

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Plataforma de elevação motorizada e portátil para
facilitar o acesso de deficientes físicos à piscina**

Beatriz Espirito Santo Rodrigues

Prof. Orientador: Leydervan Xavier, D.C.

**Rio de Janeiro
Junho de 2018**

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ**

**Plataforma de elevação motorizada e portátil para
facilitar o acesso de deficientes físicos à piscina**

Beatriz Espirito Santo Rodrigues

Projeto final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação Superior
do CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica

Prof. Orientador: Leydervan Xavier

**Rio de Janeiro
Junho de 2018**

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a meus pais, irmã, familiares, namorado e amigos que sempre me incentivaram, e a todas as mulheres pioneiras na engenharia que permitiram a minha chegada até aqui.

Beatriz Espirito Santo Rodrigues

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiro a Deus, por me dar sempre forças e esperança para continuar trilhando o caminho que eu escolhi trilhar independente das dificuldades que aparecessem. Agradeço imensamente a minha mãe, Maria Lucia Espirito Santo Rodrigues, grande inspiradora desse projeto, por me apoiar, por sempre ter uma palavra para me acalantar quando a vontade de continuar começava a fraquejar e por ser o maior exemplo de força que eu poderia ter, aguentando sempre todas as dificuldades e desafiando todas as suas limitações pela sua família. Agradeço ao meu querido pai, Marcos Luiz Freitas Rodrigues, por ter sido durante todo o caminho o meu maior pilar de honestidade, por me ensinar a importância de nos dedicarmos ao que realmente acreditamos e por me desafiar a ser sempre o melhor de mim. A minha irmã Mariana Espirito Santo Rodrigues, por ser a melhor amiga que eu poderia ter e por ser a razão para eu enfrentar qualquer dificuldade que apareça. Ao meu namorado e parceiro Gabriel Ayres Adão por ter me dado todo o suporte imaginável e ter se entregado profundamente a esse projeto como se fosse dele próprio me ajudando quando tudo já se tornava impossível. Ao fim agradeço ao Mestre Leydervan Xavier por ter me aceitado, por ter tido infinita paciência, por ouvir minhas ideias e aceita-las mesmo parecendo loucura, e por ter me ensinado que com a engenharia podemos solucionar problemas e realizar sonhos.

Obrigada!

RESUMO

A mudança na pirâmide etária da população brasileira, com o aumento do percentual de idosos e significativo número de pessoas com deficiência física têm inspirado ações para garantir acessibilidade dos ambientes aos cidadãos inseridos nestes segmentos e, com isto, aumentar sua inclusão social nas atividades cotidianas. Neste esforço de inclusão, também são necessárias adaptações de atividades esportivas e de lazer, como acontece com pessoas com mobilidade reduzida, de modo a favorecer oportunidades de reabilitação motora e fisioterapia para pessoas com deficiências e idosos. Algumas destas ações são formalizadas pela criação de normas, como a norma NBR 9050, que exige condições de acessibilidade em edificações, mobiliários, espaços construídos em sua vigência. Há, contudo, muitos ambientes construídos antes da sua validade e, que por isto, não atendem as necessidades de portadores de deficiências físicas, principalmente motoras, e conseqüentemente não permitem que esses desenvolvam atividades que melhorem as suas condições de vida. O presente trabalho consiste do desenvolvimento de uma plataforma de elevação motorizada, capaz de realizar movimento vertical transportando um usuário de muletas ou cadeira de rodas do nível do terreno ao fundo de uma piscina e deste para a superfície, constituindo um recurso viável e seguro para acessibilidade a piscinas em quaisquer ambientes que pode ser instalado e removido sem necessidade de obras civis. O projeto do equipamento atende a requisitos de ergonomia, segurança e facilidade de montagem, transporte e manutenção.

Palavras-chaves: Plataforma de elevação; acessibilidade; deficientes físicos; acesso a piscina.

ABSTRACT

The change in the age pyramid of the Brazilian population, with the increase in the percentage of people with physical disabilities and the elderly has inspired actions to guarantee the accessibility of the spaces to the citizens inserted in those segments, and with that increase their social inclusion in daily activities. In this inclusion effort, adaptations of sports and leisure activities are required to cover persons with reduced mobility, in order to favor opportunities for motor rehabilitation and physiotherapy for people with disabilities and the elderly. Some of these actions are formalized by the creation of norms, such as the NBR 9050 standard, which requires accessibility conditions in buildings, furniture, and built spaces in force. There are, however, many environments built before their validity and therefore do not meet the needs of physically disabled people, especially motorists, and consequently do not allow them to develop activities that improve their living conditions. The present work consists of the development of a motorized lifting platform capable of performing vertical movement by transporting a passenger from crutches or wheelchairs from the ground level to the bottom of a pool and from the pool to the surface, constituting a viable and safe resource for accessibility to swimming pools in any environment that can be installed and removed without the need for civil works. The design of the equipment meets the requirements of ergonomics, safety and ease of assembly, transportation and maintenance.

SUMÁRIO

1. Introdução.....	11
1.1. Motivação.....	13
1.2. Justificativa.....	14
1.3. Objetivo.....	15
1.4. Metodologia e Trabalho realizado.....	15
2. Elevadores e seus mecanismos de Elevação.....	17
2.1. Mecanismo de elevação por porca e fuso (Parafuso de Potência).....	17
2.2. Mecanismo de elevação por pinhão e cremalheira.....	21
2.3. Mecanismo de elevação hidráulico.....	23
2.4. Escolha do tipo de mecanismo de elevação.....	25
3. Metodologias de análise da plataforma de elevação e seus componentes.....	26
3.1. Considerações sobre a concepção do Equipamento.....	27
3.2. Método de análise dos esforços atuantes na plataforma e seus componentes.....	29
3.2.1. Forças atuantes na plataforma.....	30
3.2.2. Forças atuantes nos fusos.....	33
3.2.3. Forças atuantes nos parafusos.....	35
3.3. Método de lubrificação da plataforma e seus componentes.....	39
3.4. Ergonomia da plataforma.....	40
3.5. Método de dimensionamento de motor elétrico para a transmissão por mecanismo fuso porca 42	
3.5.1. Motores elétricos.....	42
3.5.2. Determinação do torque necessário para o fuso.....	43
3.5.3. Determinação da rotação necessária para o fuso.....	49
3.5.4. Determinação da potência necessária para o fuso.....	50
3.5.5. Determinação da eficiência da transmissão por fuso.....	51
3.6. Método para a fixação do motor ao suporte móvel.....	52
3.7. Método de parada da plataforma.....	52
3.7.1. Chave de fim de curso.....	53
4. Dimensionamento final da plataforma e dos seus componentes.....	56
4.1. Dimensionamento do fuso.....	56
4.1.1. Cargas de flambagem.....	56

4.2.	Dimensionamento do motor	59
4.2.1.	Torque necessário pelo fuso	59
4.2.2.	Eficiência da transmissão por fuso	63
4.2.3.	Rotação necessária pelo fuso	63
4.2.4.	Potência necessária para o fuso.....	64
4.2.5.	Dimensionamento do acoplamento do eixo do motor ao eixo de transmissão	65
4.3.	Dimensionamento da plataforma.....	68
4.3.1.	Rigidez da plataforma.....	79
4.3.2.	Empuxo na plataforma	83
4.4.	Dimensionamento dos parafusos de apoio	84
4.4.1.	Força de tração nos parafusos.....	84
4.4.2.	Força de cisalhamento nos parafusos	89
4.5.	Esforços no suporte fixo.....	90
5.	Plano de instalação da plataforma de elevação	92
6.	Conclusão.....	94
6.1.	Considerações finais.....	94
6.2.	Sugestões para estudos futuros	95
7.	Referências Bibliográficas	96
Anexo I: Propriedades do Motor		99
Anexo II: Desenhos da plataforma e seus componentes		100

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Distâncias estipuladas para Cadeira de Transferência pela NBR 9050 [4]	12
Figura 2: Dimensões aceitas para escada submersa pela NBR 9050 [4].....	12
Figura 3: Exemplificação do mecanismo fuso e porca [11].....	18
Figura 4: Propriedades de rosca com perfil trapezoidal [14]	20
Figura 6: Mecanismo pinhão cremalheira [11]	22
Figura 7: Tipos de cremalheira [11].....	23
Figura 8: Mecanismo simplificado do Elevador Hidráulico [9]	24
Figura 9: Concepção geral do equipamento (elaboração própria)	26
Figura 10: Representação do sistema de contrapeso para equilíbrio de tombamento do equipamento. (Elaboração própria).....	29
Figura 11: Diagrama de corpo livre da plataforma	31
Figura 12: Modelo de carregamento considerado para o fuso de transmissão	34
Figura 13: Descrição das partes características de uma rosca [11].....	36
Figura 14: Quadro de tipos de perfis de rosca [11].....	37
Figura 15: Junta sobreposta parafusada [19].....	38
Figura 16: Fuso com rosca quadrada [12].....	44
Figura 17: Fuso com rosca trapezoidal Acme (a) A força normal de rosca é aumentada devido ao ângulo α (b) colar de empuxo tem diâmetro friccional d_c ; [12].....	44
Figura 18: (a) Diagrama de forças que atuam num parafuso de potência com rosca quadrada para um movimento ascendente (b) componentes das forças no movimento ascendente[12]	45
Figura 19: (a) Diagrama de forças que atuam num parafuso de potência com rosca quadrada para movimento descendente (b) componentes das forças no movimento descendente [12]	47
Figura 20: Características básicas e estrutura de um relé de contato [29]	54
Figura 21: Dimensões do motor WEG em mm [31].....	65
Figura 22: Dimensões da chaveta do motor escolhido [31].....	66
Figura 23: Dimensões utilizadas para cálculo das tensões na chaveta [12].....	67
Figura 24: Esquema de configuração da plataforma.....	69
Figura 25: Posicionamento dos componentes na plataforma	71
Figura 26: Modelo em SolidWorks da plataforma completa com corte lateral	72
Figura 28: Esquemática de esforços na plataforma.....	76
Figura 29: Corte em seção qualquer da plataforma	77
Figura 30: Diagrama de força cortante.....	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Tipos de perfis de rosca de transmissão [11]	18
Tabela 2: Diâmetro, passo e ângulo de avanço indicados para parafusos com rosca Acme [12]	20
Tabela 5: Coeficientes de atrito do colar [12]	61
Tabela 6: Propriedades térmicas, físicas, elétricas e mecânicas do PEAD [32].....	74
Tabela 7: Diâmetros e área de roscas de parafusos unificados UNC e UNF [12].....	86
Tabela 8: Parâmetros de rigidez de materiais de vários membros [12].....	87
Tabela 9: Propriedades do aço [33].....	89
Tabela 10: Nome, material, quantidade e massa de cada componente	93

1. Introdução

Define-se acessibilidade como a capacidade de se incluir pessoas com algum tipo de deficiência na participação de atividades através do uso de produtos, serviços e informações. Um exemplo de acessibilidade é a adaptação das ruas com rampas ao invés de degraus para possibilitar a passagem de cadeiras de rodas, ou pessoas que façam uso de muletas, ou ainda pessoas idosas, que pelo envelhecimento, têm dificuldade de locomoção. [1]

Os dois grupos, que mais necessitam de adaptações visando à acessibilidade, são os idosos e os deficientes físicos. Um estudo realizado pelo Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE) em 2015 apontou que 6,2% da população brasileira apresenta algum tipo de deficiência, sendo que a parcela de deficientes físicos pela mesma pesquisa mostrou-se 1,3% da população, e quase metade desse total (46,8%) apresenta um grau intenso ou muito intenso de limitações. [2]

O envelhecimento da população brasileira tem se intensificado de acordo com pesquisas também realizadas pelo IBGE tendo-se a previsão da população em 2060 chegar a mais 19 milhões de brasileiros com 80 anos ou mais. Nas estatísticas, mostra-se sempre uma maior expectativa de vida feminina em relação à masculina. Tal fato contribui para que a incidência de deficiência física seja maior nas mulheres que nos homens, pois essas ao viverem mais desenvolvem com o envelhecimento mais limitações. Com base em censos demográficos recentes as pessoas idosas são o grupo mais afetado por deficiências físicas, sendo a deficiência motora a mais comum, com 17,3% de incidência entre os idosos. [3]

A norma 9050 da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), revisada pela última vez em 2004, estabelece critérios e parâmetros técnicos que devem ser observados durante o projeto, construção e instalação e reforma ou adaptação de edifícios, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos às condições de acessibilidade. Nesta norma, foram incluídos critérios para a construção de piscinas visando permitir a entrada de pessoas com deficiências motoras. Entre esses critérios, foi instituído que o acesso a piscina deve ser garantido através de degraus, rampas submersas, bancos para transferência ou equipamentos de transferência exemplificados com as distâncias aceitas na norma pelas Figuras 1, e 2. [4]

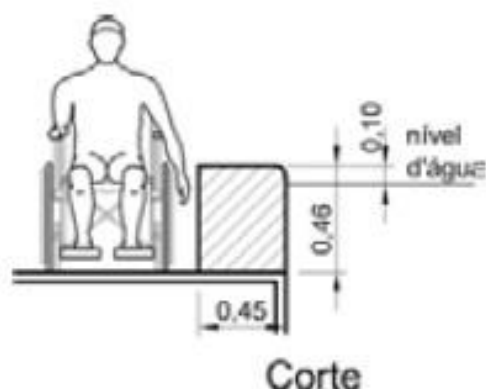


Figura 1: Distâncias estipuladas para Cadeira de Transferência pela NBR 9050 [4]

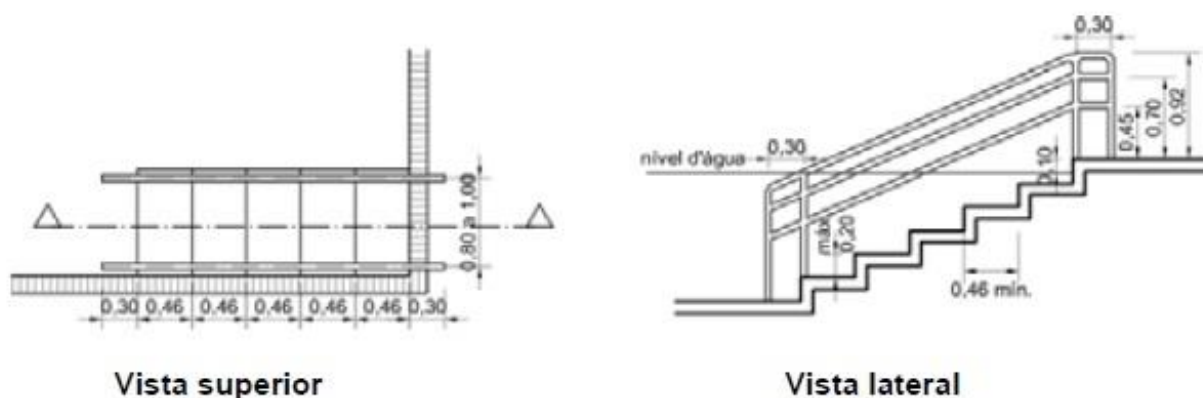


Figura 2: Dimensões aceitas para escada submersa pela NBR 9050 [4]

Pela norma ser recente, ainda está sendo aplicada, gradativamente, aos novos espaços urbanos, e por não abranger a ambientes privados, ainda há muitas piscinas que não seguem as regras de acessibilidade e só apresentam como forma de acesso a escada vertical. Nesses casos é preciso pensar em soluções alternativas para permitir o acesso de pessoas com mobilidade reduzida às atividades de lazer e de esporte envolvendo o uso da piscina. Uma dessas soluções alternativas é a plataforma de elevação portátil, que pode ser instalada em qualquer tanque, e permite não só o acesso de cadeirantes como também pessoas que utilizem de muletas ou tenham alguma deficiência motora, ou ainda, estejam com a mobilidade temporariamente reduzida, como no caso de acidentados. [4]

Outra norma que trata sobre o assunto de plataformas de elevação para pessoas com mobilidade reduzida é a NBR 9386-1, que define requisitos de segurança, dimensões e operação funcional para plataformas de elevação vertical. Nessa norma são definidos como requisitos gerais para plataformas de elevação [5]:

- Levar em consideração durante o projeto a frequência de utilização da plataforma.
- Incorporar proteção contra: cortes, esmagamento, aprisionamento, escoriação, queda ou tropeço, choque físico ou impacto, choque elétrico, e fogo.
- Assegurar acesso à manutenção, reparo ou inspeção.
- A velocidade da plataforma não pode ser superior a 0,15 m/s.
- Deve resistir às forças de operação.
- O dimensionamento deve ser efetuado utilizando de coeficiente de segurança igual ou superior a 1,6.
- Proteger equipamentos e elementos mecânicos como engrenagens ou unidade de acionamento, para impedir riscos físicos a pessoas.
- Devem ser fornecidas guias para todo o percurso da plataforma, podendo essa ser enclausurada ou não.

1.1. Motivação

O uso de uma piscina pode ser considerado não só recreativo como também uma forma de praticar esportes, melhorar os níveis de ansiedade, reduzir estresse, aumentar a sociabilidade, e de exercitar as capacidades motoras de uma pessoa que já as tem reduzida.

As propriedades físicas da água têm sido, historicamente, usadas como forma de tratamento de variadas condições clínicas, sendo hoje em dia a hidroterapia uma importante ferramenta da fisioterapia. Estudo realizado pela Universidade Federal de São Carlos em 2008 demonstrou que os efeitos fisiológicos proporcionados pela água são amplos e envolvem respostas cardíacas respiratórias, renais e musculoesqueléticas. [6]

A Organização Mundial de Saúde aponta a prática de exercícios entre idosos como um dos principais meios de combate a depressão, insônia, e doenças cardiovasculares. Entre os esportes mais procurados pelos idosos se encontra a hidroginástica, por permitir que pessoas

com problemas de equilíbrio ou que precisem de uma menor descarga de peso nas articulações pratiquem esportes, pois durante o exercício mais da metade do corpo está submerso em água, e ação da gravidade é reduzida, fazendo com que os esforços realizados sejam compensados e amenizados.

Existem no Brasil equipamentos comercializados, que permitem a entrada de pessoas com mobilidade reduzida em piscinas e afins, mas têm se focado em dispositivos fixos e de operação complexa. Algumas alternativas parecem vocacionadas para clubes e instituições, em que o equipamento pode ser fixado às bordas ou ao piso em volta da piscina e pode contar com a operação de alguém treinado para isso. A concepção de um equipamento simples e transportável, que se adeque às necessidades de um usuário nos diversos ambientes em que pretenda usar piscinas, parece pouco explorada. Há equipamentos importados que atendem esses requisitos, mas dependem de importação e são caros. [7]

1.2. Justificativa

A acessibilidade e mobilidade têm se tornado temas recorrentes, atualmente, no entanto, a preocupação concentra-se em criar-se condições para os deficientes acessarem os ambientes de convívio comum, ou transportes públicos. O assunto não é tão explorado quando se trata de atividades físicas e de lazer voltadas para o deficiente, sendo essa ainda uma grande carência na nossa sociedade, em que persiste a exclusão dessas pessoas.

No ano de 2017, durante o seminário: “Acessibilidade e Inclusão: Expressão da Cidadania”, organizado pelo Tribunal de Contas da União, foram divulgados dados pelo palestrante americano James Thurston, vice-presidente da Global Initiative for Inclusive Information and Communication Technologies, que revelam ainda serem poucos os países que apresentam iniciativas reais para promover a inclusão de pessoas com deficiência. Um dos dados divulgados foi que, de acordo com o levantamento realizado, 78% dos países possuem órgão dedicado a pessoas com deficiência, porém somente 27% dos países apresentam tecnologia assistiva e adaptações para estudantes universitários deficientes. [8]

Durante o mesmo evento foi avaliado pela professora universitária e médica Izabel Loureiro Maior, palestrante do evento, que o preconceito e a discriminação ainda são barreiras

para as pessoas com deficiência e criam obstáculos como falta de oportunidades no mercado de trabalho e falta de iniciativas voltadas para a qualidade de vida dos deficientes. [8]

1.3. Objetivo

O objetivo do trabalho é projetar uma plataforma de elevação, de baixo custo, quando comparado com o de outras soluções existentes, que permita o acesso de deficientes físicos, idosos com mobilidade reduzida, e pessoas com limitações físicas, por qualquer motivo à piscina e às atividades que podem ser desenvolvidas em seu interior, tanto para lazer quanto para terapias de saúde ou esportivas.

Não são discutidos os tipos de deficiência física nem se o dispositivo que será projetado auxiliará no tratamento dessas, concentrando-se apenas em construir um dispositivo que permita o acesso de um usuário de forma confortável, seja de pé, auxiliado por muletas ou utilizando uma cadeira de rodas.

Assim espera-se criar uma forma de ingresso em piscinas que possibilite a pessoas com restrições físicas usufruir destas, aumentando a inclusão social, esperando aumentar a conscientização da comunidade quanto à necessidade de pensar-se em todas as pessoas ao se projetar um espaço que influa sobre a qualidade de vida de um ser humano.

1.4. Metodologia e Trabalho realizado

Primeiramente, foi escolhido qual seria o mecanismo de acionamento para realizar a elevação da plataforma, sendo este selecionado de acordo com os pré-requisitos definidos para o projeto. Após essa seleção foram analisados os esforços presentes na plataforma de elevação e seus componentes, através dos modelos encontrados na literatura, para dimensioná-la. Nesse processo foram observadas as normas de ergonomia e as normas relativas a máquinas de elevação, de forma a garantir, respectivamente, o conforto e a segurança do usuário. Foram identificadas as reações no equipamento e seus componentes, geradas pela massa do usuário e

sua própria massa, as forças de reação do fluido aonde o dispositivo é inserido, que é a água de piscina, e as forças de atrito entre os componentes do mecanismo.

Em seguida foram escolhidos os materiais para compor a estrutura, o lubrificante que melhor atendesse às necessidades do mecanismo, a altura necessária das hastes de apoio para conforto do usuário, e foi proposta um tipo de estrutura de transporte, que comportaria a plataforma e suas peças, adequada ao deslocamento desta para diferentes locais.

2. Elevadores e seus mecanismos de Elevação

Desde os primórdios da civilização houve a necessidade do transporte de cargas ou pessoas, tendo sido pensados, ao longo dos anos, diferentes formas para essa elevação. Foram propostos mecanismos por roldanas, manivelas, alavanca e outros, até que em 1857 é inaugurado o primeiro elevador de usuários por Elisha Graves Otis com mecanismo de segurança que impedia que os cabos se rompessem. [9]

Existem hoje vários tipos de máquinas de elevação e transporte com mecanismos diferentes podendo ser divididos nos seguintes grupos [10]:

- Maquinas de elevação: constituem grupo de aparelhos de uso periódico projetado como mecanismo próprio de elevação, ou para elevação e movimentação de cargas.
- Guindastes: combinam mecanismos de elevação, distanciados por uma estrutura para apenas elevar e mover cargas que podem estar livres, somente sendo içadas ou presas pela própria estrutura.
- Elevadores: é o grupo que engloba as máquinas e ação periódica, para levantamento de cargas com o auxílio de guias.

O projeto de uma plataforma de elevação contém as mesmas características de periodicidade e carregamento que o projeto de um elevador. Dessa forma os principais tipos de mecanismos utilizados em elevadores que podem também ser considerados em projetos de plataformas de elevação, pela segurança e continuidade da transferência de movimento, são elevação por: porca e fuso, pinhão e cremalheira, e mecanismo hidráulico. Esses mecanismos mencionados serão detalhados nas seções a seguir. [10]

2.1. Mecanismo de elevação por porca e fuso (Parafuso de Potência)

O mecanismo de elevação por porca e fuso, que também pode ser chamado de parafuso de potência, mostrado na Figura 3, consiste numa barra rosqueada externamente de passo contínuo, chamado o fuso ou parafuso de potência, que é usado em conjunto com uma porca acionadora, ou mancais rosqueados, ou buchas, ou porcas especiais todos esses podem ser

chamados de castanha. A porca é quem será responsável pela transmissão do movimento de rotação do fuso a cada giro ou fração de giro para seu eixo transversal de forma linear vertical ou horizontalmente. [11]

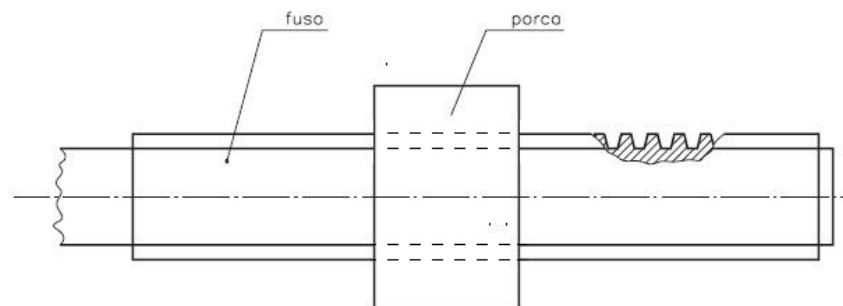


Figura 3: Exemplificação do mecanismo fuso e porca [11]

A rosca de transmissão do fuso pode apresentar os tipos de perfil: quadrado, trapezoidal e misto, exemplificados na Tabela 1.

Tabela 1:Tipos de perfis de rosca de transmissão [11]

PERFIL	ROSCA EXTERNA	ROSCA INTERNA
Quadrado		
Trapezoidal		
Misto		

Os perfis têm características diferentes e são recomendados para os seguintes tipos de uso [11]:

Rosca com perfil quadrado – utilizado na construção de roscas múltiplas, que são roscas que possuem duas ou mais entradas desenvolvendo um avanço axial maior a cada volta completa do fuso. Os conjuntos fuso e porca com esse perfil de rosca são utilizados sempre que houver necessidade de se obter maior impacto ou grande esforço em mecanismos como balancim e prensa.

Rosca com perfil trapezoidal (Padrão Acme) – resiste a grandes esforços durante a transmissão de movimento. Esse tipo de perfil é utilizado no conjunto fuso e porca de máquinas-ferramenta como tornos, plainas e fresadoras, preferido ao perfil de rosca quadrado por ser mais fácil de usinar e por permitir o uso de uma porca partida, que pode ser ajustada para compensar o desgaste.

Rosca com perfil misto – muito usada na construção de conjuntos fuso e porca com esferas recirculantes, que são elementos de transmissão de alta eficiência, pois transformam o movimento de rotação em movimento linear e vice-versa. Um exemplo de aplicação é no mecanismo de acionamento de avanço do carro da fresadora ferramenteira CNC, pois faz a transferência de força com o mínimo atrito.

O tipo de rosca mais recomendado para a transmissão de movimento vertical em máquinas de elevação é a de perfil quadrado, por não ter a fricção causada pelo plano inclinado existente no perfil trapezoidal, porém pela maior facilidade de fabricação e por ter propriedades muito semelhantes ao perfil quadrado, o perfil trapezoidal Acme, ilustrado na Figura 4, é frequentemente preferido. Na Tabela 2 apresenta-se alguns valores comuns para as propriedades de rosca Acme como valor de diâmetro médio (d_m), passo (p) e ângulo de avanço (λ). Os principais materiais utilizados para a confecção do fuso podem ser alumínio ou aço (carbono, carbono com tratamento, liga, inoxidável). [12]

Um parafuso de potência convencional com rosca trapezoidal usualmente é fabricado com um ângulo de avanço (λ) variando em torno de 2 e 5 graus e possui coeficiente de atrito em torno de 0,15. Analisando a curva de eficiência de parafusos de potência com roscas Acme mostrada na Figura 5, pode-se concluir que a eficiência destes parafusos fica em torno de 18% a 36%, que são valores considerados baixos. [13]

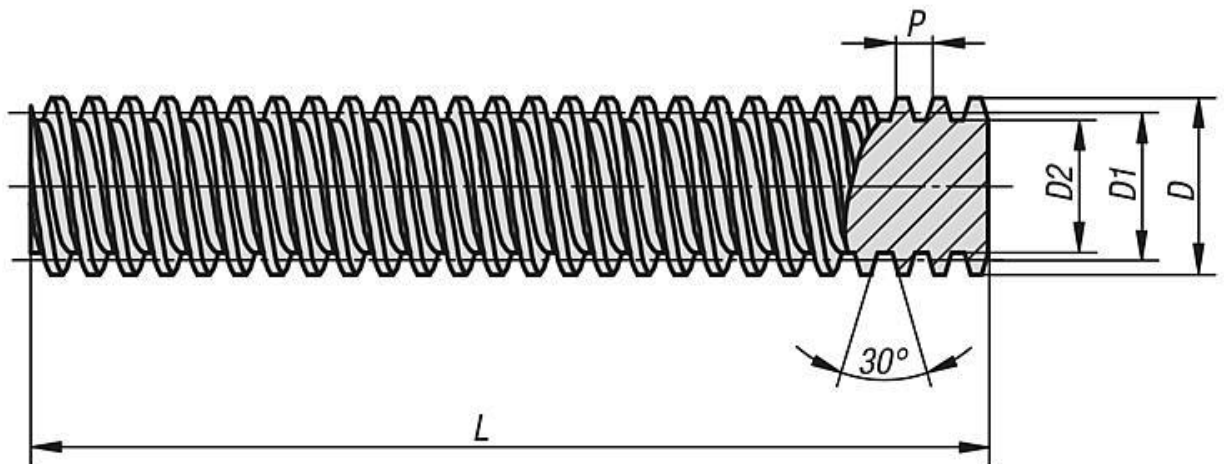


Figura 4: Propriedades de rosca com perfil trapezoidal [14]

Tabela 2: Diâmetro, passo e ângulo de avanço indicados para parafusos com rosca Acme [12]

Diâmetro (mm)	6,5	8,0	9,5	12,7	15,9	19,1	22,2	25,4	31,8	38,1
Passo (mm)	1,6	1,8	2,1	2,5	3,2	4,2	4,2	5,1	5,1	6,4
Ângulo de avanço (graus)	5,2	4,7	4,5	4,0	4,0	4,5	3,8	4,0	3,2	3,3

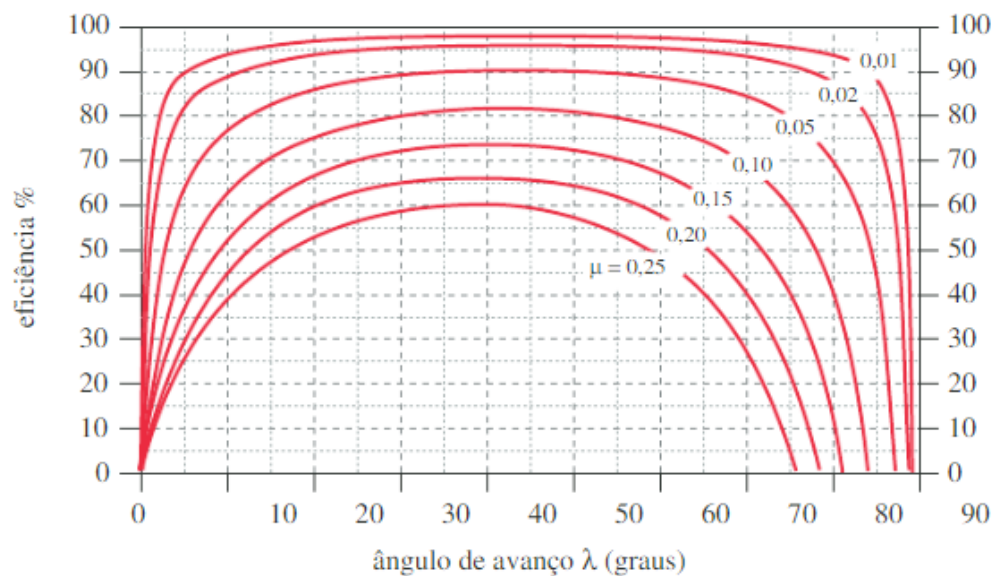


Figura 5: Curvas de Eficiências de parafusos de potência com rosca Acme (Trapezoidal)

[13]

Segundo a A.T.I. Brasil – Artigos técnicos industriais, empresa líder do segmento de distribuição de artigos técnicos industriais, as principais vantagens de utilizar um mecanismo fuso e porca com rosca trapezoidal são [15]:

- Grande quantidade de acessórios disponíveis para adaptações do conjunto para diferentes funções.
- Montagem simples e fácil manutenção.
- Atende a vários tamanhos e capacidades de carga.
- Trabalho universal em cada posição de montagem.
- Não há movimentação (reco) nas paradas (travamento automático).
- Acionamento por meio de motoredutores, motores elétricos, hidráulicos, pneumáticos ou manualmente.

A porca que deve ser acoplada ao fuso para ocorrer o movimento linear pode ser de formato cilíndrico, cilíndrico flangeado ou quadrado, e é feita em aço, latão, bronze ou nylon.

Alguns exemplos de aplicação desse mecanismo em máquinas de elevação também segundo a A.T.I. Brasil são: elevador de cargas, elevador para portadores de necessidades especiais, elevador residencial, prensa de fricção, fresas e tornos, entre outros. [15]

Para dimensionar o fuso trapezoidal adequado para a máquina que se pretende projetar alcance o desempenho necessário é preciso saber a velocidade de deslocamento da máquina, a massa da carga a ser movimentada, e o comprimento máximo do fuso. [15]

2.2. Mecanismo de elevação por pinhão e cremalheira

O mecanismo pinhão e cremalheira compõe um sistema de transmissão de movimento muito utilizado na mecânica, principalmente, no segmento de construção cível e *offshore* no elevador de pinhão e cremalheira, como substituto ao elevador de cabos, atualmente proibido pela portaria MR-8. [16]

O elemento do conjunto chamado de pinhão também pode ser chamado de coroa que são sinônimos para engrenagem. O outro elemento do conjunto, a cremalheira, um trilho dentado, que também pode ser considerada uma roda de raio infinito, irá converter o movimento

de rotação da engrenagem (Coroa) em movimento longitudinal. Na Figura 6, consta um exemplo de conjunto pinhão e cremalheira. [16]

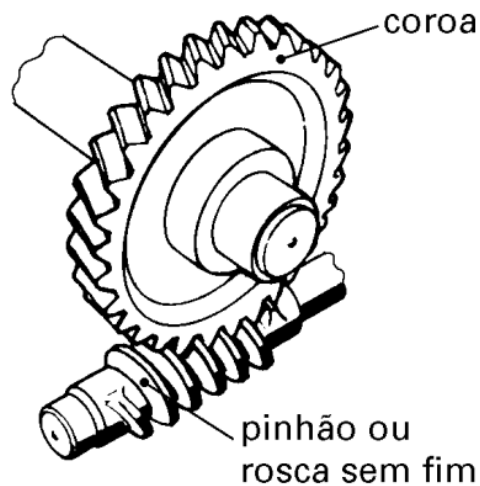


Figura 5: Mecanismo pinhão cremalheira [11]

Um sistema pinhão-cremalheira para elevadores é acionado usualmente por um conjunto composto de no mínimo dois motofreios de velocidade, com o propósito de se alcançar um alto torque gerado, e conseqüentemente uma velocidade elevada. Elevadores que se utilizam desse sistema são considerados os elevadores de carga com maior velocidade possível. Há também a praticidade do mecanismo ser completamente desmontável o que permite que ele seja instalado e desinstalado em diferentes localidades, o que facilita o uso desse tipo de elevador em obras periódicas, como é o caso na construção cível. [16]

O sistema apresenta como vantagens, alto nível de segurança em sua operação e manutenção, velocidade superior ao sistema convencional, simplicidade e facilidade na montagem, desmontagem, operação e manutenção, possibilidade de alteração na sua altura e quantidade de cabinas a qualquer momento, estrutura modular e autoportante, poder ser utilizado em qualquer altura pela possibilidade de acréscimo de cremalheiras. [16]

As cremalheiras podem ser do tipo cremalheira de dentes perpendiculares, que se acoplam a engrenagens de dentes retos, ou cremalheiras de dentes inclinados que se acoplam a engrenagens helicoidais, os dois modelos de cremalheiras são expostos na Figura 7. [11]

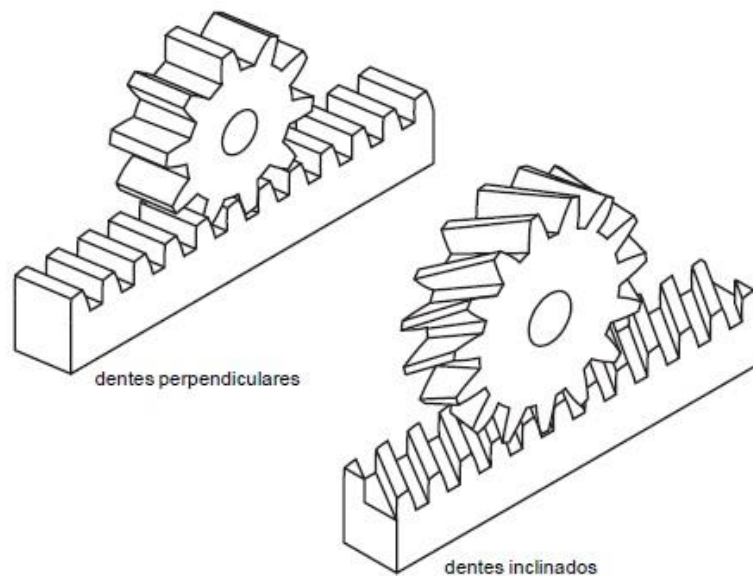


Figura 6: Tipos de cremalheira [11]

Como as dimensões das cremalheiras têm de ser iguais as dimensões equivalentes da engrenagem para promover o encaixe perfeito entre os dentes, os cálculos da cremalheira necessária para um projeto são feitos baseados nas fórmulas de engrenagem que faz parte do seu conjunto. [11]

2.3. Mecanismo de elevação hidráulico

Além dos outros mecanismos já mencionados uma máquina de elevação pode utilizar um sistema hidráulico para realizar seu deslocamento.

Sabendo que pressão será constante em todos os pontos de fluido enclausurado e que pressão é igual à força sobre área, produz-se um dispositivo hermeticamente fechado com duas colunas com áreas transversais diferentes, tendo umas das colunas área expressivamente menor do que a outra, dessa forma ao aplicar-se uma força na extremidade mais estreita essa será transmitida ampliada na outra extremidade. A exemplificação simples do funcionamento do mecanismo é feita na Figura 8. [9]

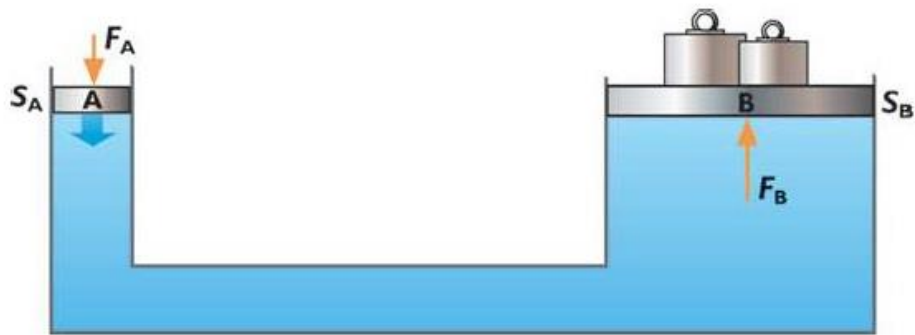


Figura 7: Mecanismo simplificado do Elevador Hidráulico [9]

Para criar o seu princípio, Pascal utilizou o princípio da hidrostática previamente definido por Stevin, que diz: "A diferença entre as pressões de dois pontos de um fluido em equilíbrio é igual ao produto entre a densidade do fluido, a aceleração da gravidade e a diferença entre as profundidades dos pontos.". [17]

Esse princípio hidrostático pode ser descrito pela seguinte formula:

$$\Delta p = d * g * \Delta h \quad (1)$$

Em que:

- Δp = Diferença de pressões
- d = Densidade do fluido
- g = Aceleração da gravidade
- Δh = Diferença entre as profundidades

Usando as variáveis mostradas na Figura 8 o princípio de Pascal pode ser representado pela equação:

$$\frac{F_a}{A_a} = \frac{F_b}{A_b} \quad \leftrightarrow \quad F_a * A_b = F_b * A_a \quad (2)$$

Pela visualização da formula é possível perceber que quanto maior a diferença entre as áreas menor será a força necessária para gerar a força de acionamento do objeto.

O mecanismo de elevação hidráulico é utilizado quando é necessário um bom rendimento mecânico (70% a 80%) e quando é preciso transportar elevadas cargas, acima de 500t. Para o

cálculo do transporte vertical num sistema hidráulico é necessário saber o diâmetro do cilindro de carga, o diâmetro do pistão que bombeia o fluido, e o comprimento de alavanca utilizado. [9]

2.4. Escolha do tipo de mecanismo de elevação

O mecanismo escolhido para este projeto de plataforma foi o de fuso e porca, pois é o que atende melhor os pré-requisitos do projeto, que serão discutidos em seguida.

A carga que precisa ser levantada pela plataforma de projeto é uma carga média, e precisa atender uma faixa de pesos pelo o uso do equipamento por diferentes usuários que terão diferentes massas. Portanto o uso de um mecanismo hidráulico seria desnecessário por sustentar uma carga muito maior do que a requerida.

A velocidade de deslocamento do dispositivo é limitada pela norma NBR 9386 que define que plataformas de elevação para pessoas com mobilidade reduzida não pode ser superior a 0,15 m/s . Um mecanismo de cremalheira e pinhão, então, não atenderia o requisito, por ser um mecanismo que, caracteristicamente, desenvolve uma velocidade muito alta. [5]

Dessa forma o melhor mecanismo para o projeto é o de fuso e porca, com rosca trapezoidal, de modo a impedir o retorno do movimento e capaz de resistir a cargas elevadas [11]

3. Metodologias de análise da plataforma de elevação e seus componentes

Após a definição do mecanismo de elevação que será utilizado na plataforma, pode-se definir que essa terá alguns elementos indispensáveis, como:

- Dois fusos guias ou mais, dependendo do cálculo de torque necessário no sistema;
- Uma plataforma que deverá transportar o usuário e seus adereços;
- 2 porcas acionadoras de movimento, considerando que é necessária uma porca por fuso;
- 4 parafusos para a fixação da plataforma nas porcas acionadoras, sendo dois parafusos por porca, para compensar o momento gerado pela plataforma;
- Contrapeso para estabilizar o mecanismo, sem a necessidade de ser engastado.

Na Figura 9 está representada a concepção geral do equipamento, elaborada no programa SolidWorks, com a identificação dos principais componentes, que serão dimensionados nas seções a seguir.

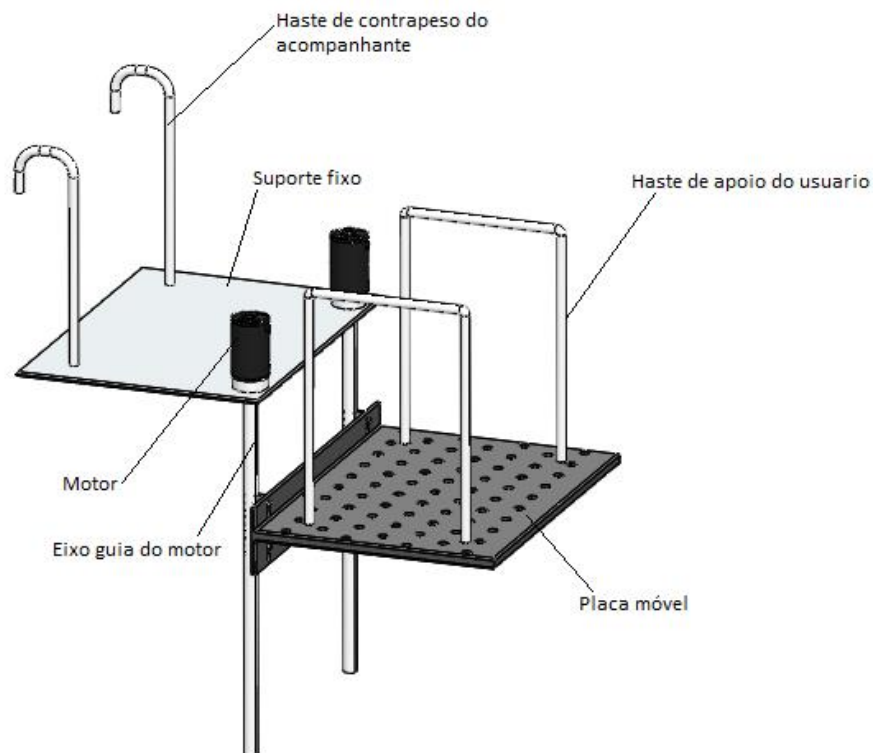


Figura 8: Concepção geral do equipamento (elaboração própria)

Há questões críticas que foram objeto de especial atenção: o equilíbrio do conjunto com o operador e o usuário, particularmente, em relação ao tombamento para dentro da piscina; a rigidez da plataforma para assegurar o funcionamento dos fusos e porcas no movimento vertical e, também, favorecer a sensação de segurança de quem se apoia, de pé ou em uma cadeira de rodas, sobre uma superfície o mais plana possível; os esforços de empuxo e resistência da água durante os movimentos verticais.

3.1. Considerações sobre a concepção do Equipamento

Foi decidido o uso de dois motores ao invés de um para facilitar o posicionamento desses mantendo um vão livre na plataforma para a entrada da cadeira ou do usuário de bengalas. Porém por ter sido tomada essa decisão será necessário um componente elétrico que sincronize o movimento dos dois motores perfeitamente para permitir o movimento da plataforma. Esse componente elétrico de sincronização não será detalhado no trabalho por não fazer parte do projeto mecânico básico da plataforma.

Ao observar-se a figura 9 pode-se concluir que na posição de maior elevação da plataforma ainda existirá um degrau entre ela e o suporte móvel gerado pela parte vertical superior da plataforma. Esse degrau foi criado para equilibrar o momento gerado pelo carregamento vertical na plataforma e não influirá negativamente na entrada do usuário por ser menor do que os degraus determinados na norma 9386 para pessoas com mobilidade reduzida, e também por ser um degrau facilmente vencido pela roda da cadeira de rodas.

Pela necessidade de adequação da plataforma a diferentes alturas de piscina mantendo sempre o eixo de apoio do motor apoiado no chão da piscina a flange que fixa o motor ao suporte fixo permite o movimento vertical do eixo, mas pela existência de chaveta trava o movimento horizontal e a rotação do motor.

Foram estudadas as formas possíveis de criar o contrapeso e foi averiguado que este poderia ser um peso fixo ao chão sustentando a massa aplicada no mecanismo pela força de atrito gerada com o contato com o chão, ou poderia ser feito com a força humana de um acompanhante utilizando-se de uma alavanca que impediria a placa de sustentação de trepidar ou rotacionar.

Sabendo que a força de atrito estática pode ser quantificada pela fórmula:

$$F_{AT} = \mu_{est} * N \quad (3)$$

Sendo:

- μ_{est} = Coeficiente de atrito estático do material
- F_{AT} = Força de Atrito
- N = Força Normal

Sabendo também que para o movimento ser impedido a força peso do contrapeso deve ser maior, ou igual, que a força peso gerada pela massa da estrutura, do usuário e de seus acessórios, podendo-se estimar essa massa total de 150 kg conforme indica a norma NBR 9386, a equação se tornaria:

$$m_{contrapeso} * g \leq m_{total} * g \quad (4)$$

Sendo as incógnitas,

- $m_{contrapeso}$ = Massa do contrapeso
- m_{total} = Massa total da estrutura, usuário e seus acessórios
- g = Aceleração da gravidade

Utilizando uma massa total de 150 kg, seria necessária uma massa de aproximadamente 150 kg para realizar o contrapeso, o que tornaria a ideia do projeto de portabilidade inviável, pois seria necessário o transporte de uma massa de 150 kg inteira, mas os outros equipamentos do mecanismo, o que demandaria grande trabalho, e equipamento especializado.

Para evitar esse inconveniente, optou-se por fazer o contrapeso por esforço humano, que seria realizado por um acompanhante do deficiente motor, ou alguma pessoa presente na localidade disposta a auxiliar o acesso. Esse esforço seria feito com o auxílio de uma haste, para possibilitar o movimento de alavanca, que também poderia servir para o transporte da estrutura quando não estivesse em uso, encaixada na parte placa fixa da estrutura mantida na beira da piscina para apoio da plataforma.

Na Figura 10 este arranjo está ilustrado.

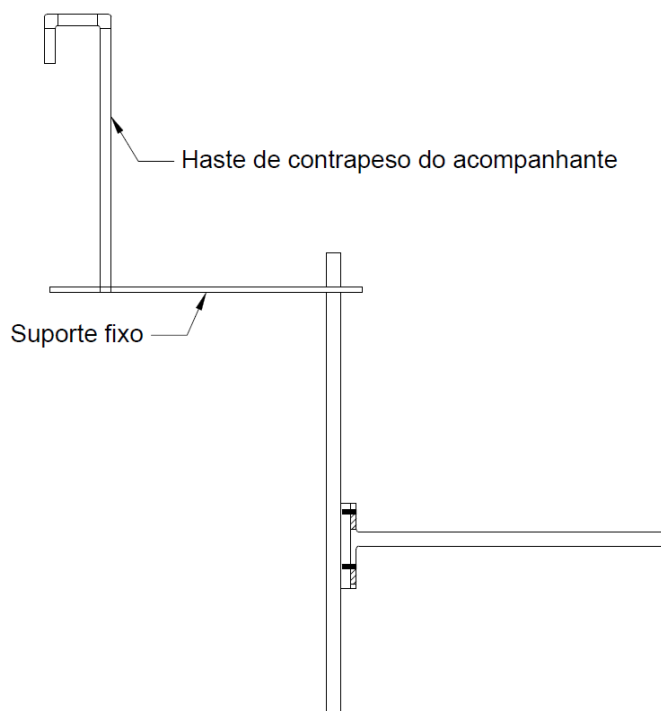


Figura 9: Representação do sistema de contrapeso para equilíbrio de tombamento do equipamento. (Elaboração própria)

Dos componentes essenciais, os que são críticos, por sofrerem a maior sollicitação dentro do projeto e que determinam quais serão as dimensões mínimas e cargas máximas, são: a plataforma, os fusos, e os parafusos. Portanto serão analisados os esforços nesses componentes nas sessões seguintes.

3.2. Método de análise dos esforços atuantes na plataforma e seus componentes

A plataforma de elevação tem de ser planejada para funcionar no seu estado carregado ou não, pois pode ser necessário realizar o retorno dela vazia ao nível da borda da piscina ou a sua imersão na piscina sem usuário.

A plataforma passará por três momentos diferentes: o momento que em que estará alinhada com o plano adjacente ao tanque na piscina sem estar com qualquer contato com a água, o

momento em que a plataforma estará tangenciando a água e o momento em que a plataforma estará completamente submersa.

Para essas diferentes situações, é necessário que a plataforma resista aos esforços atuantes. Esses esforços podem ser devido à ação da força empuxo no mecanismo, à reação da plataforma e de seus componentes ao peso do usuário e seu peso próprio, e às forças de resistência da água ao próprio mecanismo. A força de resistência da água será desconsiderada nos cálculos pelo uso de uma plataforma vazada por vários furos, que irão permitir a passagem da água, minimizando o arraste durante o movimento de subida da plataforma, sob o peso da coluna de água.

3.2.1. Forças atuantes na plataforma

O físico, matemático, filósofo, inventor e astrônomo grego Arquimedes determinou o Princípio de Arquimedes, que tem o seguinte corolário: “Todo o corpo imerso em um fluido em equilíbrio, dentro de um campo gravitacional fica sobe a ação de uma força vertical, com sentido oposto à este campo, aplicada pelo fluido, cujo a intensidade é igual à intensidade do peso do fluido que é ocupado pelo corpo”. [17]

A força exercida pelo fluido no corpo imerso descrita no princípio de Arquimedes foi nomeada como Força Empuxo e pode ser quantificada a partir da seguinte equação [17]:

$$\vec{E} = d_F * V_{FD} * \vec{g} \quad (5)$$

Em que as incógnitas significam:

- \vec{E} = Força empuxo
- d_F = Massa específica do fluido
- V_{FD} = Volume de fluido deslocado
- \vec{g} = Aceleração da gravidade

Para calcular a tensão máxima atuando na plataforma, pode se considerar que ela está engastada nas porcas acionadoras, pois esta fixação será realizada pelo apoio de sua parte vertical nos parafusos e a plataforma será considerada idealmente rígida, sem permitir que haja

deformação em suas junções internas, transferindo integralmente os movimentos vertical, horizontal e rotacional para os seus apoios. A hipótese de a plataforma ser idealmente rígida pode ser adotada nesse trabalho pois sua realização é viável através de reforços estruturais que enrijeceriam a plataforma. Esses reforços e as deformações internas na plataforma não serão aprofundados nesse trabalho por não fazer parte do escopo do estudo.

A plataforma, no primeiro momento, não sofrerá o efeito da força empuxo, pois não estará em contato com a água e, portanto, não terá volume imerso. Logo a única força que estará atuando na plataforma será o seu peso próprio, o peso de uma possível cadeira de rodas e o peso do usuário, conforme mostrado na Figura 11.

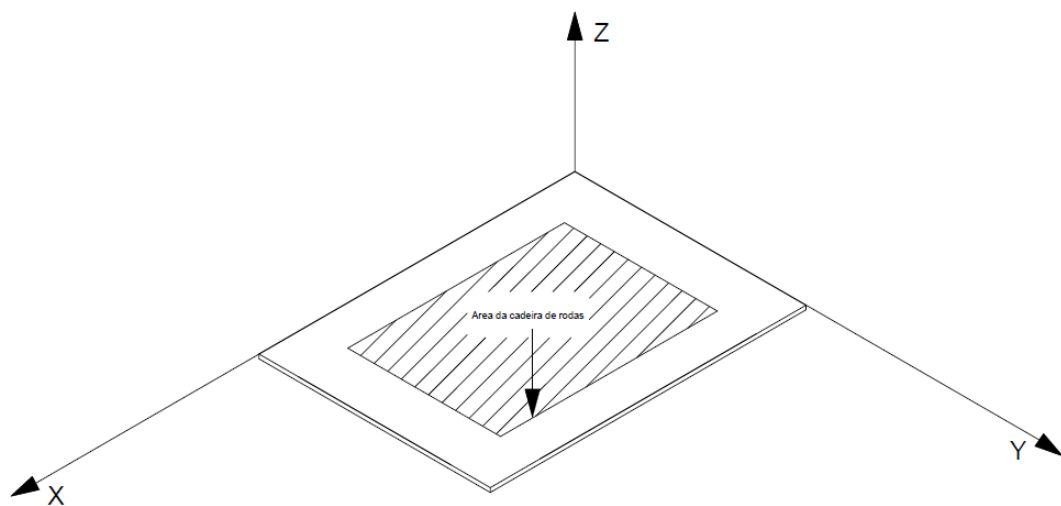


Figura 10: Diagrama de corpo livre da plataforma

A de força na plataforma pode ser considerada carga distribuída ou concentrada dependendo se o usuário estará na cadeira de rodas ou não, porém neste trabalho se utilizará somente o caso de carga distribuída pois ao considerar-se o usuário de mobilidade reduzida em pé se apoiando nas hastes de apoio a força aplicada por esse a plataforma será igualmente repassada para as hastes e para os seus pés, totalizando 6 pontos de apoio espaçados na plataforma que podem ser aproximados de uma carga distribuída.

A resultante desta força, pode-se assumir que estará atuando no centro de gravidade da plataforma, que por sua relação comprimento espessura pode ser considerada como uma viga longa, e, portanto, pode-se ignorar os esforços cisalhantes presente e considerar somente os

esforços normais compressivo ou trativo e esforços de flexão. Então a tensão máxima na plataforma será dada ou pela tensão normal dada pela equação [18]:

$$\sigma_N = \frac{P}{A} \quad (6)$$

Sendo,

- σ_N = Tensão normal
- P = Força total exercida sobre a estrutura
- A = Área transversal da estrutura

Ou a tensão máxima será igual a tensão máxima de flexão, descrita na equação [18]:

$$\sigma_{max} = \frac{M * c}{I} \quad (7)$$

Em que,

- σ_{max} = Tensão de flexão máxima
- M = Momento fletor máximo
- c = Distância perpendicular da extremidade ao eixo neutro
- I = Momento de inercia da área da seção transversal

Após definida qual das duas tensões é a tensão máxima é possível selecionar o material com o qual será produzida a plataforma, respeitando-se que a tensão máxima calculada deve ser maior que a tensão admissível no material, que é calculada pela formula [18]:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rup}}{FS} \quad (8)$$

Sendo,

- σ_{adm} = Tensão admissível
- σ_{rup} = Tensão de ruptura do material
- FS = Fator de segurança

Nos outros momentos a força empuxo atuará na plataforma com intensidade determinada de acordo com o volume da plataforma e do usuário e seus adereços que estarão

submersos, e sempre no sentido contrário da força peso por agir sempre no sentido contrário da aceleração da gravidade.

A força que será sentida pela plataforma a partir do momento que a força empuxo começar a agir sobre essa será o peso aparente que pode ser definido pela formula:

$$\vec{P}_A = \vec{P} - \vec{E} \leftrightarrow \vec{P}_A = g(m - d_F * V_{FD}) \quad (9)$$

Em que as incógnitas significam:

- \vec{P}_A = Força peso aparente
- \vec{P} = Força peso
- \vec{E} = Força empuxo
- m = Massa da plataforma e massa do usuário e seus adereços
- d_F = Massa específica do fluido
- V_{FD} = Volume de fluido deslocado
- g = Aceleração da gravidade

É possível entender pela formula 9 do peso aparente, que quanto maior for o volume submerso, menor será a força sentida pela plataforma e conseqüentemente menor será o esforço normal na mesma.

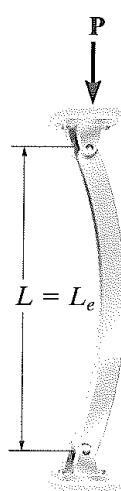
Pode-se concluir que o maior esforço normal que será sentida pela plataforma será a exercida sobre essa no primeiro momento em que não há contato com a água, e será através desse esforço que se deverá determinar o material da plataforma e a tensão admissível final.

3.2.2. Forças atuantes nos fusos

Por existir declives e imperfeições na piscina, e não se conseguir garantir a extremidade livre do fuso durante toda a operação do equipamento é necessário dimensioná-lo para suportar as cargas que lhe serão impostas quando esse estiver apoiado no fundo da piscina.

No primeiro momento, quando a plataforma está completamente sem contato com a água, o fuso está com a carga máxima aplicada em uma de suas extremidades e a outra

extremidade, em seu pior caso, pode ser considerada apoiada no fundo da piscina. Conforme a placa móvel se desloca em direção ao fundo da piscina o comprimento relativo do eixo de transmissão diminui. No primeiro momento de carregamento, considerando o alto atrito do eixo com o fundo da piscina, o fuso pode ser considerado como uma barra esbelta apoiada verticalmente em suas pontas sem poder realizar deslocamentos verticais e horizontais tendo somente liberdade de momento como indica a figura 12. Pela aplicação da massa da plataforma e do usuário e a reação do apoio, quando o fuso estiver encostando no fundo da piscina, a barra-fuso pode ser considerada comprimida. [18]



Extremidades presas por pinos

$$K = 1$$

(a)

Figura 11: Modelo de carregamento considerado para o fuso de transmissão

Em alguns casos, em que elementos estruturais esbeltos estão expostos a carregamento compressivo, a carga se torna grande o suficiente para causar uma deflexão ou uma oscilação lateral, essa deflexão em barras esbeltas e compridas é chamadas de flambagem. Esse tipo de esforço pode levar à falha repentina do equipamento e, portanto, é preciso dimensionar elementos estruturais como colunas para não romper pela aplicação dessa força. [18]

Uma barra em carregamento pode estar em equilíbrio estável ou instável, em que o equilíbrio estável é a situação em que, ao ser perturbada pela carga crítica, a tendência da barra é voltar para sua posição estática inicial, porém no equilíbrio instável ao acontecer a perturbação, o elemento esbelto não retorna a sua posição inicial. A carga que pode ou não retirar o elemento do equilíbrio é a carga crítica e seu cálculo é definido pela equação [18]:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2} \quad (10)$$

Em que,

- P_{cr} = Carregamento crítico de flambagem
- E = Modulo de elasticidade do material
- L = Comprimento da barra
- I = Momento de inércia da seção transversal

Pela observação da equação 10, pode-se concluir que, com o aumento do momento de inercia, que depende da distância da área transversal ao eixo principal de centroide da seção, há um aumento da carga crítica e, portanto, a barra se torna mais resistente e necessita de um esforço maior para ser tirada do seu estado de equilíbrio. Por essa característica, deduz se que as barras com seções ocas como tubos são mais eficientes contra esse tipo de esforço.

Ao fim, conhecido o carregamento crítico para a flambagem da barra, é possível calcular a tensão máxima suportada pela coluna e, assim, dimensioná-la de forma que a tensão de escoamento do material seja maior que a tensão máxima garantindo que o material se comporte de forma elástica.

No segundo e terceiro momentos, em que plataforma começa a submergir e imerge completamente, a carga irá se deslocar verticalmente para baixo, diminuindo o comprimento de barra que poderia estar exposto ao esforço de flambagem e diminuindo, também, o índice de esbeltes (L/r) e, conseqüentemente, a carga necessária para desequilibrar a barras aumentará. [18]

A análise do momento gerado pela excentricidade da carga aplicada pela plataforma, e a sua compensação, será feita na do momento necessário para equilíbrio do equipamento pelo contrapeso.

3.2.3. Forças atuantes nos parafusos

O parafuso é um elemento de máquina rosqueado utilizado para fixação não permanente de dois ou mais componentes, podendo esse ser classificado pela sua forma de fixação como passante, não passante, de pressão ou prisioneiro. As partes da rosca de um parafuso, mostradas na Figura 13, são características essenciais para determinar o tipo de uso adequado para cada um desses. Os tipos de roscas e suas aplicações são mostrados na Figura 14. [11]

Para o projeto da plataforma, de acordo com a Figura 14, os tipos possíveis de rosca são a rosca triangular e a rosca redonda, por serem as recomendadas para a fixação e para altos carregamentos respectivamente. A escolha do tipo de rosca será feita pelo cálculo de tensão que está sendo suportada, e determinando se esta carga é alta o suficiente para se ter necessidade de uma rosca redonda. [11]

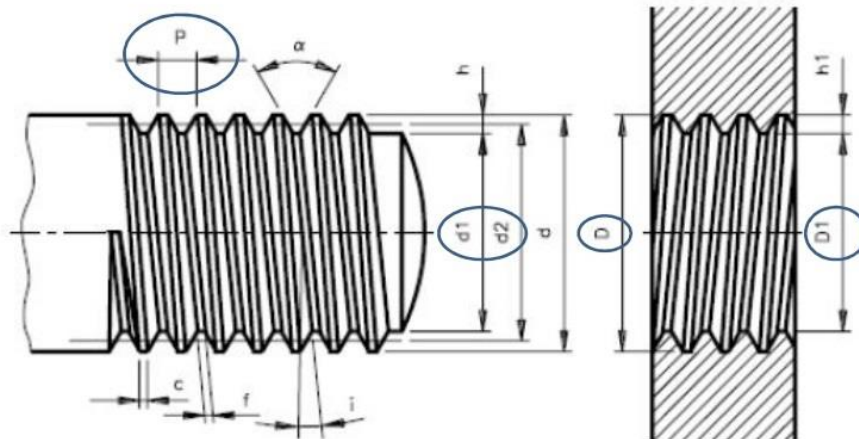


Figura 12: Descrição das partes características de uma rosca [11]

Os significados dos dísticos mostrados na figura 13 são,

- P = Passo
- d = Diâmetro externo
- $d1$ = Diâmetro interno
- $d2$ = Diâmetro do flanco
- α = Ângulo do filete
- c = Crista
- D = Diâmetro do fundo da porca
- $D1$ = Diâmetro do furo da porca

- h_1 = Altura do filete da porca
- h = Altura do filete do parafuso

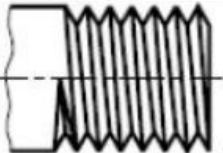

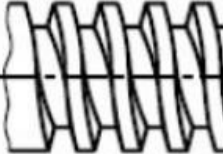

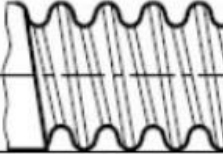

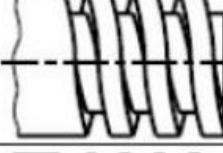



		Parafusos e porcas de fixação na união de peças (ex.: peças e máquinas em geral).
		Fusos que transmitem movimento suave e uniforme (ex.: máquinas operatrizes).
		Parafusos de grandes diâmetros sujeitos a grandes esforços (ex.: equipamentos ferroviários).
		Fusos que sofrem grandes esforços e choques (ex.: prensas e morsas).
		Fusos que exercem grandes esforços num só sentido (ex.: macacos de catraca).

Figura 13: Quadro de tipos de perfis de rosca [11]

Na literatura, o carregamento excedendo o limite de carga suportada é apontado como maior ameaça na vida útil de um elemento de fixação rosqueado. Um parafuso de fixação sofre o esforço de cisalhamento direto por ser um acoplamento simples, o esforço de tração em seus filetes pelo momento presente na junta que tende a arrancar o parafuso. No caso do projeto da plataforma de elevação, como os parafusos serviram como elementos de apoio da plataforma nas porcas de acionamento, o contato entre esses elementos pode ser aproximado de uma junta sobreposta, que é exemplificada na Figura 15, caso em que se permite desconsiderar o atrito entre as partes unidas e o parafuso. [19]

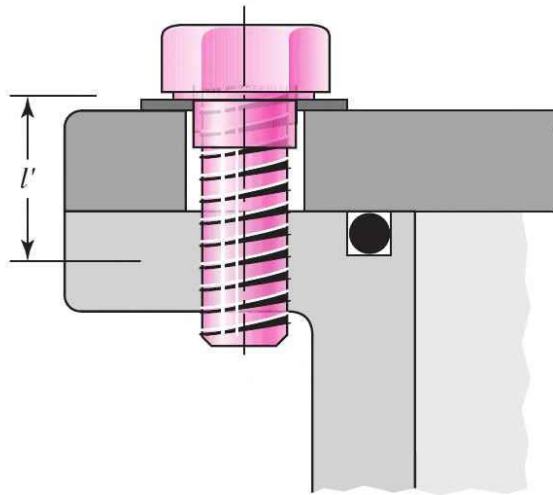


Figura 14: Junta sobreposta parafusada [19]

Para garantir a fixação do parafuso pode ser utilizada uma porca na extremidade livre, outra opção é o uso do parafuso prisioneiro, uma barra rosqueada nas duas extremidades. O aperto de pré-carga será mantido durante a utilização do mecanismo independente da carga externa de tração P . [19]

O modulo da carga resultante no parafuso será,

$$F_b = P_B + F_i = C * P + F_i \quad (11)$$

Em que,

- F_b = Força resultante no parafuso
- P_B = Porção da carga absorvida pelo parafuso
- F_i = Pré-carga
- C = Fração da carga externa P carregada pelo parafuso
- P =Carga externa de tração

A fração da carga externa que será absorvida pelo parafuso é calculada de acordo com o coeficiente de rigidez das partes sendo unidas e do parafuso relacionadas pela formula [19]:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_l} \quad (12)$$

Em que,

- k_b = Coeficiente de rigidez do parafuso
- k_l = Coeficiente de rigidez das partes unidas

Calculada a força agindo sobre o parafuso e determinando sua área transversal, é possível calcular a tensão de cisalhamento máxima no elemento e garantir que a tensão de escoamento do material do parafuso seja maior para que esse trabalhe em seu regime elástico. [19]

3.3. Método de lubrificação da plataforma e seus componentes

A lubrificação é o processo de aplicação de uma camada intermediária entre duas superfícies para diminuir o atrito entre elas e facilitar a movimentação relativa. A camada intermediária entre as partes é o lubrificante, que tem como principais funções [20]:

- Controle do atrito – Transformando o atrito sólido em atrito fluido, evitando assim a perda de energia.
- Controle de desgaste – Reduzir o contato entre as superfícies ao mínimo possível, pois é o contato e atrito entre essas que causa o desgaste.
- Controle da corrosão – A deposição da camada de lubrificante impede a ação de ácidos que corroem os metais.
- Transmissão de força – Por ser um meio hidráulico a transmissão de força se torna melhor com o mínimo de perda mecânica.
- Vedação – A presença do lubrificante preenche os espaços vazios e impede a entrada de elementos estranhos que poderiam comprometer o funcionamento do mecanismo.

A falta de lubrificação adequada pode gerar aquecimento, dilatação das peças, desalinhamento dos componentes, ruídos, e ruptura das peças, sendo assim o uso correto do lubrificante essencial para o bom funcionamento dos equipamentos. [20]

Os lubrificantes podem ser classificados de acordo com o seu estado como líquidos, pastosos, sólidos ou gasosos. Os lubrificantes líquidos podem ser divididos em [20]:

- Óleos minerais puros

- Óleos graxos
- Óleos compostos
- Óleos aditivados
- Óleos sintéticos

Os lubrificantes pastosos são chamados de graxas e podem ser distribuídos como:

- Graxa de sabão metálico
- Graxa sintética
- Graxa a base de argila
- Graxa betuminosa
- Graxa para processo

Por fim os lubrificantes sólidos são usados como aditivos para lubrificantes líquidos ou pastosos sendo aplicados em suspensão nos lubrificantes líquidos que irão evaporar depois, e os lubrificantes gasosos só são aplicados quando não há a possibilidade de aplicar os tipos convencionais.

Para o projeto da plataforma que trabalhará submersa, é mais recomendado utilizar-se de graxas, pois essas promovem uma melhor vedação contra impurezas e a água, e, como o mecanismo estará constantemente funcionando submerso, é necessário que a graxa usada seja a graxa com base de argila que é insolúvel em água. As graxas a base de argila têm um custo elevado, porém o baixo desgaste no meio aquático justifica o seu uso.

3.4. Ergonomia da plataforma

Ao projetar-se um dispositivo, que será utilizado por pessoas com diferentes características corporais, é importante tentar atender as necessidades da maioria da forma mais confortável e saudável possível.

A antropometria é a ciência que trata da caracterização das medidas físicas do corpo humano e, essa ciência vem sendo desenvolvida desde a antiguidade, inicialmente pelo Egípcios e

Gregos, que observavam e estudavam os padrões de medidas apresentadas dentro de suas sociedades. [21]

O desenvolvimento do conceito de biótipos ajudou no desenvolvimento de equipamentos mais precisos de trabalho, que se adequam à maior parte das pessoas envolvidas com a tarefa, respeitando a antropometria dos trabalhadores. Algumas das melhorias geradas pelo estudo antropométrico são uma melhor padronização de assentos de carros, uma estrutura otimizada de pedais de costura e pedais de carro. [21]

A ergonomia estuda o relacionamento do ser humano com os equipamentos, ambientes e trabalho executados durante o seu dia-a-dia, para, por meio de soluções anatômicas e fisiológicas oferecer um conforto maior na realização dessas atividades e, a longo prazo, aumentar a saúde e qualidade de vida das pessoas. [22]

A ergonomia, aliada à antropometria, tenta desenvolver equipamentos de uso humano que não só se enquadrem no uso de grande parcela da sociedade, mas que também permita que sua utilização seja confortável e não cause nenhum dano postural. [23]

No projeto de uma plataforma de elevação, é preciso levar em consideração a altura e massa médias dos usuários para estabelecer uma área mínima de conforto da pessoa dentro da plataforma, e para estabelecer a altura das hastes laterais de apoio do usuário de forma a oferecer a sensação de segurança durante o uso do equipamento, sem deixar os braços do usuário em ângulo desfavorável.

Os usuários da plataforma podem ser definidos como todos os cidadãos brasileiros, portanto pode-se utilizar o padrão de altura encontrado em estudos antropométricos da população do Brasil. Esse padrão de altura, apesar de divergir para mulheres e homens, através de pesquisas da USP, pode ser definido para todos os sexos como 1,70 m. Também foi pesquisada a massa média da população brasileira e novamente usando a média entre o valor medido para homens e mulheres foi obtida uma massa média da população de 85 kg. [21]

De posse dessas medidas padrões, estima-se que a altura das hastes de apoio lateral pode variar entre 1,1m e 1,5m, pois nessa altura, o braço do usuário médio estará arqueado no ângulo de aproximadamente 90°, ângulo de conforto para permanência do braço, e que é uma altura adequada para oferecer estabilidade a uma pessoa de aproximadamente 1,70 m. [22]

Pela altura e massa média fornecidas, a literatura também permite definir que o espaço de conforto para esse usuário médio em pé é de $0,8\text{m}^2$, porém, como o projeto visa englobar pessoas utilizando cadeiras de rodas a área pode ser um pouco maior respeitando-se a limitação de um comprimento mínimo de $1,10\text{m}$. [22]

3.5. Método de dimensionamento de motor elétrico para a transmissão por mecanismo fuso porca

O mecanismo fuso porca, que pode também ser chamado de parafuso de potência ou parafuso de avanço, necessita de cálculos específicos para a determinação da rotação, do torque e da potência do motor elétrico que será utilizado em sua transmissão de movimento. [24]

3.5.1. Motores elétricos

Um motor elétrico é um componente capaz de converter energia elétrica em energia mecânica, utilizando o princípio da conversão eletromecânica de energia. A energia gerada pode ser utilizada para movimentar diversos tipos de mecanismos e peças, essa conversão de energia elétrica em energia mecânica tem grande participação na vida moderna. [25]

Há duas formas de se energizar um sistema elétrico: por corrente contínua ou por corrente alternada. A corrente contínua é definida como uma corrente cujo sentido de propagação é constante no decorrer do tempo. Já a corrente alternada é definida como uma corrente elétrica oscilatória, isto é, uma corrente cujo sentido de propagação é invertido periodicamente. [26]

Independente da forma como o motor é energizado, o torque fornecido por esse é governado pelas mesmas leis fundamentais, pois tanto para os motores ca (corrente alternada) e para os motores cc (corrente contínua) o torque parte da lei de Ampère. A Fem (Força Eletromotriz) também não sofre alterações com a forma de energização do sistema elétrico, pois é derivada da lei de Faraday. Pode-se identificar as diferenças entre os motores ca e cc como meramente construtivas, mas seus conceitos básicos e funcionamentos são os mesmos. [13]

Os motores elétricos são amplamente utilizados pela indústria para transformar movimentações angulares em deslocamentos lineares por meio de fusos, como é possível ver em impressoras 3D, maquinários que necessitem de eixos de coordenadas lineares, ou elevadores, podendo-se utilizar em todos esses exemplos corrente contínua ou corrente alternada. [24]

3.5.2. Determinação do torque necessário para o fuso

Para se adquirir um motor, que realizará uma atividade de transmissão por fuso, é preciso primeiro calcular qual será o torque requerido. Para dimensionar o torque é preciso levar em consideração, além do esforço para mover a carga, o esforço para rotacionar o parafuso. Os valores serão diferentes para o movimento vertical ascendente e para o movimento vertical descendente, portanto deve-se fazer os cálculos para as duas situações. As características geométricas do fuso de transmissão também devem ser consideradas. [12]

Na Figura 16, é representado um fuso de perfil quadrado onde estão indicadas as suas propriedades: diâmetro médio, d_m , passo, p , ângulo de avanço, λ , e ângulo de hélice, ψ , e uma força axial sendo aplicada na porca, que está acoplada no fuso. Já a Figura 17 apresenta um fuso de rosca trapezoidal, onde pode-se observar que, agora, a força axial (F) tem uma componente devido ao ângulo de rosca (2α). [12]

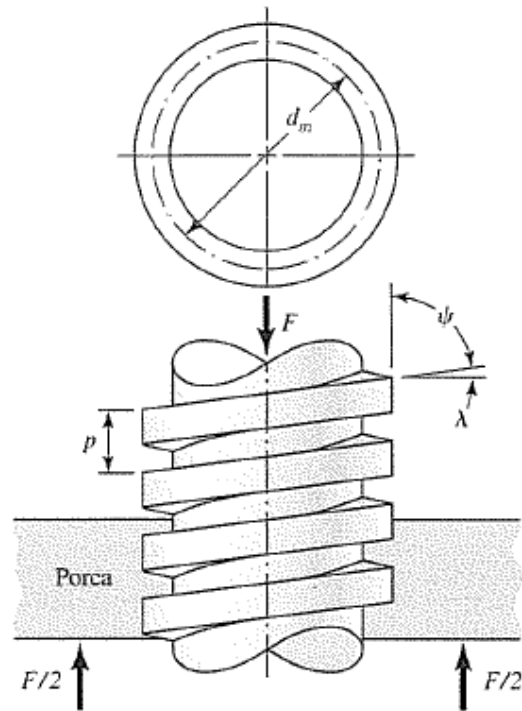


Figura 15: Fuso com rosca quadrada [12]

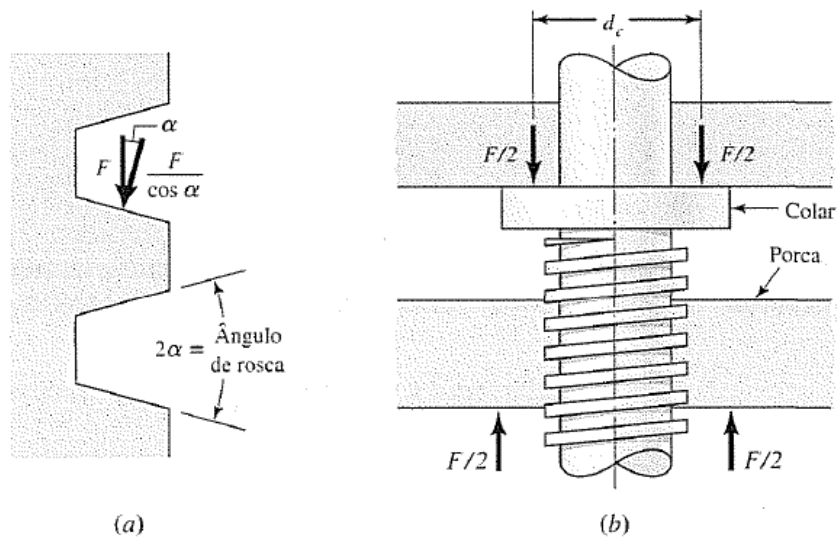


Figura 16: Fuso com rosca trapezoidal Acme (a) A força normal de rosca é aumentada devido ao ângulo α (b) colar de empuxo tem diâmetro friccional d_c ; [12]

Para analisar as forças a que o fuso está submetido, pode-se imaginar um único filete da rosca linearizado, por exatamente uma volta, de modo que esse comprimento é utilizado como a hipotenusa de um triângulo retângulo em que os catetos são o comprimento da circunferência

do círculo de diâmetro médio da rosca (d_m), e o avanço do parafuso. O ângulo formado entre a hipotenusa e o cateto, com comprimento igual ao diâmetro médio da rosca, é igual ao ângulo de avanço do fuso (λ) para os fusos com perfil de rosca quadrada, a combinação do ângulo do filete (ψ) com o ângulo de avanço (λ) é a mesma; mas no caso do fuso com rosca trapezoidal (Acme), tal triângulo retângulo e as forças, que agem no fuso, são mostrados e descritos mais detalhadamente na Figura 18 [12]

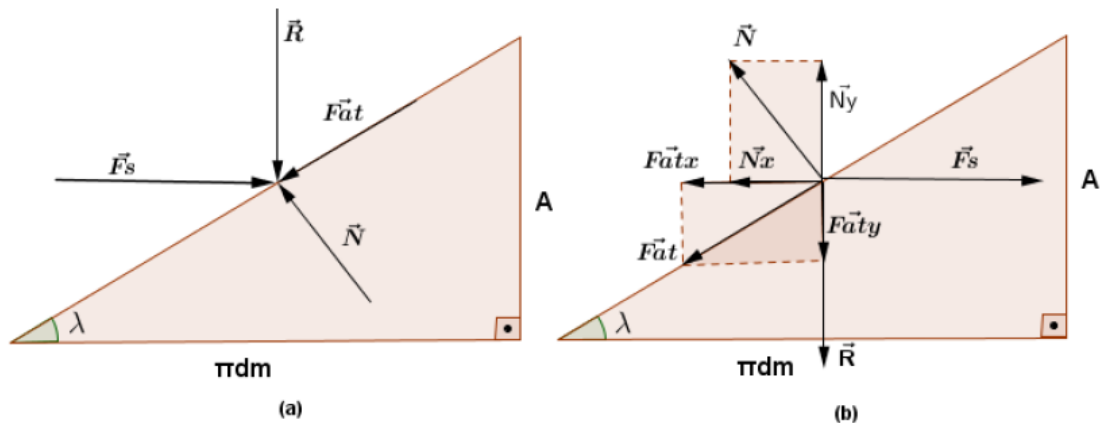


Figura 17: (a) Diagrama de forças que atuam num parafuso de potência com rosca quadrada para um movimento ascendente (b) componentes das forças no movimento ascendente[12]

Na Figura 18a, está representado o sistema de forças para um movimento vertical ascendente de um determinado corpo através de um fuso com rosca quadrada. Na Figura 18b, são apresentadas todas as forças que atuam no sistema: a força (F_s) necessária para rotacionar o fuso e elevar a carga, a força de atrito (F_{at}) e a força de resistência (R) da carga que será erguida. C

Caso o corpo esteja suspenso, sem estar guiado, deve-se considerar a força de resistência igual ao peso (W), como é o caso da plataforma de elevação. Na Figura 17b estão indicadas as componentes das forças, que estão inclinadas em relação à vertical e em relação à horizontal.

Utilizando as componentes apresentadas na Figura 17b e as empregando a segunda lei de Newton (equação 13) e considerando apenas as forças verticais então:

$$\sum \vec{F} = m * \vec{a} \quad (13)$$

$$N_y - F_{aty} - R = m * a \quad (14)$$

Separando as componentes em função de seno e cosseno, têm-se:

$$N \cos \lambda - F_{at} \sin \lambda - R = m * a \quad (15)$$

Igual a,

$$N = \frac{m * a + R}{\cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (16)$$

Realizando o mesmo procedimento para as forças horizontais da Figura 17b, obtém-se:

$$F_S - F_{at} \cos \lambda - N \sin \lambda = m * a \quad (17)$$

Substituindo a equação 16 na equação 17 e isolando a força F_S , temos a seguinte equação,

$$F_S = ma + \frac{(ma + R) * [\mu \cos \lambda + \sin \lambda]}{\cos \lambda - \mu \sin \lambda} \quad (18)$$

Pela relação de tangencia estabelecida no triangulo retângulo da Figura 17 sabemos que a $\tan \lambda = \frac{A}{\pi d_m}$, então a equação que representa a força (F_S) para rotacionar o fuso e assim elevar uma carga fica,

$$F_S = ma + \frac{(ma + R) * (\mu + \frac{\mu A}{\pi d_m})}{(1 - \frac{\mu A}{\pi d_m})} \quad (19)$$

Que pode ser simplificada para,

$$F_S = ma + \frac{(ma + R) * (\mu \pi d_m + A)}{(\pi d_m - \mu A)} \quad (20)$$

O torque (M_t) é definido como o produto da força tangencial pelo raio da circunferência e como nesse caso a força tangencial é a força F_S e o raio é a metade do diâmetro médio do parafuso de potência, então a equação que representa o torque necessário para rotacionar o parafuso e assim elevar uma carga é,

$$M_t = \left[ma + \frac{(ma + R) * (\mu \pi d_m + A)}{(\pi d_m - \mu A)} \right] * \frac{d_m}{2} \quad (21)$$

Para o movimento vertical descendente de um determinado corpo através de mecanismo de fuso de rosca com perfil quadrado o sistema de forças é mostrado na Figura 19. Na Figura 19a são mostradas todas as forças que atuam no fuso, a força de atrito (F_{at}) entre o parafuso de

potência (fuso) e a porca, a força normal (N), a força necessária para rotacionar o parafuso e mover a carga para baixo (Fd), e a força de resistência da carga que descerá (R), caso o corpo esteja suspenso sem estar guiado, deve-se considerar apenas o peso (W) da carga que descerá. A Figura 19b apresenta as componentes das forças que estão no plano inclinado em relação à vertical e em relação à horizontal.

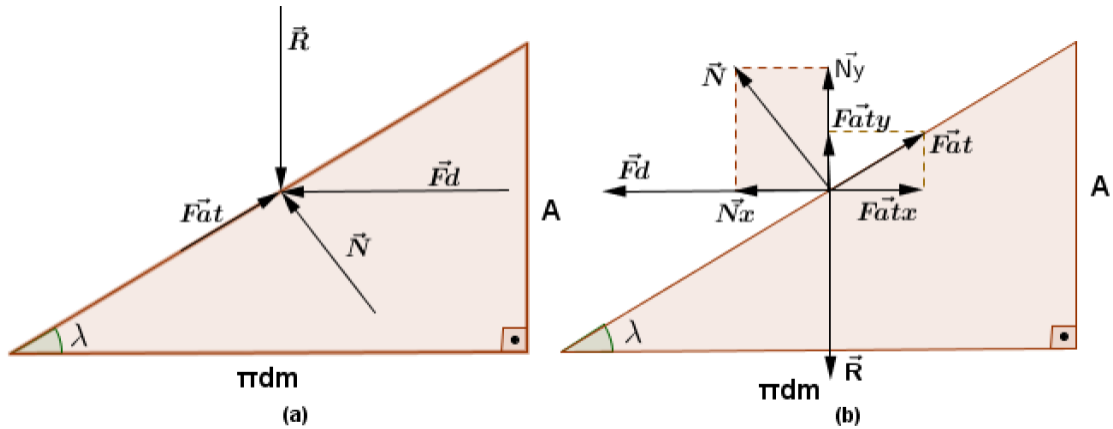


Figura 18: (a) Diagrama de forças que atuam num parafuso de potência com rosca quadrada para movimento descendente (b) componentes das forças no movimento descendente [12]

Com os vetores apresentados na Figura 19b pode-se realizar o mesmo processo feito para o movimento ascendente e chegar assim nas equações,

$$F_d = ma + \frac{(ma + R) * (\mu\pi d_m - A)}{(\pi d_m + \mu A)} \quad (22)$$

$$M_t = \left[ma + \frac{(ma + R) * (\mu\pi d_m - A)}{(\pi d_m + \mu A)} \right] * \frac{d_m}{2} \quad (23)$$

As equações 21, e 23 representam o cálculo do torque para fusos com rosca quadrada onde as forças normais são paralelas ao eixo do parafuso. Para o caso de rosca de perfil trapezoidal (Acme), Figura 17, ou outros tipos de rosca, a força de resistência fica inclinada em relação ao eixo do parafuso pelo ângulo de rosca (2α) e o ângulo de avanço (λ). Porém, como o ângulo de avanço é muito menor que o ângulo de rosca ele pode ser desprezado. O efeito do ângulo de rosca é aumentar a força de resistência devido a ação de calço da rosca, pois aumenta a força normal nos filetes, mostrado na Figura 17, e consequentemente a força de atrito. [12]

Pode-se então realizar uma dedução similar a realizada para os parafusos de rosca quadrada e chegar nas equações 24 e 25 mostradas abaixo, que apresentam os torques aproximados (pois não está sendo considerado o ângulo de avanço) no movimento vertical ascendente, e descendente respectivamente, para um fuso de perfil de rosca Acme padrão americano.

$$M_t = \left[ma + \frac{(ma + R) * (\mu\pi d_m \sec \alpha + A)}{(\pi d_m - \mu A \sec \alpha)} \right] * \frac{d_m}{2} \quad (24)$$

$$M_t = \left[ma + \frac{(ma + R) * (\mu\pi d_m \sec \alpha - A)}{(\pi d_m + \mu A \sec \alpha)} \right] * \frac{d_m}{2} \quad (25)$$

Nos casos em que $\alpha = 0$, para roscas quadradas as equações 24 e 25 se igualaram a as equações 21 e 23 respectivamente, portanto as equações 24 e 25 são equações gerais para os torques em parafusos de potência, sendo que os termos entre colchetes representam a força necessária para rotacionar o parafuso, para os parafusos com roscas Acme, o ângulo de rosca possui valor padrão de 29°.

Quando um parafuso possui de um mancal axial ou colar para apoio devido a esforços axiais, Figura 16b, deve ser considerado um torque adicional dado pela equação 26, não importando o tipo de rosca nem o tipo de movimento do parafuso. [13

$$M_{tc} = \frac{R\mu_{colar}d_c}{2} \quad (26)$$

Onde,

- M_{tc} = Torque adicional pela fricção no colar;
- μ_{colar} = Coeficiente de atrito do colar;
- d_c = Diâmetro médio do colar;

Dessa forma as equações 24 e 25, de torque para movimento ascendente e descende respectivamente ficam,

$$M_t = \left(\left[ma + \frac{(ma + R) * (\mu\pi d_m \sec \alpha + A)}{(\pi d_m - \mu A \sec \alpha)} \right] * \frac{d_m}{2} \right) + \frac{R\mu_{colar}d_c}{2} \quad (27)$$

$$M_t = \left(\left[ma + \frac{(ma + R) * (\mu\pi d_m \sec \alpha - A)}{(\pi d_m + \mu A \sec \alpha)} \right] * \frac{d_m}{2} \right) + \frac{R\mu_{colar}d_c}{2} \quad (28)$$

3.5.3. Determinação da rotação necessária para o fuso

Para o cálculo do torque é preciso saber qual será a massa deslocada pelo sistema, o diâmetro e o número de entradas do fuso, a velocidade em que se deseja realizar a transmissão e inclusive a aceleração do sistema. [27]

Após definido o tipo de rosca que será utilizada, em função do nível de carregamento e choques no sistema, e definido o diâmetro do fuso, considerando os esforços que serão realizados em sua coluna, terá de ser definido o passo e o número de entradas de acordo com o avanço desejado para o mecanismo. Essa escolha depende da análise de eficiência, feita aqui, posteriormente, e dos modelos de fuso que estão disponíveis no mercado. [27]

Sabendo o avanço desejado (A) e o espaço linear (ΔS) que o sistema terá que percorrer deve-se determinar o número de voltas que o deverá percorrer, N , pela equação,

$$N = \frac{\Delta S}{A} \quad (29)$$

Como o avanço é definido pela equação,

$$A = pN_e \quad (30)$$

Em que p é o passo do fuso e N_e é o numero de entradas do mesmo, substituindo a equação 30 na equação 29, têm-se,

$$N = \frac{\Delta S}{pN_e} \quad (31)$$

Com o número de voltas, que deve ser percorrida pelo motor para avançar o espaço total estipulado, e determinando um tempo t para a execução desse percurso, pode-se calcular a frequência de rotação do motor utilizando a equação,

$$f = \frac{N}{\Delta t} \quad (32)$$

Em que,

f = frequência

Δt =intervalo de tempo escolhido

A partir da frequência é possível determinar a rotação (n) da seguinte forma,

$$n = 60 * f \quad (33)$$

3.5.4. Determinação da potência necessária para o fuso

A potência mecânica (P) de um motor é determinada como o produto da força tangencial pela velocidade, como mostrado na equação abaixo. [26]

$$P = F_T * v \quad (34)$$

Como o torque é diretamente proporcional à potência e inversamente proporcional à rotação conforme a equação,

$$M_T = \frac{30P}{\pi n} \quad (35)$$

Isolando-se a potência determina-se outra forma calcular a potência desta vez em função do torque e da rotação,

$$P_S = \frac{M_T \pi n}{30} \quad (36)$$

As potências mecânicas calculadas pelas equações 34 e 36 são a potência necessária para realizar o trabalho mecânico, isto é, a potência de saída. A potência de saída (P_S) no eixo do motor deve ser determinada considerando a eficiência (ϵ) da transmissão por fusos. A potência de saída será determinada por,

$$P_S = \frac{P}{\epsilon} \quad (37)$$

Portanto, a potência utilizada para o cálculo do torque na equação 35 é a potência de saída do motor, e P da equação 37 é a potência realmente transmitida ao parafuso. [26]

3.5.5. Determinação da eficiência da transmissão por fuso

A eficiência de uma transmissão realizada por um mecanismo de fuso e porca pode ser determinada pela razão entre o trabalho de saída e o trabalho de entrada. O trabalho de entrada (τ_e) é determinado pelo produto do torque pelo deslocamento angular em radianos, conforme a equação, [13]

$$\tau_e = M_T \Delta\varphi \quad (38)$$

Já o trabalho de saída (τ_s) pode ser definido como o produto da força de resistência do parafuso pelo deslocamento linear conforme a equação,

$$\tau_s = R \Delta S \quad (39)$$

Assim a eficiência de um fuso é dada pela equação,

$$\varepsilon = \frac{R \Delta S}{M_T \Delta\varphi} \quad (40)$$

Em uma volta completa, o deslocamento angular será equivalente a 2π e o deslocamento linear será igual ao avanço linear (A), considerando essas igualdades a equação 40 fica,

$$\varepsilon = \frac{RA}{M_T 2\pi} \quad (41)$$

Substituindo a equação 24 na equação 40, desconsiderando que haja aceleração linear encontra-se a equação 42 abaixo que é a equação geral para estimar a eficiência da transmissão por fusos. [13]

$$\varepsilon = \frac{\cos \alpha - \mu \tan \lambda}{\cos \alpha + \mu \cot \lambda} \quad (42)$$

3.6. Método para a fixação do motor ao suporte móvel

Após dimensionado o motor será escolhida um flange que se encaixe em seus pontos de fixação para ser acoplada a ele. Este flange irá permitir o movimento vertical do motor em relação ao suporte fixo possibilitando que a altura do eixo de transmissão se adeque a diferentes alturas de borda de piscina, pelo flange ser chavetado em suas laterais esse servirá como trava para a rotação do motor, fixando esse ao suporte fixo e transferindo as reações de tração, torção e compressão para ele.

3.7. Método de parada da plataforma

Há diferentes modos de limitar o deslocamento de um elevador, ou de qualquer componente que esteja realizando movimento guiado por um eixo na vertical ou horizontal. Dentre esses modos, é recorrente o uso de sensores elétricos, podendo ser sensores eletromecânicos, óticos, eletromagnéticos e infravermelhos. [28]

Cada um desses sensores pode ser definido como, [28]

- Sensores Eletromecânicos: são aqueles que monitoram movimentos, posições ou presença usando recursos mecânicos como, por exemplo, chaves (switches).
- Sensores Óticos: são sensores consistem num elemento fotossensível que tem a luz incidente interceptada quando a parte móvel de um dispositivo passa diante dele.
- Sensores Eletromagnéticos: são sensores que utilizam da alteração do campo magnético de uma bobina, pela aproximação de um ímã ou objeto imantado, para detectar a aproximação ou a passagem de um objeto.
- Sensores Infravermelhos: Nesses sensores existe uma substância que se polariza na presença de radiação infravermelha, gerando assim uma tensão que pode ser amplificada e usada para efeitos de controle. Assim, o calor de um corpo próximo é suficiente para produzir uma emissão infravermelha detectável por esse tipo de sensor.

Para a plataforma de elevação, pelo fato do sensor ter de ser utilizado imerso em meio aquoso, foram escolhidos sensores eletromecânicos, que podem trabalhar com isolamento do ambiente sem interferências no seu mecanismo. [29]

3.7.1. Chave de fim de curso

Uma chave de fim de curso é um sensor eletromecânico que funciona como um interruptor, que atua sobre um circuito no modo liga/desliga, quando uma ação mecânica ocorre no seu elemento atuador. [28]

Esses sensores eletromecânicos são utilizados de diversas formas, como para detectar a abertura ou fechamento de uma porta, a presença de um objeto em determinada posição, ou quando uma parte mecânica de uma máquina está numa certa posição. [28]

A variação do sensor mecânico chamada de chave de fim de curso é utilizada para evitar que o motor de um sistema continue atuando mesmo depois que o objeto movimentado chegue ao seu ponto máximo. Isso poderia forçar o mecanismo ou ainda causar uma sobrecarga do motor ou do próprio circuito de acionamento. [30]

A chave de fim de curso é na verdade um relé de contato normalmente fechado que, quando tem a sua mola pressionada pela ação mecânica, passa para o estado aberto e deixa o sistema desenergizado, parando o funcionamento do motor e conseqüentemente o movimento do corpo que estava se deslocando.

Os componentes básicos de um relé eletromecânico são: [29]

- Sistema de contato ou secundário (ou de carga)
 - Contatos fixos;
 - Contatos móveis (movidos pelo sistema magnético, ou motor, para comutar o circuito de carga);
 - Sistema da mola (Sustentam os contatos móveis e é flexível para permitir o movimento);
- Sistema magnético

- Bobina (gera o campo magnético necessário para movimentar a armadura e os contatos);
- Núcleo
- Carcaça
- Armadura (parte móvel do sistema magnético que fecha e abre o circuito magnético e funciona como atuador nos contatos);
- Mola de retorno (estabelece a posição inicial do sistema);
- Sistema mecânico
 - Capa (protege o relé de choques elétricos);
 - Base (protege o relé de influências externas);
 - Isolamento (separa o circuito primário do secundário);
 - Atuador
 - Pinos (permite efetuar a ligação do relé no circuito);

Na Figura 20 apresenta-se o desenho de um relé de contato, especificando os seus componentes básicos, com estado normalmente aberto, pois sem estar com esforço mecânico sendo feito sobre ele, a mola está fechando o circuito com a saída NO que significa Normally Open, em português normalmente aberto. Caso seja feito o esforço mecânico sobre a mola o contato se deslocará para a saída NC, que significa Normally Closed, em português normalmente fechado. [30]

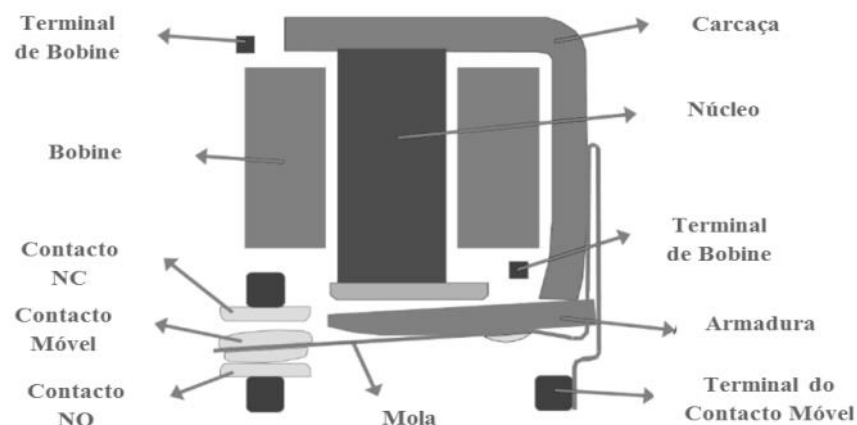


Figura 19: Características básicas e estrutura de um relé de contato [29]

As vantagens de utilizar relés são o baixo custo do componente e o baixo consumo de associada à capacidade de controlar circuitos de elevada carga elétrica, tendo, portanto, uma alta capacidade de amplificação. [29]

No caso da plataforma de elevação será utilizado um relé de contato normalmente fechado em série com o motor, no fim do curso do fuso, assim, quando a plataforma atingir essa posição, seu contato com o relé abrirá o circuito e deixará de energizar o motor, parando o mecanismo.

4. Dimensionamento final da plataforma e dos seus componentes

Ao se decidir, com atenção à ergonomia, que a plataforma será utilizada por pessoas com massa média de 85 Kg e uma altura média de 1,70 m, e sabendo as medidas de conforto para esse biótipo, incluindo também pessoas cadeirantes, pode-se gerar a Tabela 3, com dimensões básicas para a plataforma, que integram as medidas de conforto ergonômico e pode servir como passo inicial para o dimensionamento do mecanismo.

Tabela 3: Medidas base para dimensionamento do mecanismo

Medidas	
Massa média da cadeira de rodas	21 Kg
Massa máxima da pessoa	102 Kg
Altura média brasileira	1,7 m

A massa máxima da pessoa apresentado na Tabela 3 é a massa média da população brasileira multiplicada por um fator de segurança de 25% para abranger pessoas que variem da medida média de acordo com a curva gaussiana.

A massa média da cadeira de rodas apresentado na Tabela 3 é baseado nas dimensões comuns divulgadas de cadeira de rodas para obesos, e conseqüentemente suportem uma massa como a estabelecida de 102 Kg.

4.1. Dimensionamento do fuso

4.1.1. Cargas de flambagem

A partir das contas definidas na seção 3.1.2 a carga crítica suportada pela coluna do fuso será determinada pela equação 10 que é,

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * I}{L^2} \quad (10)$$

A equação 10 pode ser reescrita sabendo que o momento de inércia pode ser substituído pela relação,

$$I = Ar^2 \quad (43)$$

Em que,

- A= Área da seção transversal da coluna
- r = Raio de giração da área da seção transversal

Desta forma a equação 10 pode ser reescrita como,

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * Ar^2}{L^2} \quad (44)$$

O momento de inercia para seções transversais circulares maciças é,

$$I = \frac{1}{4} * \pi * r^4 \quad (45)$$

Em que,

- r = Raio da área da seção transversal

Como o cálculo da tensão é feito pela divisão da carga pela área, da equação 44, a tensão é

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 * E}{(L/r)^2} \quad (46)$$

Como a carga crítica do equipamento será o peso total suportada pelo fuso, no caso o peso de uma pessoa mais o peso da cadeira de rodas (definidos na Tabela 3), multiplicado por um fator de segurança de 15% para suportar qualquer momento inesperado de sobrecarga, o peso será definido por,

$$\text{carga critica} = (\text{massa da pessoa} + \text{massa da cadeira de rodas}) * 9.81 * 1.15$$

que tem valor,

$$\text{carga critica} = (102 + 21) * 9.81 * 1.15 = 1387 \text{ N} = 1,387 \text{ kN}$$

Determinada a carga a crítica, sabendo-se que a altura da coluna tem que ser superior a 1,5 m, altura definida pela norma como altura máxima de coluna d'agua para a parte rasa da piscina,

e sabendo também que os fusos comerciais são de aço inoxidável com modulo de elasticidade igual a 200 GPa, a equação 10 gera,

$$1,387 = \frac{\pi^2 * 200 * 10^6 * I}{1,65^2} \quad (47)$$

Dessa forma o momento de inercia da seção transversal tem de ser igual a,

$$I = 1,913 * 10^{-9} m^4 \quad (48)$$

Como o momento de inercia pode ser definido pela equação 45 o valor do raio da coluna deve ser,

$$r = \sqrt[4]{\frac{4I}{\pi}} \quad (49)$$

Assim o raio mínimo do fuso para suportar a carga de flambagem será

$$r = \sqrt[4]{\frac{4 * 1,913 * 10^{-9}}{\pi}} = 7,025 * 10^{-3} m$$

O diâmetro mínimo do fuso para que não ocorra flambagem, portanto é duas vezes o valor do raio mínimo, igual a 14,05 mm.

Na eventualidade de um travamento ou outra ocorrência, pode acontecer de um dos fusos suportar mais carga do que o outro. Assim, foram feitos os cálculos com todos os esforços sendo suportados por apenas um dos fusos. Em regime normal e mais provável a carga atuando será a metade da utilizada.

Aproximando o diâmetro da coluna encontrado utilizando os padrões da rosca trapezoidal ACME que será utilizada no fuso, o diâmetro do fuso será 5/8 de polegadas, igual a aproximadamente 16 mm, com passo igual a 1/8 de polegadas, igual a aproximadamente 3,175mm.

A área transversal para o diâmetro selecionado é 197,93mm² portanto a tensão de flambagem será,

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{1387}{197,93} = 7MPa \quad (50)$$

Visto que a tensão de flambagem é menor que a tensão de escoamento do aço ($\sigma_e = 250MPa$) o dimensionamento feito para flambagem é válido, pois, a tensão na coluna permanece elástica.

4.2. Dimensionamento do motor

4.2.1. Torque necessário pelo fuso

O motor estará sujeito a 4 situações de esforços diferentes durante a operação da plataforma;

- Situação 1: Situação de descida antes de alcançar a coluna de água;
- Situação 2: Situação de descida após alcançar a coluna de água;
- Situação 3: Situação de subida dentro da água;
- Situação 4: Situação de subida fora da água;

As situações 1 e 2 descritas acima são situações de descida e para o dimensionamento do torque máximo em descida para o motor será considerada a situação 1 pois quando o motor estiver na situação 2 o empuxo presente na estrutura diminuirá a carga sendo movida e conseqüentemente diminuirá o torque necessário para girar o eixo.

As situações 3 e 4 são situações de subida que teriam esforços diferentes pela presença do peso de uma coluna de água a ser vencido pelo motor na situação 4, porém por ter sido definido que a plataforma terá furos em sua área para permitir a passagem da água esse peso da coluna de água pode ser desconsiderado. Portanto o esforço exercido pelo motor para suspender a carga fora da água, situação 4, será maior que o esforço na situação 3, em que o empuxo estará diminuindo o peso aparente da estrutura.

Como o movimento realizado pelo fuso será na vertical, as equações utilizadas para determinar o torque necessário pelo fuso, conforme explicitado nas seções anteriores serão,

$$M_t = \left(\left[ma + \frac{(ma + R) * (\mu\pi d_m \sec \alpha + A)}{(\pi d_m - \mu A \sec \alpha)} \right] * \frac{d_m}{2} \right) + \frac{R\mu_{colar}d_c}{2} \quad (27)$$

$$M_t = \left(\left[ma + \frac{(ma + R) * (\mu\pi d_m \sec \alpha - A)}{(\pi d_m + \mu A \sec \alpha)} \right] * \frac{d_m}{2} \right) + \frac{R\mu_{colar}d_c}{2} \quad (28)$$

Sendo a equação 27 para o movimento vertical ascendente, a equação 28 para o movimento vertical descendente. Com cada incógnita significando,

- M_t = Torque necessário pelo fuso;
- R = Força de resistência realizada pela plataforma, que nesse caso será igual ao peso total transportado pelo fuso;
- a = Aceleração do mecanismo, nesse caso igual a 0 pois a velocidade será constante;
- A = Avanço desenvolvido pela rosca;
- α = Ângulo da rosca, fixado para roscas acme em $29^\circ/2=14,5^\circ$;
- μ = Coeficiente de atrito entre o fuso e porca;
- d_m = Diâmetro médio do fuso;
- μ_{colar} = Coeficiente de atrito do colar;
- d_c = Diâmetro médio do colar;

Com a aceleração no sistema é pequena o suficiente para ser desconsiderada, as equações 27 e 28 ficam respectivamente,

$$M_t = \left(\left[\frac{(R) * (\mu\pi d_m \sec \alpha + A)}{(\pi d_m - \mu A \sec \alpha)} \right] * \frac{d_m}{2} \right) + \frac{R\mu_{colar}d_c}{2} \quad (51)$$

$$M_t = \left(\left[\frac{(R) * (\mu\pi d_m \sec \alpha - A)}{(\pi d_m + \mu A \sec \alpha)} \right] * \frac{d_m}{2} \right) + \frac{R\mu_{colar}d_c}{2} \quad (52)$$

A força de atrito entre o fuso e porca, μ , vai depender do material de cada um desses, a Tabela 4 mostra a força de atrito para os principais de materiais de sistemas fuso porca. Já o coeficiente de atrito no colar dependerá do material do colar e, os valores para cada um desses materiais são mostrados na Tabela 5.

Tabela 4: Coeficiente de atrito para combinação do material do parafuso e da porca [12]

Material do parafuso	Material da porca			
	Aço	Bronze	Latão	Ferro fundido
Aço (seco)	0,15 – 0,25	0,15 – 0,23	0,15 – 0,19	0,15 – 0,25
Aço (lubrificado)	0,11 – 0,17	0,10 – 0,16	0,10 – 0,15	0,11 – 0,17
Bronze	0,08 – 0,12	0,04 – 0,06	–	0,06 – 0,09

Tabela 3: Coeficientes de atrito do colar [12]

Combinação	Funcionando	Começo
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

Sendo o fuso escolhido de aço lubrificado e a porca, também, de aço segundo a Tabela 4, o coeficiente de atrito estará na faixa de 0,11 a 0,17. Considera-se o coeficiente de atrito no sistema da plataforma de elevação igual a 0,17, pois se deseja estimar o motor para a pior situação de transmissão. O material do colar será igual ao da porca, aço, e, portanto, deve-se considerar o coeficiente de atrito desse igual a 0,17. O diâmetro médio do colar, d_c , tem de ser 25% maior que diâmetro maior do fuso, então será igual a aproximadamente 20 mm.

O avanço da rosca (A) é igual a,

$$A = pN_e \quad (53)$$

Em que,

- p = Passo da rosca, que foi definido na seção anterior em 3,175 mm;
- N_e = Numero de entradas da rosca;

Conforme foi observado na literatura é recorrente utilizar o número de entradas para um fuso igual a 2, pois isso aumenta o avanço e diminui o tempo necessário para desenvolver o percurso total do fuso, porém como o percurso a ser percorrido pela plataforma é pequeno pode-se utilizar somente uma entrada.

Como o diâmetro maior do parafuso foi determinado na seção anterior nos cálculos de flambagem, o diâmetro médio do parafuso será,

$$d_m = d - p/2 \quad (54)$$

Em que,

- d = Diâmetro maior do parafuso;

Definidos os valores do número de entradas, N_e , do diâmetro maior do parafuso, d , e do passo as expressões 63 e 64 ficam respectivamente,

$$A = pN_e = 3,175 * 1 = 3,175 \text{ mm} \quad (55)$$

$$d_m = d - p/2 = 5/8" - 1/8"/2 = 15,875 - 3,175/2 = 15,875 - 1,5875 = 14,2875 \text{ mm} \quad (56)$$

Para os cálculos de flambagem, como fator de segurança considerou-se todo o peso da estrutura sendo suportado por um só eixo, porém para o cálculo do motor, será considerado o uso de dois motores, um em cada eixo e, portanto, cada um suportando a metade do peso, que é 0,6kN.

Dessa forma a equação de torque necessário para o movimento ascendente, a equação 51, fica,

$$M_t = \left(\left[\frac{(0,6) * (0,17 * \pi * 14,2875 * \sec(14,5) + 3,175)}{(\pi * 14,2875 - 0,17 * 3,175 * \sec(14,5))} \right] * \frac{14,2875}{2} \right) + \frac{(0,6 * 0,17 * 20)}{2} \quad (57)$$

$$M_t = \left(\left[\frac{0,6 * (7,88 + 3,175)}{(44,88 - 0,56)} \right] * 7,14375 \right) + \frac{2,04}{2} = 2,388 \text{ Nm} \quad (58)$$

Da mesma forma a equação de torque para o movimento descendente, a equação 52, fica,

$$M_t = \left(\left[\frac{(0,6) * (0,17 * \pi * 14,2875 * \sec(14,5) - 3,175)}{(\pi * 14,2875 + 0,17 * 3,175 * \sec(14,5))} \right] * \frac{14,2875}{2} \right) + \frac{(0,6 * 0,17 * 20)}{2} \quad (59)$$

$$M_t = \left(\left[\frac{0,694 * (7,88 - 3,175)}{(44,88 + 0,56)} \right] * 7,14375 \right) + \frac{2,04}{2} = 0,143 + 1,02 = 1,163 \text{ Nm} \quad (60)$$

No cálculo posterior, que será feito para dimensionar a potência necessária pelo, será utilizado o torque para a pior situação de atuação do motor, que como visto nos cálculos anteriores é a situação 4, com o torque de 2,388 N.m.

4.2.2. Eficiência da transmissão por fuso

De acordo com os cálculos nas seções anteriores, a eficiência da transmissão para o movimento de elevação da carga será;

$$\varepsilon = \frac{RA}{M_T 2\pi} = \frac{0,6 * 3,175}{2,388 * 2 * \pi} = 0,254 \quad (61)$$

4.2.3. Rotação necessária pelo fuso

Tendo sido determinado o avanço, A, e sabendo-se que espaço linear (ΔS) que o sistema terá que percorrer será o comprimento total do fuso, 1,65 m, o número de voltas que o parafuso percorrerá será dito pela equação 29 e será igual a,

$$N = \frac{\Delta S}{A} = \frac{1650}{3,175} = 520 \text{ voltas} \quad (62)$$

Definindo o número de voltas que deve ser percorrida pelo motor para avançar o espaço total estipulado e, sabendo-se que os motores comerciais apresentam frequência de 60 Hz ou 50 Hz, e, ainda, que para rotações mais lentas é escolhida a frequência de 50 Hz, pode-se reformular a equação 45, apresentada anteriormente, para determinar o tempo necessário para concluir o movimento, esse será,

$$\Delta t = \frac{N}{f} = \frac{520}{50} = 11 \text{ s} \quad (63)$$

Definida a frequência é possível determinar a rotação (n) pela equação 32, sendo,

$$n = 60 * f = 60 * 50 = 3000 \text{ rpm} \quad (64)$$

Dividindo o percurso total pelo tempo obtém-se a velocidade 0,15 m/s, exatamente a velocidade determinada pela norma para plataformas de elevação.

4.2.4. Potência necessária para o fuso

Conforme dito anteriormente a potência saída pode ser explicitada em função do torque e da rotação pela equação 36, e substituindo-se os valores obtidos a equação fica,

$$P_S = \frac{M_T \pi n}{30} = \frac{2,388 * \pi * 3000}{30} = 750,2W \cong 0,75 kW \cong 1 HP \quad (65)$$

Logo, com a potência de saída e reformulando a equação 37 pode-se determinar que a potência útil transmitida ao parafuso é,

$$P = P_S * \varepsilon = 750,2 * 0,254 = 190,55 W \quad (66)$$

Ao fim o motor necessário para movimentar o fuso tem a seguinte especificação, de acordo com as contas,

- Rotação = 3000 rpm
- Frequência: 50 Hz
- Potência: 0,75 kW \cong 1 HP

Atendendo a essas especificações pode ser escolhido o motor Weg de código 13028124, com as dimensões mostradas na Figura 21. O motor se aplica à potência necessária, pois apesar da potência de partida ser menor que a potência nominal do motor, esse foi dimensionado para a sua pior situação de atuação que não é a partida, e sim o retorno, em que a potência necessária já terá sido atingida. Além disso o tempo de rotor bloqueado do motor selecionado é de 10s, tempo suficiente em carga para que seja alcançada a potência necessária pelo fuso para o movimento. Mais especificações desse motor são mostradas no anexo.

O motor escolhido é flangeado em sua carcaça permitindo que seja fixado ao suporte do fuso, e pelas suas características pode ser conectado ao fuso por acoplamento direto, transmitindo as suas características diretamente ao fuso. Como dito anteriormente será necessário componente eletrônico para sincronizar os motores que não será detalhado neste trabalho.

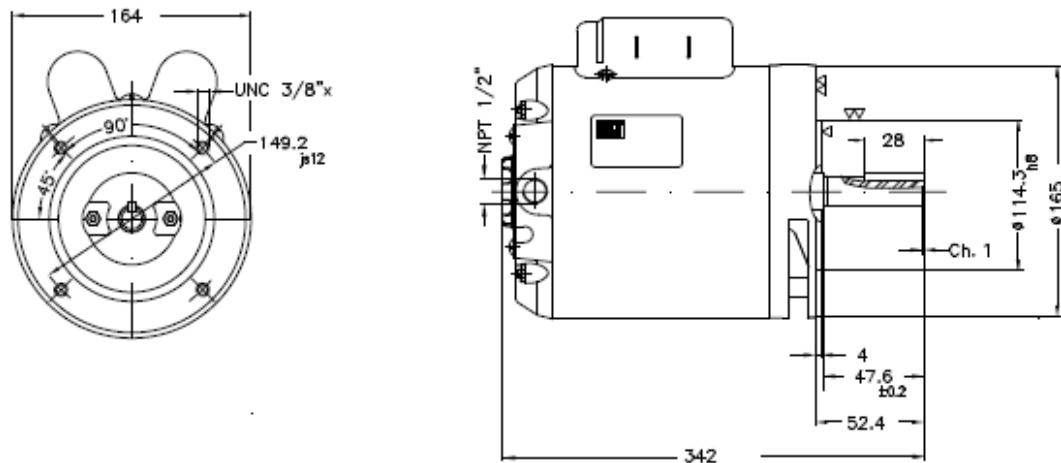


Figura 20: Dimensões do motor WEG em mm [31]

4.2.5. Dimensionamento do acoplamento do eixo do motor ao eixo de transmissão

Para fixar o eixo do motor ao eixo de transmissão, será utilizado uma luva que será fixada no eixo do motor por intermédio da chaveta, e no eixo de transmissão por rosca. A rosca interna da luva será compatível com o eixo de transmissão, com diâmetro de 1 1/2" e rosca ACME. Já para o acoplamento com o eixo do motor é necessário verificar se chaveta presente no eixo do motor escolhido resiste ao torque transmitido.

De acordo com as informações fornecidas pelo fabricante do motor escolhido, as dimensões da chaveta, presente no eixo do motor, são apresentadas na Figura 22.

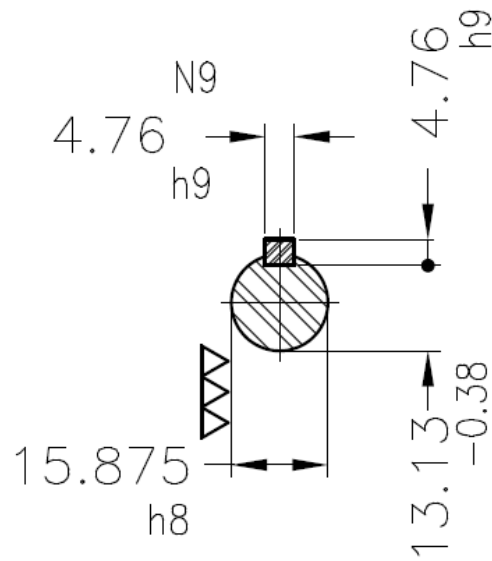


Figura 21: Dimensões da chaveta do motor escolhido [31]

O cálculo da tensão de cisalhamento na chaveta leva a,

$$\tau = \frac{F}{tl} \quad (67)$$

Em que,

- τ = Tensão de cisalhamento na chaveta;
- F = Força na superfície do eixo;
- t = Comprimento da chaveta
- l = Altura da chaveta;

As dimensões da equação 67 são mostradas na Figura 23 abaixo,

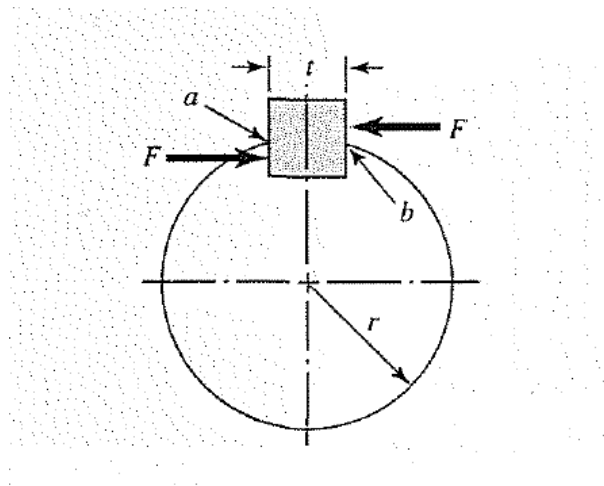


Figura 22: Dimensões utilizadas para cálculo das tensões na chave [12]

A força na superfície do eixo é determinada pela equação 68 abaixo,

$$F = \frac{T}{r} \quad (68)$$

Em que,

- T = Torque exercido no eixo;
- r = Raio do eixo;

Dessa forma a equação 67 fica,

$$\tau = \frac{T}{rtl} \quad (69)$$

Observando a Figura 22 sabemos que as dimensões necessárias para o dimensionamento da plataforma serão,

- $t = 4,76 \text{ mm} = 0,00476 \text{ m}$;
- $l = 4,76 \text{ mm} = 0,00476 \text{ m}$;
- $T = 2,388 \text{ N.m.}$;
- $r = 7,9375 \text{ mm} = 0,0079375 \text{ m}$;

Portanto a equação 69 será,

$$\tau = \frac{2,388}{0,0079375 * 0,00476 * 0,00476} = 13,28 \text{ MPa} \quad (70)$$

Sabendo que o eixo é de aço carbono SAE 1045 pode se afirmar pela literatura que a tensão de escoamento (S_y) do material é 240 MPa, e por consequência a tensão de resistência ao cisalhamento do material será,

$$S_{sy} = 0,577 * S_y = 0,577 * 240 = 138,5 \text{ MPa} \quad (71)$$

Colocando o fator de segurança exigido pela norma NBR 9386 de 1,6 a tensão de cisalhamento no eixo terá que ser menor que,

$$\tau < \frac{S_{sy}}{n} \quad \rightarrow \quad 13,28 \text{ MPa} < \frac{138,5 \text{ MPa}}{1,6} \quad \rightarrow \quad 13,28 \text{ MPa} < 86,6 \text{ MPa} \quad (72)$$

Observando pela equação 72 que a tensão sendo exercida no eixo é menor que a tensão limite do material pode-se garantir que o eixo não será cisalhado.

Para garantir que a chaveta irá resistir ao esforço de esmagamento, é usado no cálculo a área da uma metade da face da chaveta, portanto a tensão resistida será,

$$\frac{F}{tl/2} = \frac{300,8 \text{ N}}{0,00476 * 0,00476/2} = 26,6 \text{ MPa} \quad (73)$$

Como a tensão de esmagamento calculada também é menor que a tensão limite do material pode se garantir que a chaveta presente no eixo do material está bem dimensionada e irá resistir aos esforços impostos pelo torque.

4.3. Dimensionamento da plataforma

Em Ergonomicamente as hastes de apoio para o usuário da plataforma devem ter uma altura de 1,1m e um diâmetro de 1,5 de polegada permitindo que a pessoa se apoie de forma confortável, adaptando a medida de 1,5 polegada, 38,1 mm, para uma medida comercial obtendo-se um diâmetro da haste de 40mm. Como visto na seção anterior, o motor terá um diâmetro de 165 mm e uma altura de 342 mm, e apesar do eixo do motor não ser passante pela plataforma, seu comprimento tem que ser considerado na construção da mesma para que o comprimento da plataforma seja suficiente para alcançar a posição do motor. Portanto os cálculos abaixo consideram a presença fictícia do motor, como mostrado na Figura 24

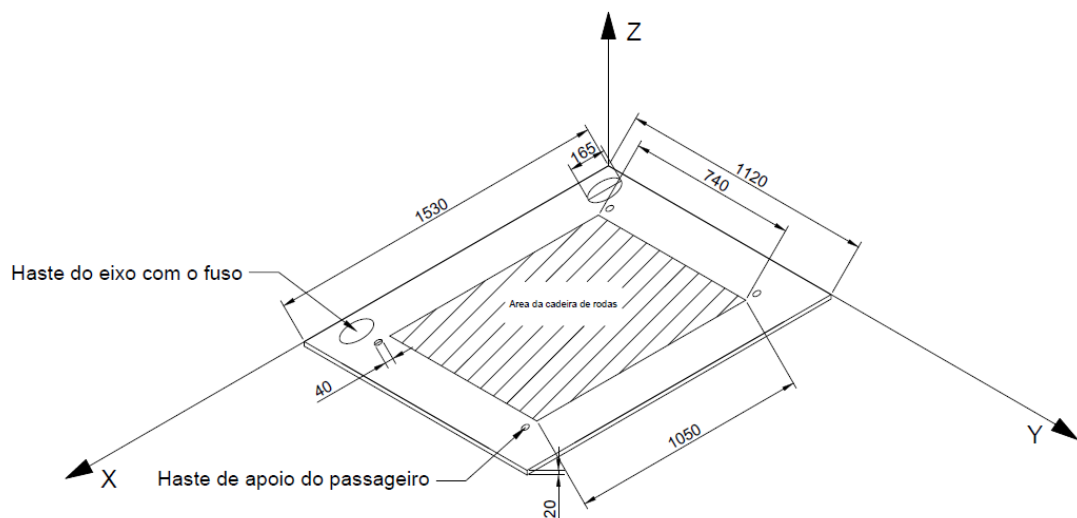


Figura 23: Esquema de configuração da plataforma

Para análise de esforços na plataforma será considerada a hipótese de que é idealmente rígida não sofrendo deformações em sua junção entre a parte horizontal e a parte vertical do corpo e transferindo completamente os esforços sofridos para o apoio. Pelo uso dessa hipótese a plataforma pode ter somente a sua parte horizontal considerada e aproximada de uma viga para os cálculos de esforço cortante e momento fletor.

A massa máxima do usuário ficou definida como 102 kg, portanto, as medidas para a cadeira de rodas têm que abranger cadeiras de rodas próprias para obesos. As medidas fornecidas pela indústria para esse modelo de cadeira são,

Cadeira fechada:

- Comprimento: 1,05 m
- Largura: 0,4 m
- Altura: 0,95 m

Cadeira aberta:

- Largura do assento: 0,52 m
- Largura externa: 0,74 m
- Comprimento: 1,05 m

Assim o comprimento da plataforma fica,

$$C_{plataforma} = (2 * C_{motor} + 2 * C_{haste} + C_{cadeira\ de\ rodas}) * 1,05 \quad (74)$$

$$C_{plataforma} = (2 * 165 + 2 * 38,1 + 1050) * 1,05 \cong 1530\ mm = 1,53\ m \quad (75)$$

Em que,

- $C_{plataforma}$ = Comprimento da plataforma;
- C_{motor} = Comprimento do motor;
- C_{haste} = Comprimento da haste;
- $C_{cadeira\ de\ rodas}$ =Comprimento da cadeira de rodas;

Da mesma forma, a largura da plataforma será delineada pela largura externa da cadeira de rodas, mais o diâmetro dos motores, mais uma tolerância de aproximadamente 5% para cada lado da plataforma, igual a,

$$L_{plataforma} = (2 * L_{motor} + L_{cadeira\ de\ rodas}) * 1,05 \quad (76)$$

$$L_{plataforma} = (2 * 165 + 740) * 1,05 = 1123,5\ mm \cong 1,12\ m \quad (77)$$

Em que,

- $L_{plataforma}$ = Largura da plataforma;
- L_{motor} = Largura do motor;
- $L_{cadeira\ de\ rodas}$ =Largura da cadeira de rodas;

Após idealizado o esquema inicial, é possível detalhar as posições dos componentes de acordo com os cálculos e esse detalhamento é feito na Figura 25.

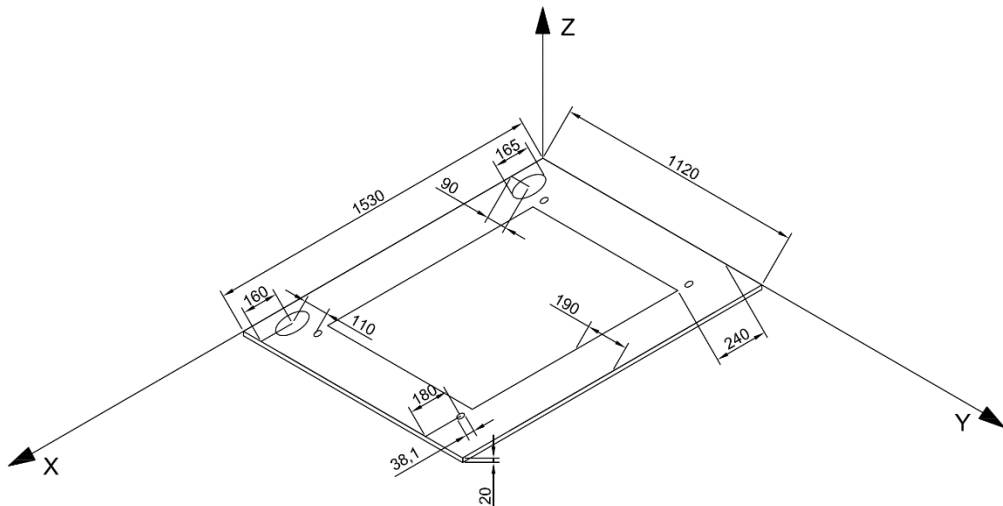


Figura 24: Posicionamento dos componentes na plataforma

A plataforma, para conciliar uma boa rigidez e um baixo peso, terá de ter uma espessura mínima de 50 mm e será oca por dentro, para que haja uma redução de peso, com uma espessura de parede de 4 mm.

Após definidas as dimensões da plataforma conclui-se que o volume da estrutura, sem considerar a redução pelos furos que existirão para a passagem da água, será,

$$L_e * C_e * e_e = 1,12 * 1,53 * 0,05 = 0,0857 \text{ m}^3 \quad (78)$$

$$L_i * C_i * e_i = 1,112 * 1,522 * 0,042 = 0,0711 \text{ m}^3 \quad (79)$$

Em que,

- L_e = Largura externa da plataforma;
- C_e = Comprimento externo da plataforma;
- e_e = Espessura externa da plataforma;
- L_i = Largura interna da plataforma;
- C_i = Comprimento interna da plataforma;
- e_i = Espessura interna da plataforma;

O volume de material na casca da caixa, sem contar a parte vertical da placa para apoio nos parafusos, será o volume externo menos o volume interno, igual a 0,0146 m³. Fazendo o

modelo no SolidWorks, mostrado na Figura 26 em corte, acrescentando a parte vertical e os furos para a passagem da água, o volume total de material será $0,0236 \text{ m}^3$.

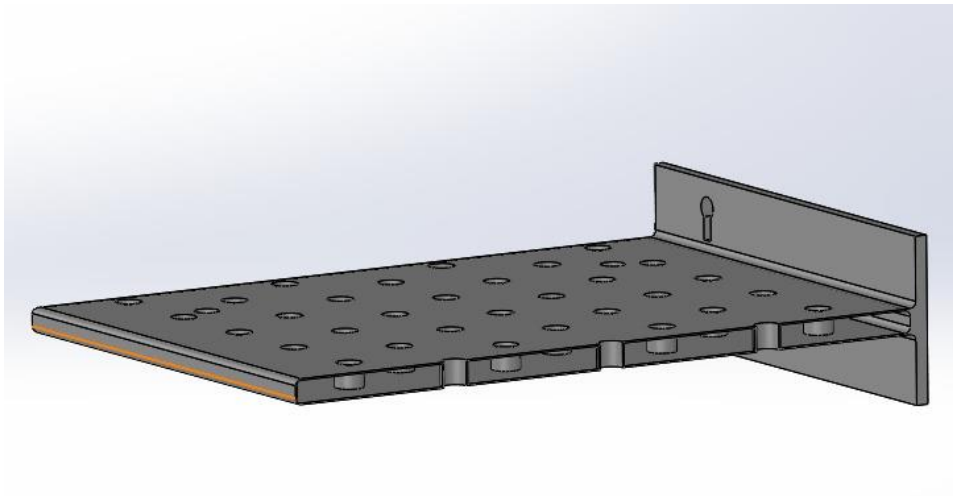


Figura 25: Modelo em SolidWorks da plataforma completa com corte lateral

Com o volume definido pode-se passar para a escolha do material da plataforma. Considerando que a massa específica média do aço é 7860 kg/m^3 a massa da plataforma caso fosse fabricada de aço seria aproximadamente 186 kg, o que tornaria o projeto inviável.

Com a impossibilidade de utilizar o aço para a fabricação da placa, é cogitado outro material que apresenta boas características de resistência e uma massa específica menor que a do aço, o polietileno de alta densidade.

O polietileno de alta densidade, PEAD, é uma resina de alto peso molecular de boa reputação mundial pelas suas qualidades mecânicas e alta processabilidade que permanecem inalterados por longo período, além de ter alta resistência a esforços mecânicos. Por ser um material de fácil instalação e soldagem, por atender exigências internacionais de proteção ambiental e por fatores econômicos o uso do PEAD vem aumentando consideravelmente nos últimos anos. [32]

Algumas das vantagens de se utilizar o PEAD são,

- Elevada resistência ao impacto e à abrasão;
- Grande resistência química (praticamente imune à temperatura ambiente);
- Atóxico (excelente para transporte de água potável e alimentos);

- Impermeável;
- Leveza (massa específica aproximada 0,95 g/cm³);
- Imune às corrosões química e galvânica;
- Sistemas de união soldáveis ou por juntas mecânicas resistentes à tração;
- Vida útil superior a 50 anos.

O PEAD é aplicável na fabricação de tubos, caixas d'água, tanques, componentes de máquinas, revestimentos, entre outros. As propriedades mecânicas, elétricas, térmicas e físicas do PEAD são mostradas na Tabela 6, e, a partir desta, pode se determinar a massa da plataforma com a massa específica do material, portanto a massa da plataforma fica estimado em 23kg

Tabela 4: Propriedades térmicas, físicas, elétricas e mecânicas do PEAD [32]

Propriedades	Altamente linear	Baixo grau de ramificação
Massa específica, g/cm ³	0,962 - 0,968	0,950 - 0,960
Índice de refração	1,54	1,53
Temperatura de fusão, °C	128 - 135	125 - 132
Temperatura de fragilidade, °C	-140 - -70	-140 - -70
Condutividade térmica, W/(m.K)	0,46 - 0,52	0,42 - 0,44
Calor de combustão, kJ/g	46,0	46,0
Constante dielétrica à 1 MHz	2,3 - 2,4	2,2 - 2,4
Resistividade superficial, Ω	10 ¹⁵	10 ¹⁵
Resistividade volumétrica, Ω .m	1017 - 1018	1017 - 1018
Resistência dielétrica, kV/mm	45 - 55	45 - 55
Ponto de escoamento, MPa	28 - 40	25 - 35
Módulo de tração, MPa	900 - 1200	800 - 900
Resistência à tração, MPa	25 - 45	20 - 40
Alongamento, %		
No ponto de escoamento	5 - 8	10 - 12
No ponto de ruptura	50 - 900	50 - 1200
Dureza		
Brinell, MPa	60 - 70	50 - 60
Rockwell	R55, D60 - D70	
Resistência ao cisalhamento, MPa	20 - 38	20 - 36

Para o cálculo dos esforços na plataforma é preciso determinar a reação nos apoios, que são os fusos. Assim como o parafuso, que fixará a plataforma nos eixos estará alinhado com o mesmo e com o motor, considera-se que a força de reação dos apoios será na metade do diâmetro do motor. Na Figura 27 pode-se ver o ponto de reação dos apoios, o ponto de aplicação do peso da cadeira, mais o usuário, mais o peso da própria placa, no centro da placa por ser uma carga distribuída, que pode ser interpretada como uma força concentrada no centro de gravidade da plataforma.

A soma dessas massas gera um peso total igual a,

$$P_{total} = (m_p + m_c + m_{plat}) * 9,81 = (102 + 21 + 23) * 9,81 = 1432 N = 1,43 kN \quad (80)$$

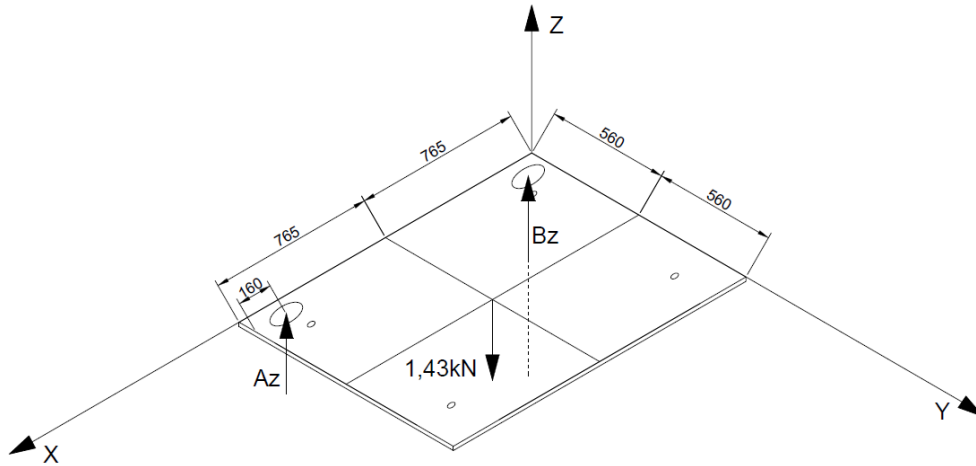


Figura 27: Diagrama de corpo livre da plataforma

Com o diagrama de esforços na plataforma é possível montar as equações de equilíbrio que ficam,

$$\sum F_x = 0 \quad (81)$$

$$\sum F_y = 0 \quad (82)$$

$$\sum F_z = 0 = A_z + B_z - 1,43kN ; A_z + B_z = 1,43kN \quad (83)$$

$$\sum M_y = -A_z * (1530) + 1,43 * (765) = 0 \quad (84)$$

Resolvendo a equação 84,

$$A_z = 716 N \quad (85)$$

Portanto pela equação 83 o valor da componente b é,

$$B_z = 716 N \quad (86)$$

O cálculo da tensão normal para a plataforma será dado pela equação 6 anteriormente definida igual a,

$$\sigma_N = \frac{P}{A} \quad (6)$$

Portando a tensão normal máxima para a carga aplicada a plataforma antes da força empuxo começar a agir, diminuindo o peso, será

$$\sigma_N = \frac{1432 \text{ N}}{1120 \text{ mm} * 1530 \text{ mm}} = \frac{1432}{1713,6 * 10^3} = 8,35 * 10^{-4} \text{ Mpa} = 835 \text{ pa} \quad (87)$$

A tensão normal é menor que a tensão de escoamento do material comprovando que não haverá escoamento por esse esforço.

A análise da tensão de flexão será feita considerando a plataforma como uma viga engastada no plano x, com carregamento distribuído, e com seção transversal retangular vazada, com largura de 50mm, uma espessura de parede de 4 mm e um comprimento de 1530mm. O carregamento distribuído será o carregamento total na plataforma, 1432 N, dividido pela largura da mesma, 1120 mm, portanto será um carregamento de 1,278 N/mm. O esquema de esforços da aproximação considerada é apresentado na Figura 28 abaixo.

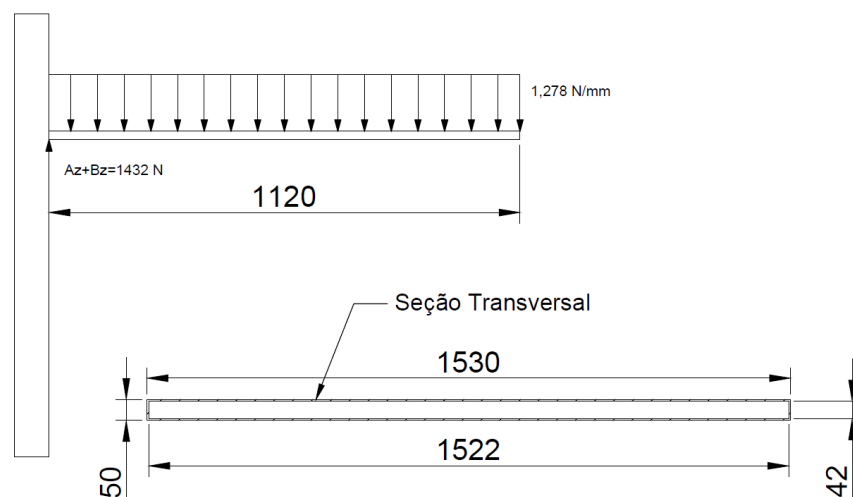


Figura 26: Esquematização de esforços na plataforma

O momento de inercia de uma seção retangular vazada é determinado pela formula,

$$I = \frac{1}{12} * b_e h_e^3 - \frac{1}{12} * b_i h_i^3 \quad (88)$$

Em que,

- b_e = comprimento externo da seção transversal;
- h_e = altura externa da seção transversal;
- b_i = comprimento interno da seção transversal;
- h_i = altura interna da seção transversal;

Aplicando os valores da seção transversal da plataforma a equação 88 fica,

$$I = \frac{1}{12} * 1530 * 50^3 - \frac{1}{12} * 1522 * 42^3 = 6,54 * 10^6 mm^4 = 6,54 * 10^{-6} m^4 \quad (89)$$

Para traçar a diagrama de momento fletor e força cortante da plataforma, e conseqüentemente descobrir o momento máximo é necessário realizar um corte numa seção qualquer da plataforma e aplicar as equações de equilíbrio descobrindo as funções que regem o momento e a força cortante. A Figura 29 abaixo exemplifica o corte feito na seção qualquer.

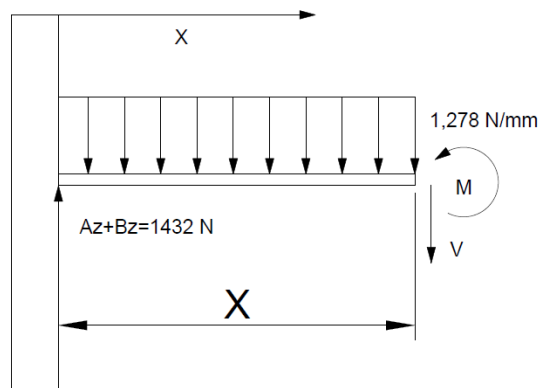


Figura 27: Corte em seção qualquer da plataforma

As equações de equilíbrio para o corte da plataforma serão,

$$\sum F_y = 0 = 1432 N - 1,278 * x - V ; \quad V = 1432 - 1,278 * x \quad (90)$$

$$\sum M_y = 0 = -1432 * x + (1,278 * x) * \frac{x}{2} + M ; \quad M = 1432 * x - 1,278 * \frac{x^2}{2} \quad (91)$$

Aplicando essa equação para os valores de x de 0 a 1120 obtém-se os diagramas de força cortante e momento fletor exibidos nas Figuras 30 e 31 respectivamente.

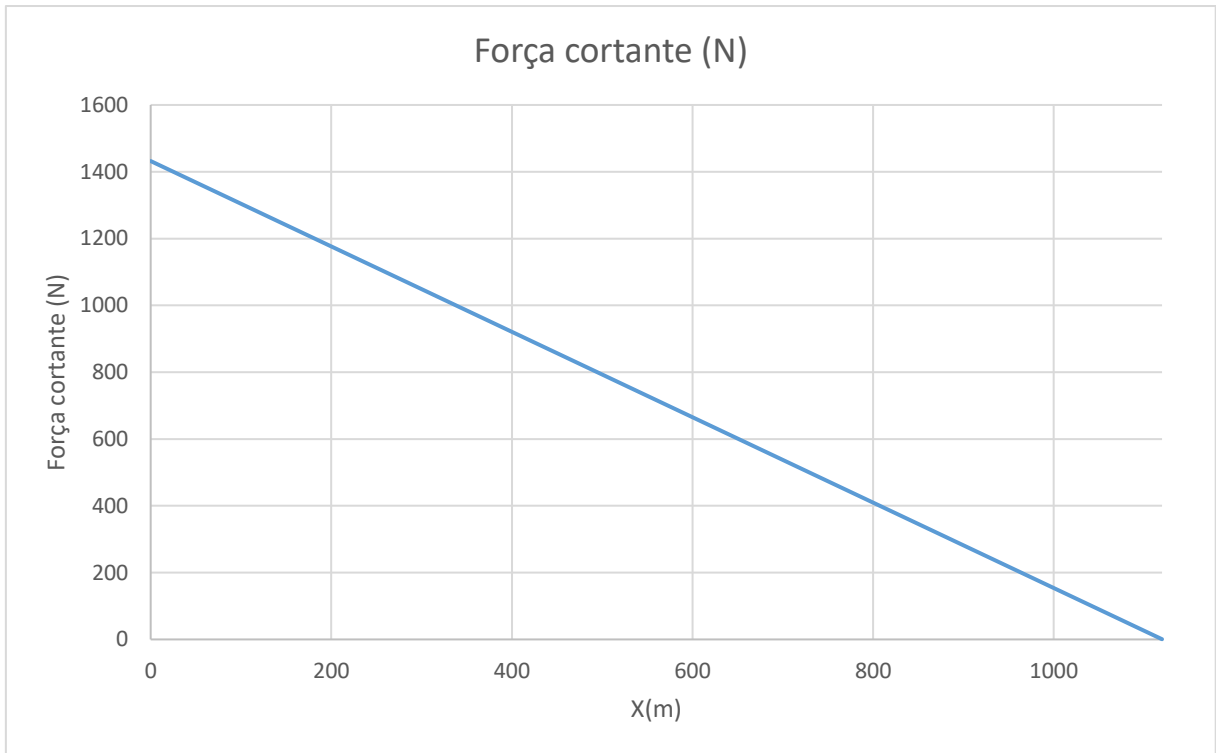


Figura 28: Diagrama de força cortante

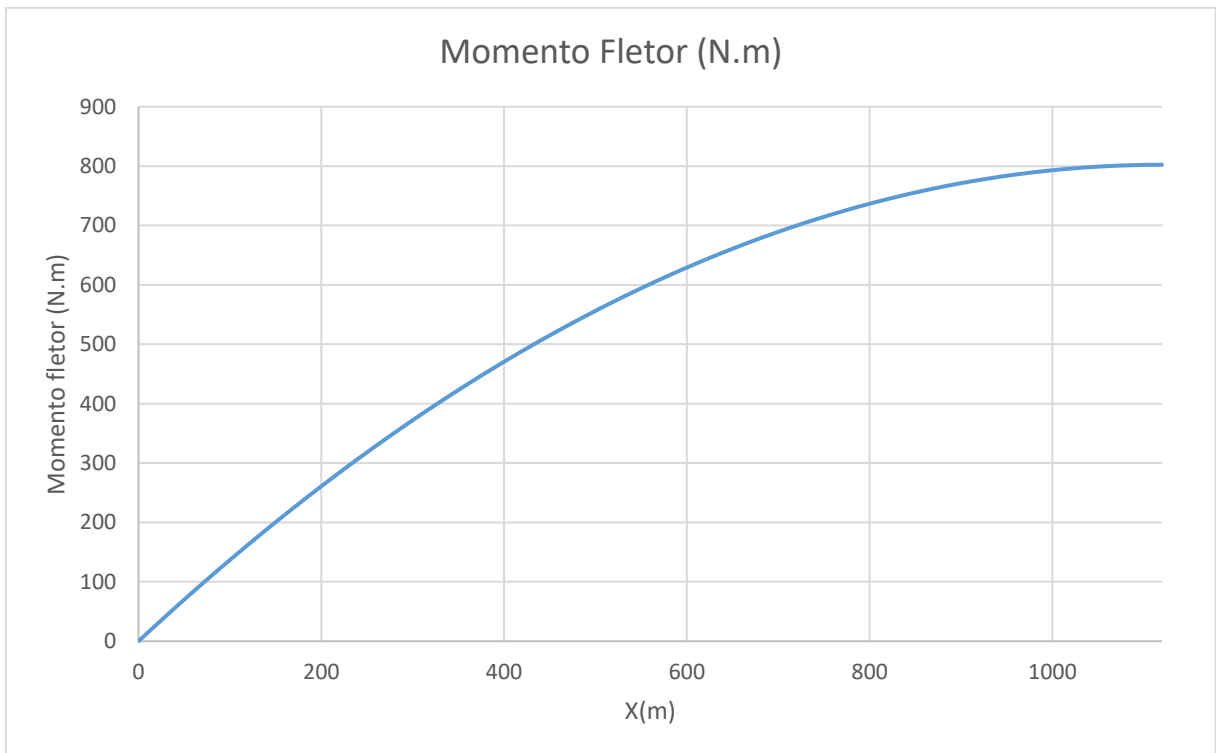


Figura 31: Diagrama de momento fletor

Pela análise do gráfico da Figura 31 constata-se que o momento fletor máximo na plataforma terá valor de 802,3 N.m, o que causará uma pequena deflexão, e a força cortante máxima será de 1432 N, e pela hipótese assumida da plataforma ser idealmente rígida e por ser aproximável a uma viga longa, pode se assumir que este esforço cortante será integralmente transferido aos parafusos sem a necessidade de análise da tensão cisalhante na plataforma.

A tensão de flexão será calculada, como dito na seção 3.1.1 pela equação 7 repetida abaixo,

$$\sigma_{max} = \frac{M * c}{I} \quad (7)$$

Em que,

- σ_{max} = Tensão de flexão máxima
- M = Momento fletor máximo
- c = Distância perpendicular da extremidade ao eixo neutro
- I = Momento de inercia da área da seção transversal

Com os valores calculados para a plataforma a equação 7 fica,

$$\sigma_{max} = \frac{802,3 * 0,025}{6,54 * 10^{-6}} = 3,07 \text{ MPa} \quad (92)$$

Como a tensão de flexão máxima está abaixo da tensão de escoamento do material pode-se afirmar que o material não irá escoar.

Conclui-se com a análise das duas tensões presentes na plataforma que ela está dimensionada de forma adequada e não sofrerá danos durante a operação do mecanismo.

4.3.1. Rigidez da plataforma

Após dimensionada a plataforma é necessário calcular qual será a sua rigidez durante a operação, para garantir que essa não sofrerá deformações indesejáveis, como por exemplo, alguma deflexão elevada em sua ponta, que poderia causar insegurança no usuário.

O cálculo feito para determinação da deflexão da plataforma se baseia em sua linha elástica. É possível fazer uma estimativa da linha elástica pelo diagrama de momento fletor utilizando a convenção de que um momento interno positivo tende a curvar a viga com a concavidade para cima, e um momento interno negativo tende a curvar a barra com concavidade para baixo. Portanto pelo diagrama de momento fletor traçado para a plataforma, Figura 30, pode-se considerar que a deflexão da plataforma será com concavidade para cima.

Quando a viga for deformada será formado um ângulo entre as seções transversais, θ , e terá um raio de curvatura, r , medido do centro de curvatura O' até dx . Como todo raio está sujeito a uma deformação normal, em relação ao eixo neutro, a equação que relaciona o raio com a deformação será,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\epsilon}{y} \quad (93)$$

Visto que o material é homogêneo e se comporta de uma maneira linear elástica, a lei de Hooke, $\epsilon = \sigma/E$, é válida e a equação 93 fica,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (94)$$

Em que,

- ρ = Raio de curvatura em um ponto específico sobre a curva da linha elástica ($1/\rho$ é denominado curvatura);
- M = Momento fletor interno na viga no ponto onde ρ deve ser determinado;
- E = Módulo de elasticidade do material;
- I = Momento de inércia calculado em torno do eixo neutro

A relação ente ρ e os eixos x e v é estabelecida por,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2v/dx^2}{[1 + (dv/dx)^2]^{3/2}} \quad (95)$$

Substituindo a equação 95 na equação 94, tem-se,

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2v/dx^2}{[1 + (dv/dx)^2]^{3/2}} \quad (96)$$

A solução da equação diferencial não linear de segunda ordem dá a forma exata da linha elástica, considerando que as deflexões na viga ocorram apenas por flexão. Como a curva da plataforma como para a maioria das vigas é considerada uma curva rasa a inclinação da linha elástica, dv/dx , será muito pequena e a equação 95 pode ser adaptada para,

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (97)$$

Se diferenciarmos a equação 96, sabendo que $V=dM/dx$, obtém-se,

$$\frac{d}{dx} \left(EI \frac{d^2v}{dx^2} \right) = V(x) \quad (98)$$

Diferenciando novamente, e sabendo que $-w = dV/dx$, é feita a relação,

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2v}{dx^2} \right) = -w(x) \quad (99)$$

Como a rigidez da flexão, EI, será constante ao longo do comprimento da viga as equações 97, 98, e 99 ficam respectivamente,

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = M(x) \quad (100)$$

$$EI \frac{d^3v}{dx^3} = V(x) \quad (101)$$

$$EI \frac{d^4v}{dx^4} = -w(x) \quad (102)$$

Para determinar a deflexão, v , da viga, utilizando-se qualquer uma das equações acima, serão necessárias integrações sucessivas, que irão introduzir constante de integração na equação, e podem ser avaliadas em conjunto em posse das variáveis e das condições de contorno.

Dependendo da forma que a viga é apoiada serão determinadas diferentes condições de contorno que determinam se há deflexão, momento, ou curvatura naquele ponto. Para a plataforma é considerada que sua extremidade apoiada nos parafusos está engastada e, portanto, $\theta = 0$, $v=0$, e conseqüentemente $dv/dx=0$. Como foi visto a equação de momento fletor, $M(x)$, é

$$M(x) = 1432 * x - 1,278 * \frac{x^2}{2} \quad (103)$$

Substituindo a equação 103 na equação 100 a equação será,

$$EI \frac{d^2v}{dx^2} = 1432 * x - 1,278 * \frac{x^2}{2} \quad (104)$$

Integrando a equação 104 se terá a equação,

$$EI \frac{dv}{dx} = 716 * x^2 - 1,278 * \frac{x^3}{6} + C_1 \quad (105)$$

Integrando-se novamente a equação fica,

$$EIv = 238,7 * x^3 - 1,278 * \frac{x^4}{24} + C_1x + C_2 \quad (106)$$

Utilizando as condições de contorno $dv/dx=0$ em $x=0$ e $v=0$ em $x=0$ as equações 105 e 106 tornam-se

$$0 = 716 * 0^2 - 1,278 * \frac{0^3}{6} + C_1 \quad (107)$$

$$0 = 238,7 * 0^3 - 1,278 * \frac{0^4}{24} + C_1 * 0 + C_2 \quad (108)$$

Portanto as constantes C_1 e C_2 serão nulas e a equações 105 e 106, onde $\theta = dv/dx$ serão

$$\theta = \frac{1}{EI} \left(716 * x^2 - 1,278 * \frac{x^3}{6} \right) \quad (109)$$

$$v = \frac{1}{EI} \left(238,7 * x^3 - 1,278 * \frac{x^4}{24} \right) \quad (110)$$

A inclinação e o deslocamento no final da plataforma quando $x=L$, $L=1120$, mm de acordo com a aproximação de viga da plataforma utilizada na Figura 28 serão,

$$\theta = \frac{1}{EI} \left(716 * L^2 - 1,278 * \frac{L^3}{6} \right) \quad (111)$$

$$v = \frac{1}{EI} \left(238,7 * L^3 - 1,278 * \frac{L^4}{24} \right) \quad (112)$$

Determinado que o módulo de elasticidade, E, pela Tabela 6 como 1200 MPa e o momento de inércia, I, é, $2,62 * 10^6 mm^4$, na posição correspondente a L=1120 mm o deslocamento e a inclinação serão,

$$v = \frac{1}{1200 * 6,54 * 10^6} \left(238,7 * 1120^3 - 1,278 * \frac{1120^4}{24} \right) = 32,05 \text{ mm} \quad (113)$$

$$\theta = \frac{1}{1200 * 6,54 * 10^6} \left(716 * 1120^2 - 1,278 * \frac{1120^3}{6} \right) = 0,076 \text{ rad} = 4,35 \text{ graus} \quad (114)$$

A partir dos valores encontrados na equação 113 e 114 pode-se concluir que a deflexão e a inclinação ao fim da plataforma serão pequenas o suficiente para não serem percebidos ou causarem desconforto no usuário.

4.3.2. Empuxo na plataforma

Conforme definido na seção 3 a força empuxo irá diminuir o peso agindo na plataforma gerando um peso aparente definido pela equação 9 como,

$$\vec{P}_A = \vec{P} - \vec{E} \leftrightarrow \vec{P}_A = g(m - d_F * V_{FD}) \quad (9)$$

Em que as incógnitas significam:

- \vec{P}_A = Força peso aparente
- \vec{P} = Força peso
- \vec{E} = Força empuxo
- m = Massa da plataforma e massa do usuário e seus adereços
- d_F = Massa específica do fluido
- V_{FD} = Volume de fluido deslocado
- g = Aceleração da gravidade

Logo, quanto maior for o volume imerso, menor será o peso aparente, conseqüentemente atingindo a menor carga aplicada na plataforma quando esse estiver com seu volume total, calculado pelo software SolidWorks, descontando o volume dos furos, de $0,02497 \text{ m}^3$ imerso.

Sabendo que o fluido em que a plataforma estará imersa será água e sua massa específica é aproximadamente igual a 1000 kg/m^3 , aplica-se a equação 9 para os valores calculados para a plataforma e chegamos a,

$$\vec{P}_A = \vec{P} - \vec{E} \leftrightarrow \vec{P}_A = 9,81(146 - 1000 * 0,02497) = 1187,3 \text{ N} \cong 1,2 \text{ kN} \quad (115)$$

Ao subir a ação da força de resistência da água será contra o movimento da plataforma, o que aumentaria a carga imposta sobre a plataforma, porém, pela existência dos furos, que permitem a passagem da água, essa irá escoar pela plataforma de forma que a sua resistência não mais será forte o suficiente para desestabilizar o movimento, e, portanto, não precisará ser considerada.

4.4. Dimensionamento dos parafusos de apoio

Há dois tipos de esforços presentes nos parafusos, uma força tracionando o parafuso e outra força cisalhando a seção reta do parafuso

4.4.1. Força de tração nos parafusos

Como visto na seção 3 a força de tração atuante nos parafusos será determinada pela equação 11 abaixo,

$$F_b = P_B + F_i = C * P + F_i \quad (11)$$

Em que,

- F_b = Força resultante no parafuso
- P_B = Porção da carga absorvida pelo parafuso
- F_i = Pré-carga
- C = Fração da carga externa P carregada pelo parafuso
- P = Carga externa de tração

A fração da carga externa que será absorvida pelo parafuso é calculada de acordo com o coeficiente de rigidez das partes sendo unidas e do parafuso relacionadas pela fórmula,

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_l} \quad (12)$$

Em que,

- k_b = Coeficiente de rigidez do parafuso
- k_l = Coeficiente de rigidez das partes unidas

Sabendo que os parafusos comerciais são de aço e que as partes unidas são de PEAD e que o valor dos coeficientes será definido pelas equações 116 e 117,

a equação que define o valor do coeficiente de rigidez do parafuso será,

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (116)$$

Em que,

- E = Módulo de elasticidade;
- A_d = Área de diâmetro maior do fixador
- l_d = Comprimento da porção não-rosqueada em aperto
- A_t = Área de tensão de tração;
- l_t = Comprimento da porção rosqueada do aperto;

As áreas, A_t e A_d , são definidas na Tabela 7 em função do diâmetro em polegadas do parafuso escolhido para suportar a carga. Para plataforma, testa-se se, inicialmente, o parafuso com diâmetro de 5/8", 15,875 mm, suportará a carga.

Tabela 5: Diâmetros e área de roscas de parafusos unificados UNC e UNF [12]

Designação do tamanho	Diâmetro maior nominal in	Série grossa - UNC			Série fina - UNF		
		Roscas por polegada N	Áreas de tensão de tração A_t , in ²	Área do diâmetro menor A_r , in ²	Roscas por polegada N	Áreas de tensão de tração A_t , in ²	Área do diâmetro menor A_r , in ²
0	0,0600				80	0,001 80	0,001 51
1	0,0730	64	0,002 63	0,002 18	72	0,002 78	0,002 37
2	0,0860	56	0,003 70	0,003 10	64	0,003 94	0,003 39
3	0,0990	48	0,004 87	0,004 06	56	0,005 23	0,004 51
4	0,1120	40	0,006 04	0,004 96	48	0,006 61	0,005 66
5	0,1250	40	0,007 96	0,006 72	44	0,008 80	0,007 16
6	0,1380	32	0,009 09	0,007 45	40	0,010 15	0,008 74
8	0,1640	32	0,014 0	0,011 96	36	0,014 74	0,012 85
10	0,1900	24	0,017 5	0,014 50	32	0,020 0	0,017 5
12	0,2160	24	0,024 2	0,020 6	28	0,025 8	0,022 6
$\frac{1}{4}$	0,2500	20	0,031 8	0,026 9	28	0,036 4	0,032 6
$\frac{5}{16}$	0,3125	18	0,052 4	0,045 4	24	0,058 0	0,052 4
$\frac{3}{8}$	0,3750	16	0,077 5	0,067 8	24	0,087 8	0,080 9
$\frac{7}{16}$	0,4375	14	0,106 3	0,093 3	20	0,118 7	0,109 0
$\frac{1}{2}$	0,5000	13	0,141 9	0,125 7	20	0,159 9	0,148 6
$\frac{9}{16}$	0,5625	12	0,182	0,162	18	0,203	0,189
$\frac{5}{8}$	0,6250	11	0,226	0,202	18	0,256	0,240
$\frac{3}{4}$	0,7500	10	0,334	0,302	16	0,373	0,351
$\frac{7}{8}$	0,8750	9	0,462	0,419	14	0,509	0,480
1	1,0000	8	0,606	0,551	12	0,663	0,625
$1\frac{1}{4}$	1,2500	7	0,969	0,890	12	1,073	1,024
$1\frac{1}{2}$	1,5000	6	1,405	1,294	12	1,581	1,521

Já a equação que define o coeficiente de rigidez das partes unidas será,

$$k_l = Ed(A \exp(B d/l)) \quad (117)$$

Em que,

- E = Módulo de Elasticidade do material das partes unidas;
- d = Diâmetro do fixador;
- l = Comprimento de agarramento
- A e B = Coeficiente definidos na Tabela 8 abaixo, em função do material da parte unida;

Tabela 6: Parâmetros de rigidez de materiais de vários membros [12]

Material usado	Razão de Poisson	Elástico GPa	Módulo Mpsi	A	B
Aço	0,291	207	30,0	0,787 15	0,628 73
Alumínio	0,334	71	10,3	0,796 70	0,638 16
Cobre	0,326	119	17,3	0,795 68	0,635 53
Ferro fundido cinza	0,211	100	14,5	0,778 71	0,616 16
Expressão geral				0,789 52	0,629 14

Como o material da plataforma, o PEAD, não é definido na Tabela 8 os valores dos coeficientes A e B serão os definidos para expressão geral na Tabela 8. Para o PEAD, o módulo de elasticidade segundo a Tabela 6 é 1050 MPa, considerando o parafuso sextavado padrão de 5/8 pol. com comprimento de 50,8 mm, o comprimento mínimo roscado será 40 mm, e consequentemente o comprimento não roscado será 10,8 mm.

Como o comprimento de eixo rosqueado é maior que o de eixo não rosqueado o parafuso pode ser considerado um parafuso curto a equação para definir o seu coeficiente de rigidez passa a ser,

$$k_b = \frac{A_t E}{l_t} \quad (118)$$

Pela Tabela 7, pela Tabela 8, e pelas conclusões feitas define-se que,

- $A_d = 197,83 \text{ mm}^2$
- $A_t = 6,024 \text{ mm}^2$;
- $E = 1050 \text{ MPa}$;
- $l_d = 10,8 \text{ mm}$
- $l_t = 40 \text{ mm}$;
- $d = 15,875 \text{ mm}$;
- $l = \text{Espessura da chapa} + \text{Espessura do colar da porca} = 20+35,23=55,23 \text{ mm}$;
- $A = 0,78952$
- $B = 0,62914$

Portanto a equação 118 do coeficiente do parafuso ficará,

$$k_b = \frac{6,5024 * 1200}{40} = 195,07 \frac{N}{mm} = 195070 \frac{N}{m} = 0,19507 * 10^6 \frac{N}{m} \quad (119)$$

E a equação 117 do coeficiente das partes unidas ficará,

$$k_l = 1200 * 15,875(0,78952 \exp(0,62914 * 15,875/55,23)) = 18,02 * 10^6 \frac{N}{m} \quad (120)$$

Dessa forma o valor de C pela equação 12 será,

$$C = \frac{0,19507 * 10^6}{0,19507 * 10^6 + 18,02 * 10^6 \frac{N}{m}} = 0.011 \quad (121)$$

A carga, P, a de tração atuante em cada parafuso, será a carga que é transmitida pela plataforma considerando o momento atuante pela distância do ponto aplicação da carga na plataforma aos parafusos, e o binário entre os próprios parafusos que se balanceiam internamente e impedem que haja torção na plataforma. Os esforços de tração nos parafusos são mostrados na Figura 32.

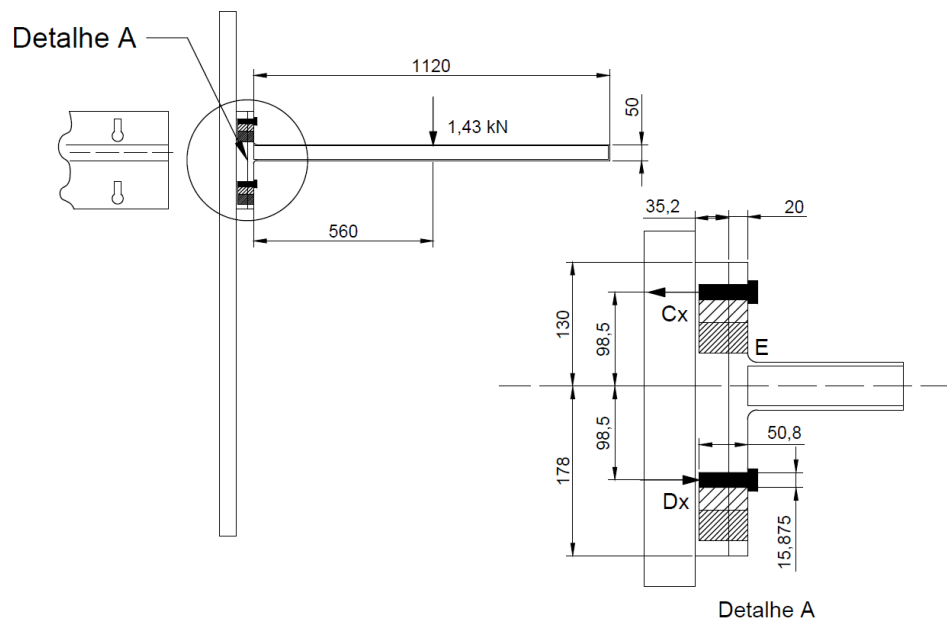


Figura 32: Esquema dos esforços de tração nos parafusos

Fazendo o equilíbrio de forças na horizontal tem-se,

$$\sum F_x = 0 \rightarrow C_x - D_x = 0 \rightarrow C_x = D_x \quad (122)$$

Fazendo o equilíbrio de momentos no ponto E da plataforma obtém-se,

$$\sum M_E = -1,43kN * (560) + C_x * (98,5) + D_x * (98,5) = 0 \quad (123)$$

Substituindo a equação 122 na equação 123, essa fica,

$$C_x * (98,5) + C_x * (98,5) = 1,43kN * (560) \quad (124)$$

$$2 * C_x * (98,5) = 800,8 kN.mm \rightarrow C_x = 4,065 kN = 4065 N \quad (125)$$

Portanto a carga, P, de tração para cada parafuso será 4,065 kN. Será utilizado o valor médio de pré carga de 34,3 kN, para um torque de aperto no parafuso não lubrificado de 90 N.m.

Então a força atuante no parafuso segundo a equação 11 será,

$$F_b = 0,011 * 4,065 + 34,34 = 34,34 kN \quad (126)$$

Portanto de acordo com a Tabela 9, que expõe as propriedades do aço, a força de tração será menor que o limite de tração do aço, o parafuso irá resistir aos esforços nele feitos.

Tabela 7: Propriedades do aço [33]

AISI/UNS	Resistência ao escoamento MPa	Resistência à tração MPa	Alongamento Mínimo, %	Dureza Vickers	Microestrutura
304L	210	515-680	45	155	Austenita
316L	220	515-690	40	160	Austenita
S 32304	400	600-820	25	230	Dúplex
S 31803	450	680-880	25	260	Dúplex
S 32750	550	800-1000	25	290	Dúplex

4.4.2. Força de cisalhamento nos parafusos

A força de cisalhamento nos parafusos será a força cortante transferida para cada eixo, 770 N, e a tensão correspondente será a força de cisalhamento dividida pelos 2 parafusos de apoio e dividida pela área de cada um, igual a,

$$\tau = \frac{F_y/2}{A} \quad (127)$$

Em que,

- F_y = Força cisalhante = 770 N;
- τ = Tensão de cisalhamento;
- A = Área transversal do parafuso = $\pi \frac{15,875^2}{4} = 197,8 \text{ mm}^2$;

Portanto a tensão de cisalhamento será,

$$\tau = \frac{770/2}{197,8} = 1,99 \text{ MPa} \quad (128)$$

Pela Tabela 9 a tensão de escoamento do aço 316l será de 220 MPa, e como a tensão cisalhante no parafuso é inferior a isso, pode-se garantir que o parafuso não irá romper ou sofrer deformações.

4.5. Esforços no suporte fixo

O suporte fixo da plataforma irá sofrer o momento causado pelo peso da plataforma e seu usuário, e não será influenciado pelo peso do motor, de seu flange, do eixo de transmissão e nem pelo eixo guia, porque todos esses estarão apoiados no piso. A Figura 33 exemplifica a reação na haste de contrapeso do acompanhante aos esforços de momento da plataforma de elevação.

Observando a Figura 33 percebe-se que a reação ao peso da plataforma no suporte fixo será uma força horizontal de 9,76 kN. aplicada no meio do furo de apoio do eixo guia do motor. Fazendo o equilíbrio de momento no ponto F tem-se,

$$\sum M_F = 0 = G_x * (884) - 0,314 * 380 - 9,76 * (10) \quad (129)$$

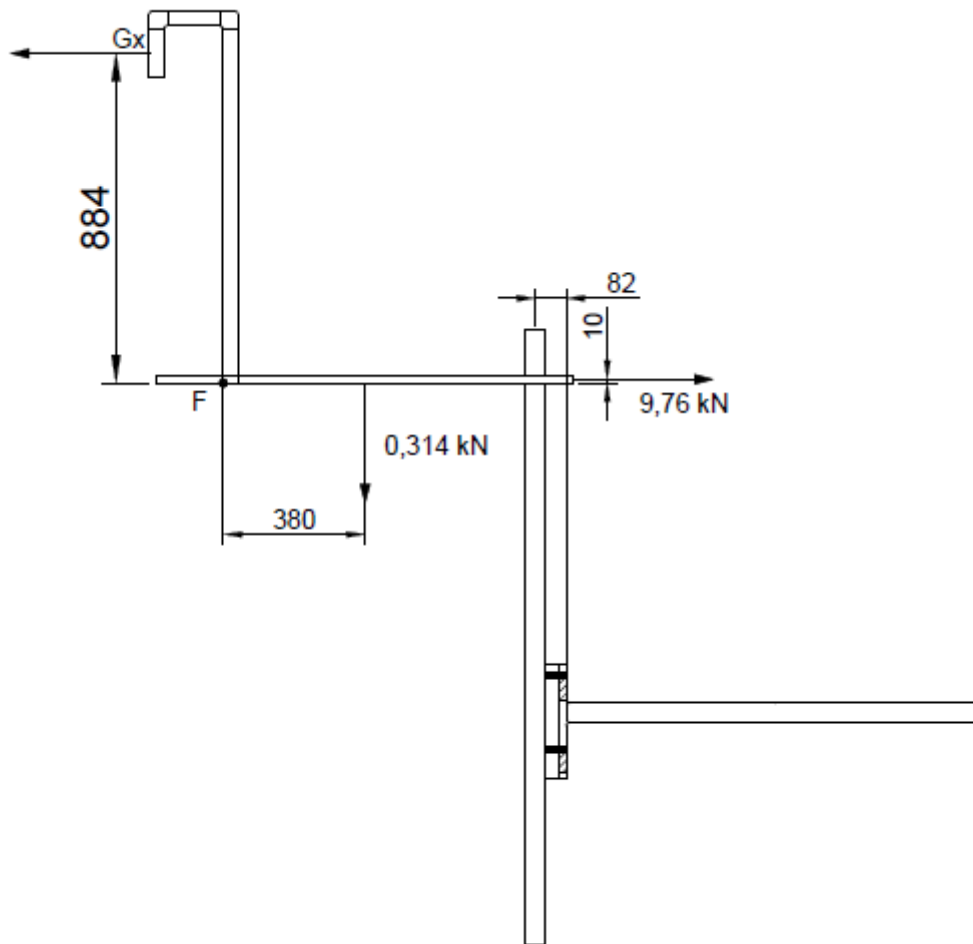


Figura 33: Diagrama de corpo livre do suporte fixo

Reorganizando a equação 129 obtém-se,

$$G_x * (884) = 0,314 * 380 + 9,76 * (10) = 216,92 \quad (130)$$

$$G_x = 0,245 \text{ kN} = 245 \text{ N} = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 25 \text{ kg} \quad (131)$$

Portanto o esforço que deverá ser realizado pelo acompanhante será uma força de 245 N equivalente a uma massa de 25 kg, esforço bastante viável para um ser humano adulto.

5. Plano de instalação da plataforma de elevação

Para esclarecer os critérios de instalação do equipamento no local deve ser utilizada a Figura 34, Figura 35 e a Tabela 10 em que são mostrados o desenho de conjunto com os componentes numerados e uma lista nomeando e detalhando o peso de cada um desses elementos respectivamente.

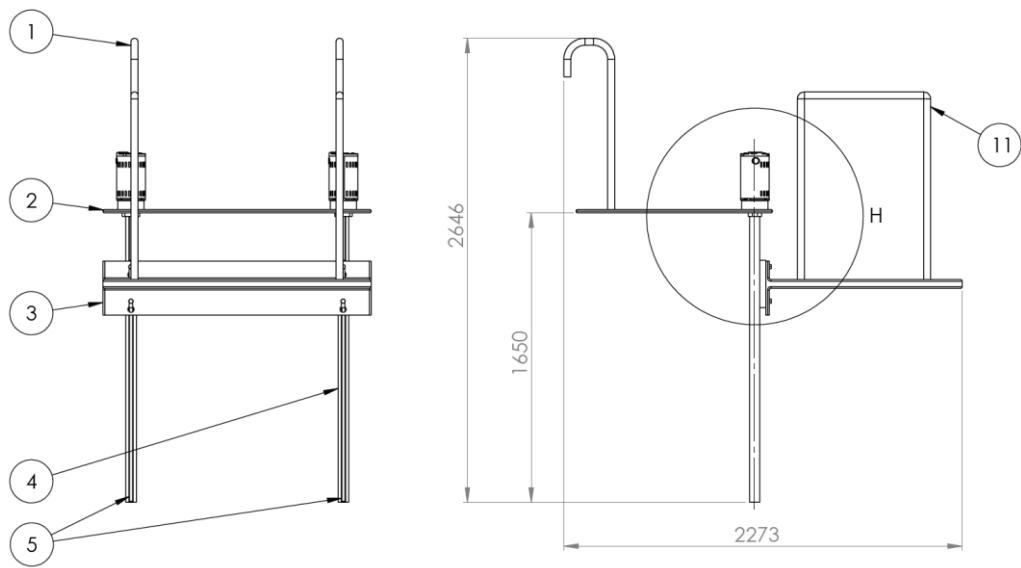


Figura 34: Desenho de conjunto com enumeração dos componentes

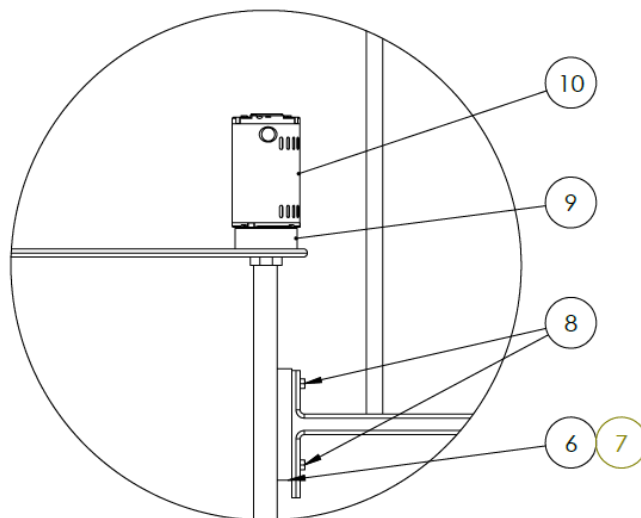


Figura 35: Desenho de detalhe com enumeração dos componentes

11	Haste de apoio do usuário		PVC	2	1,0
10	Motor			2	17,0
9	Flange do motor		PVC	2	1,0
8	Parafuso Cab. Sext.		AISI-316	4	0,1
7	Rosca da porca		AISI-316	2	0,6
6	Colar da porca		PEAD	2	0,3
5	Eixo de Transmissão		AISI-316	2	0,4
4	Eixo guia do motor		PVC	2	1,1
3	Placa móvel		PEAD	1	23,8
2	Suporte fixo		PEAD	1	32,0
1	Haste de contrapeso do acompanhante		PVC	2	0,5
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA		MATERIAL	QTD.	MASSA (Kg)

Tabela 8: Nome, material, quantidade e massa de cada componente

Para instalação primeiramente o suporte fixo, item 11, é colocada no chão próximo a borda da piscina, então são encaixadas as hastes de contrapeso do acompanhante, item 8, no suporte, e depois passado o conjunto haste/motor, mostrado na Figura 35, que engloba os itens 10, 9, 7, 6, 5, 4, e 1, pelo furo do suporte alcançando o chão da piscina. Após essas etapas a placa móvel, item 2, é encaixada nos parafusos e logo em seguida as hastes de apoio do usuário, item 3, são encaixadas na plataforma.

Feita a instalação só será necessário ligar o motor a tomada de 220v, ou num transformador de 220v para 127v para posteriormente liga-lo à tomada e a plataforma entrará em atuação de descida, sendo necessário somente a inversão da rotação no motor para ela voltar a subir. Os desenhos da plataforma e seus componentes de forma detalhada vão em anexo.



Figura 35: Conjunto haste/motor

6. Conclusão

Neste capítulo serão apresentadas as conclusões obtidas do projeto, assim como recomendações e observações para trabalhos futuros a serem conduzidos sobre o projeto de uma plataforma de elevação motorizada e portátil para facilitar o acesso de deficientes físicos a piscina.

6.1. Considerações finais

Ao fim do dimensionamento realizado nesse trabalho pode se concluir que a plataforma é funcional para o objetivo estabelecido, porém existe a necessidade de ser instalada por um acompanhante do deficiente físico, ou por uma empresa que alugue a plataforma, por possuir um peso considerável.

Também é averiguado que a plataforma é uma solução que possui mobilidade parcial, pois apesar de não precisar de adequações no espaço onde é instalada, não possui versatilidade suficiente para ser transportada frequentemente, sendo uma solução adequada para situações em que se deseja possibilitar o acesso a piscina por deficientes motores durante uma temporada podendo depois pode ser facilmente retirada e reinstalada em outro local.

Todos os cálculos e resoluções apresentados nesse trabalho visaram garantir o funcionamento básico de uma plataforma de elevação sem ruptura, sem super dimensionar os componentes do mecanismo e procurando soluções presentes na indústria para que sejam de baixo custo deixando o projeto o mais acessível possível, porém não foram apresentados cálculos estruturais mais avançados por não estar dentro do escopo do trabalho.

6.2. Sugestões para estudos futuros

Uma vez que não foram realizados estudos sobre os esforços internos na plataforma móvel de elevação, pois essa foi considerada idealmente rígida, estudos semelhantes aos aqui apresentados podem ser conduzidos se aprofundando no estado de tensão e deformação da plataforma para determinar se deveriam ser feitos reforços em sua estrutura para alcançar a rigidez necessária, e se esse fosse o caso que reforços seriam esses.

Outra sugestão é o estudo de materiais com alta rigidez e baixo peso que aplicados na plataforma fornecessem a mesma resistência aqui obtida, mas com uma redução de peso no equipamento melhorando a sua portabilidade. No mesmo intuito de diminuição de peso do equipamento, poderia ser realizado um trabalho sobre o uso de um motor menos robusto combinado a uma redução de maneira a transferir o mesmo torque, porém com uma massa menor.

Estudos mais aprofundados do sistema elétrico, da conexão do relé de contato ao motor, de uma possível automatização do motor para uso de controle remoto não foram abordados neste trabalho por estarem fora do escopo, porém também são assuntos interessantes para serem detalhados em uma futura análise.

Também é uma possibilidade futura se realizar análises em elementos finitos para comprovar os resultados aqui obtidos, e para verificar outras reações mais complexas na estrutura que não foram aqui vistas.

7. Referências Bibliográficas

- [1] Governo do Brasil. (2017). *Acessibilidade*. Disponível em: <<http://www.brasil.gov.br/acessibilidade>> Acesso em: 1 dez. 2017;
- [2] IBGE: 6,2% da população têm algum tipo de deficiência. Disponível em: <<http://agenciabrasil.ebc.com.br/geral/noticia/2015-08/ibge-62-da-populacao-tem-algum-tipo-de-deficiencia>>. Acesso em: 1 dez. 2017;
- [3] Brasil tem desafio de garantir envelhecimento populacional com qualidade. Disponível em: <<http://agenciabrasil.ebc.com.br/geral/noticia/2017-09/brasil-tem-desafio-de-garantir-envelhecimento-populacional-com-qualidade>>. Acesso em: 9 dez. 2017;
- [4] ABNT- Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 9050 – Acessibilidade de Pessoas Portadoras de Deficiências a Edificações, Espaço, Mobiliário e Equipamentos Urbanos, 56p., 2004;
- [5] ABNT- Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR 9386 – Plataformas de elevação motorizadas para pessoas com mobilidade reduzida – Requisitos para segurança, dimensões e operação funcional – Parte 1: Plataformas de elevação vertical, 90p.,2013;
- [6] Carregaro R. L., Toledo A. M., Efeitos fisiológicos e evidências científicas da eficácia da fisioterapia aquática, Mestre em Fisioterapia, UFSCar, São Paulo, 2008;
- [7] Elevador de piscina PAL buy in Sintra on Portuguesa. Disponível em: <<https://sintra-lv.all.biz/elevador-de-piscina-pal-g2214>>. Acesso em: 8 set. 2017;
- [8] Inclusão de pessoa com deficiência ainda esbarra no preconceito, diz ativista. Disponível em: <<http://agenciabrasil.ebc.com.br/direitos-humanos/noticia/2017-09/inclusao-de-pessoa-com-deficiencia-ainda-esbarra-no-preconceito-diz>>. Acesso em: 10 dez. 2017;
- [9] Cortona C., Ramos P., Rodrigues M. I., et al. Elevador hidráulico, Eng., Sorocaba, São Paulo, 2016;
- [10] RUDENKO, I. Maquinas de elevação e transporte, Livros Técnicos e Científicos, 1976;
- [11] Telecurso 2000 - Elementos de Maquinas. Tradução. São Paulo: Globo, 1996;

- [12] SHIGLEY, Joseph E.; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. Projeto de Engenharia Mecânica. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005;
- [13] NORTON, Robert L. Projeto de Máquinas – Uma Abordagem Integrada. 2. ed. São Paulo: Artmed, 2000.
- [14] Catálogo de Produtos, (2018).Norelem. Available at: <https://www.norelem.com/pt/pt/Home.html> [Accessed 10 May 2018].
- [15] Catálogo fuso de rosca trapezoidal. Disponível em: <<http://atibrasil.com.br/wp-content/uploads/2016/08/fuso-de-rosca-trapezoidal-004.pdf>>. Acesso em: 9 out. 2017.
- [16] Elevador de Pinhão e Cremalheira | Elevador de Obra - Grupo Montarte. Disponível em: <<http://www.montarte.com.br/elevador-pinhao-cremalheira.html>>. Acesso em: 10 out. 2017;
- [17] HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. Fundamentos de física 2, Grupo Gen - LTC, 2000;
- [18] HIBBELER, R. Resistencia dos materiais (7a. ed.), Pearson Educación, 2010.
- [19] SHIGLEY. Joseph Edward, Elementos de máquinas de Shigley, McGraw Internet edition, 2000;
- [20] SENAI, Apostila de Lubrificação Industrial, Programa de Certificação de Pessoal de Manutenção, Ed. Companhia Siderúrgica de Tubarão, Departamento Regional do Espírito Santo, Espírito Santo, 1996;
- [21] BASTOS, Sergio F., O estudo antropométrico brasileiro, Rio de Janeiro, SENAI CETIQT, 2013;
- [22] IIDA, Itiro. Ergonomia projetos e produção, São Paulo, Edgar Blucher Ltda., 1992;
- [23] COUTO, Hudson de Araújo. Ergonomia aplicada ao trabalho: manual técnico da máquina humana, Belo horizonte, ERGO Editora, 1995;
- [24] GALDINO, Luciano. Cálculo da rotação, do torque e da potência de motores elétricos para transmissão por parafusos de potência. Augusto Guzzo Revista Acadêmica, São Paulo, n. 14, p. 215-227, dec. 2014. ISSN 2316-3852. Disponível em: <http://fics.edu.br/index.php/augusto_guzzo/article/view/248>. Acesso em: 07 mar. 2018.

- [25] VAZ, Frederico S. O. Máquinas Elétricas. Florianópolis: SENAI, 2010.
- [26] HALLIDAY, David; RESNICK, Robert; WALKER, Jearl. Fundamentos de Física - Eletromagnetismo. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2003.
- [27] MELCONIAN, Sarkis. Elementos de máquinas. 9. ed. São Paulo: Érica, 2008.
- [28] Braga, Newton C. Mechatronics sourcebook. Clifton Park, N.Y.: Thomson/Delmar Learning, 2017.
- [29] BRAGA, Newton C. Relés – Circuitos e Aplicações. 1. ed. NCB, 2012.
- [30] WENDLING, Marcelo. Sensores. Unesp, São Paulo, 2010.
- [31] Geral 1 HP 2P D56C 1F 220 V 50 Hz IC01 - ODP - Sem pés | Motor de Chapa Aberto (IP21) | Uso Geral | Monofásico | Motores Elétricos | WEG. Disponível em:<https://www.weg.net/catalog/weg/BR/pt/MotoresEl%C3%A9tricos/Monof%C3%A1sico/Uso-Geral/Motor-de-Chapa-Aberto-%28IP21%29/Geral-1-HP-2P-D56C-1F-220-V-50-Hz-IC01---ODP---Sem-p%C3%A9s/p/13028124>>. Acesso em 19 mai. 18
- [32] Silva, A. L. N. – “Preparação e Avaliação de Propriedades Térmicas, Morfológicas, Mecânicas e Reológicas de Misturas à Base de Polipropileno e Poli(etileno-co- 1-octeno)”, Tese de Doutorado, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Brasil 1999.
- [33] Senatore, M., Finzetto, L., Perea, E. – “Estudo comparativo entre os aços inoxidáveis dúplex e os inoxidáveis AISI 304L/316L”, Rev. Esc. Minas vol.60 no.1 Ouro Preto jan./mar. 2007.

Anexo I: Propriedades do Motor

FOLHA DE DADOS



Motor Monofásico de Indução - Rotor de Gaiola

Cliente	:					
Linha do produto	: Geral Monofásico	Código do produto : 13028124				
Carcaça	: D56C	Tempo de rotor bloqueado	: 10s (frio) 6s (quente)			
Potência	: 0.75 kW (1 HP)	Elevação de temperatura	: 80 K			
Número de polos	: 2	Regime de serviço	: Cont.(S1)			
Frequência	: 50 Hz	Temperatura ambiente	: -20°C a +40°C			
Tensão nominal	: 220 V	Altitude	: 1000 m			
Corrente nominal	: 6.80 A	Grau de proteção	: IP21			
Corrente de partida	: 44.9 A	Método de refrigeração	: IC01 - ODP			
Ip/In	: 6.6x(Cód. L)	Forma construtiva	: F-1			
Corrente a vazio	: 5.50 A	Sentido de rotação ¹	: Ambos			
Rotação nominal	: 2920 rpm	Método de partida	: Partida direta			
Escorregamento	: 2.67 %	Massa aproximada ³	: 17.0 kg			
Conjugado nominal	: 0.250 kgfm					
Conjugado de partida	: 290 %					
Conjugado máximo	: 290 %					
Classe de isolamento	: B					
Fator de serviço	: 1.00					
Momento de inércia (J)	: 0.0018 kgm ²					
Potência	50%	75%	100%	Esforços na fundação		
Rendimento (%)	62.2	69.2	72.3	Tração máxima	: 14 kgf	
Cos Φ	0.48	0.60	0.68	Compressão máxima	: 31 kgf	
Tipo de mancal	:	<u>Dianteiro</u> 6204 ZZ	<u>Traseiro</u> 6203 ZZ			
Vedação	:	Sem vedação	Sem vedação			
Intervalo de lubrificação	:	-	-			
Quantidade de lubrificante	:	-	-			
Tipo de lubrificante	:	Mobil Polyrex EM				
Observações						
Esta revisão substitui e cancela a anterior, a qual deverá ser eliminada. (1) Olhando a ponta de eixo dianteira do motor. (2) Medido a 1m e com tolerancia de +3dB(A). (3) Massa aproximada sujeito a alteração após fabricação. (4) Em 100% da carga nominal.			Os valores indicados são valores médios com base em ensaios e para alimentação em rede senoidal, sujeitos as tolerancias da norma NEMA MG-1.			
Rev.	Resumo das modificações			Executado	Verificado	Data
Executor						
Verificador					Página	Revisão
Data	19/05/2018				1 / 2	

CURVA DE DESEMPENHO EM CARGA

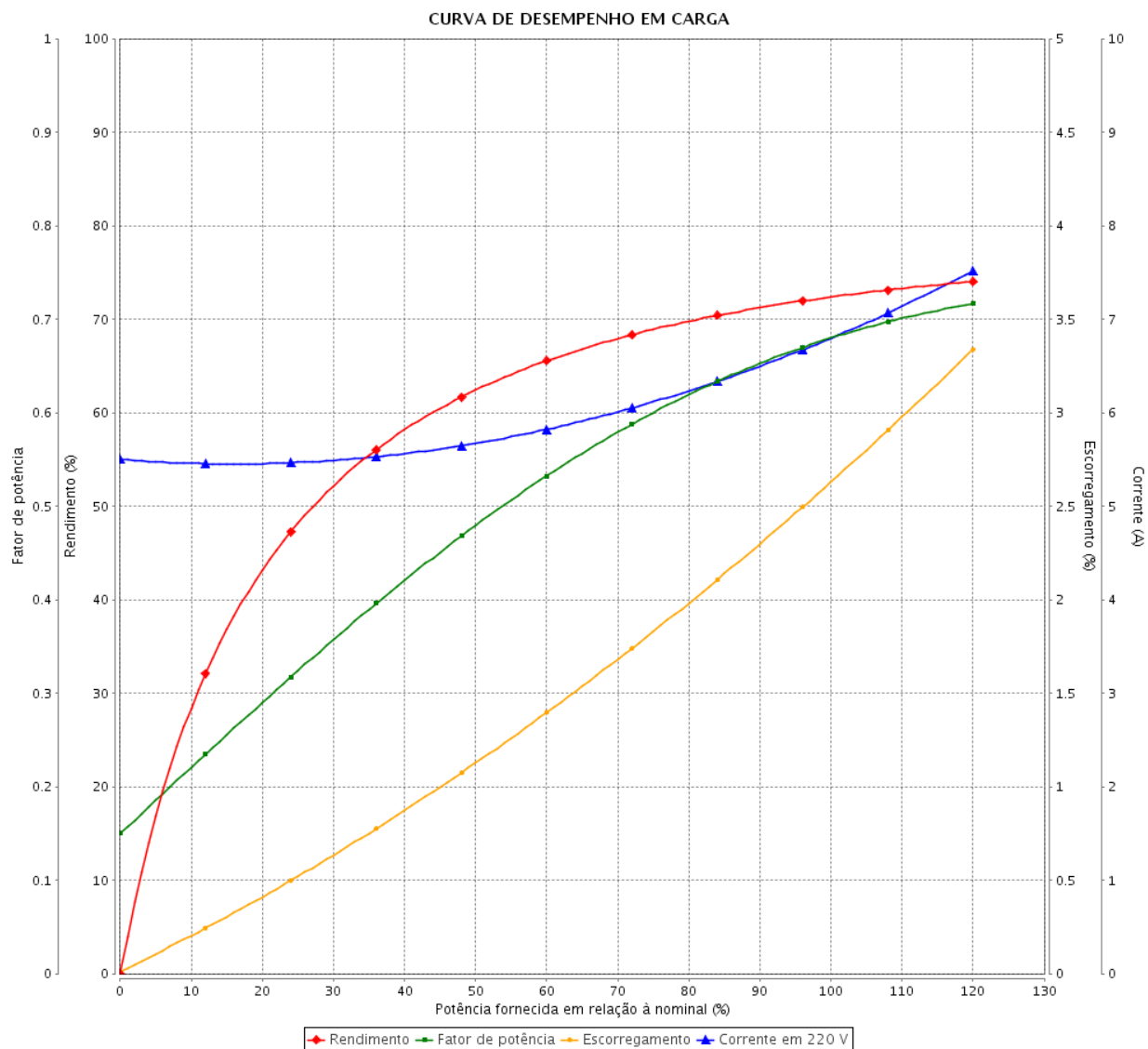
Motor Monofásico de Indução - Rotor de Gaiola



Cliente :

Linha do produto : Geral Monofásico

Código do produto : 13028124



Desempenho : 220 V 50 Hz 2P

Corrente nominal : 6.80 A
 I_p/I_n : 6.6
 Conjugado nominal : 0.250 kgfm
 Conjugado de partida : 290 %
 Conjugado máximo : 290 %
 Rotação nominal : 2920 rpm

Momento de inércia (J) : 0.0018 kgm²
 Regime de serviço : Cont.(S1)
 Classe de isolamento : B
 Fator de serviço : 1.00
 Elevação de temperatura : 80 K

Rev.	Resumo das modificações	Executado	Verificado	Data
Executor		Página		Revisão
Verificador		2 / 2		
Data	19/05/2018			

EIXO	
PADRÃO	X
OPCIONAL	
ESPECIAL	

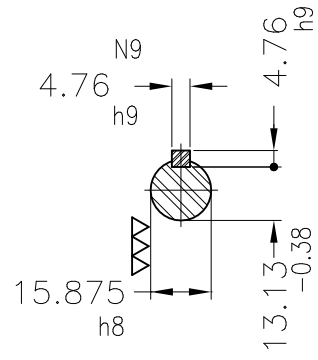
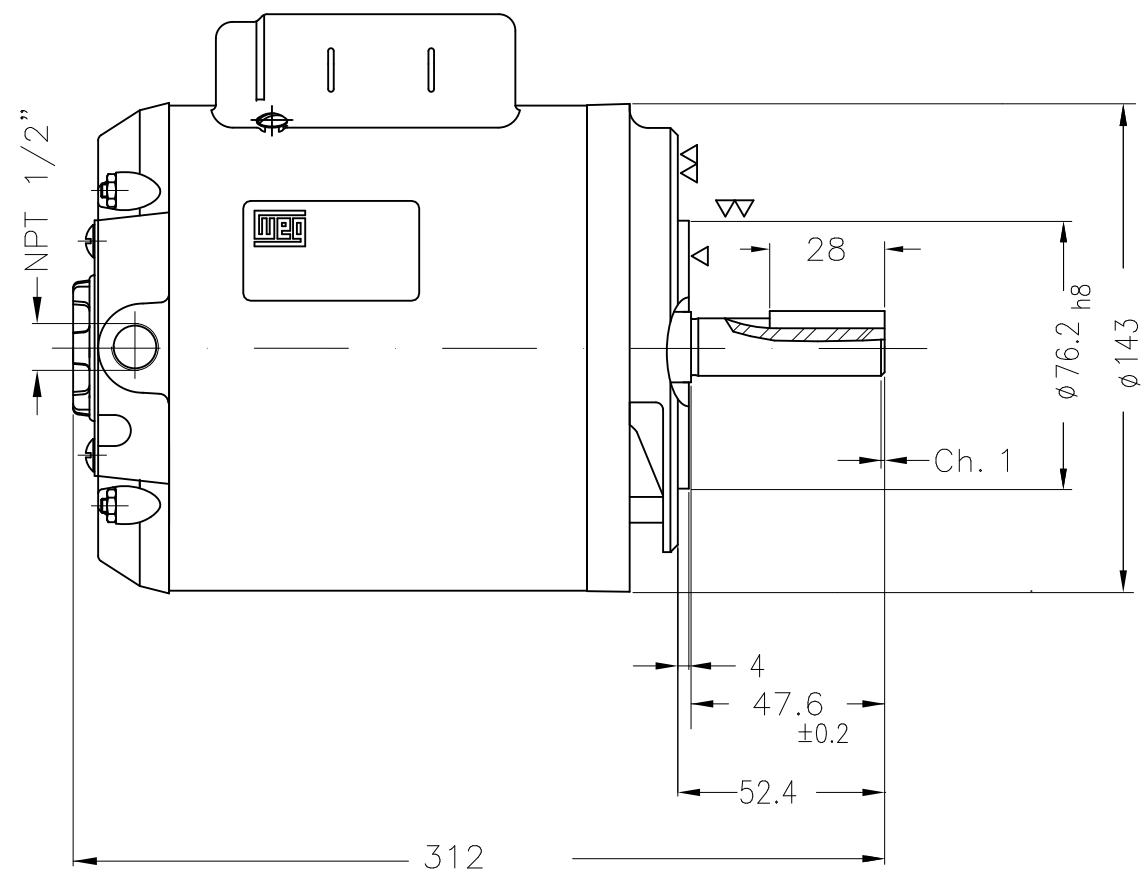
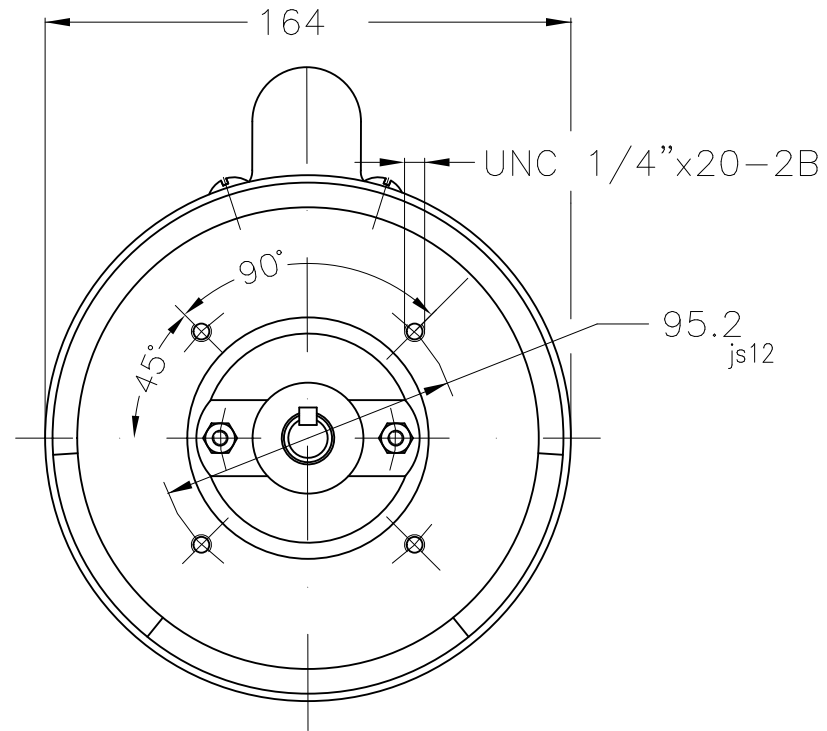
Dimensões em mm

TOLERÂNCIAS GERAIS

X ±2	.XX ±0.5
.X ±1	.XXX ±0.127
ANGULAR ±2'	

ESTA REVISÃO SUBSTITUI E CANCELA A ANTERIOR, A QUAL DEVERA SER ELIMINADA.

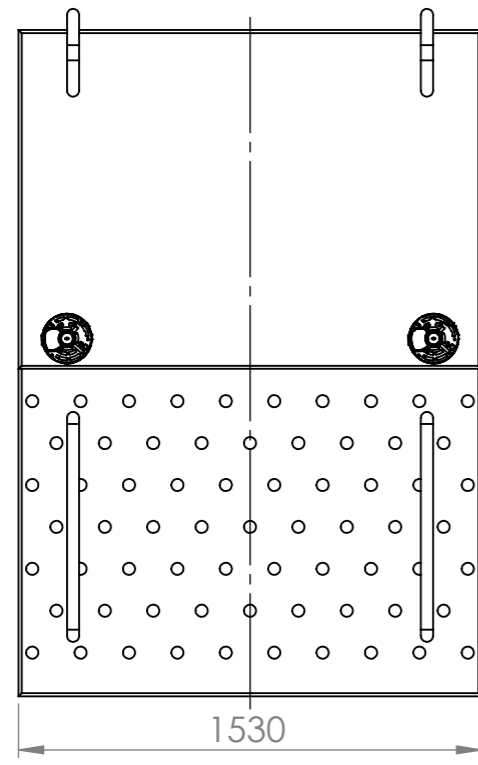
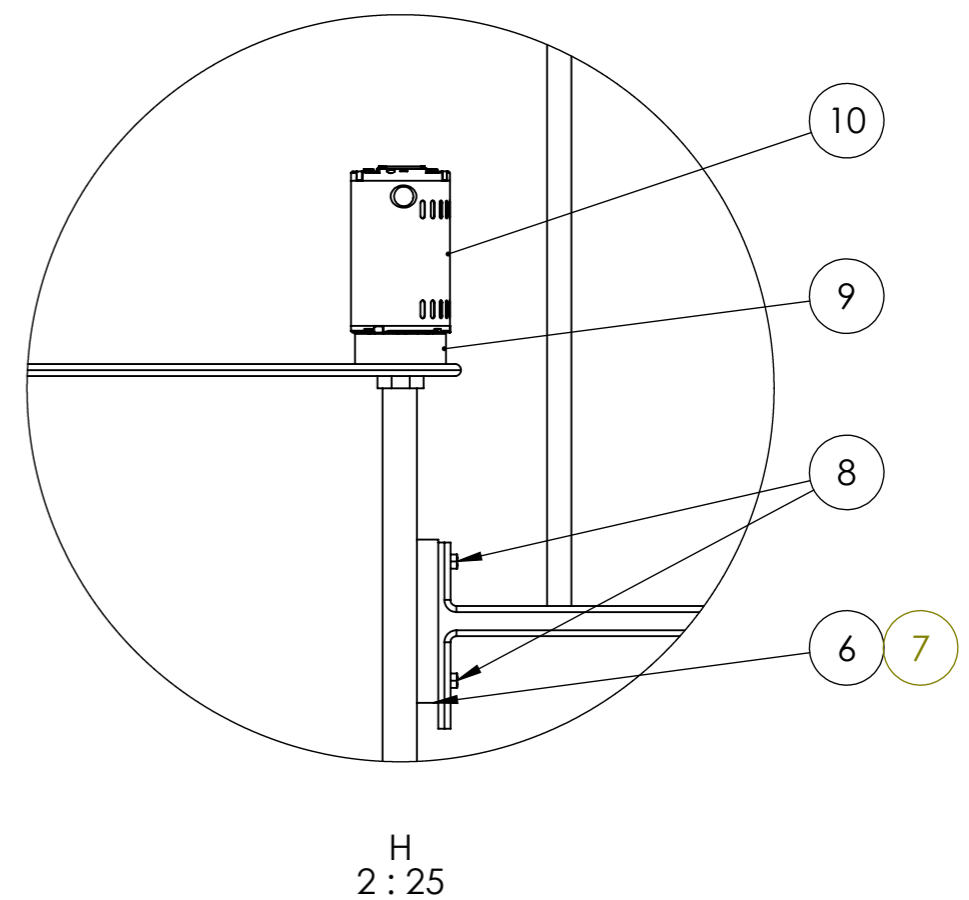
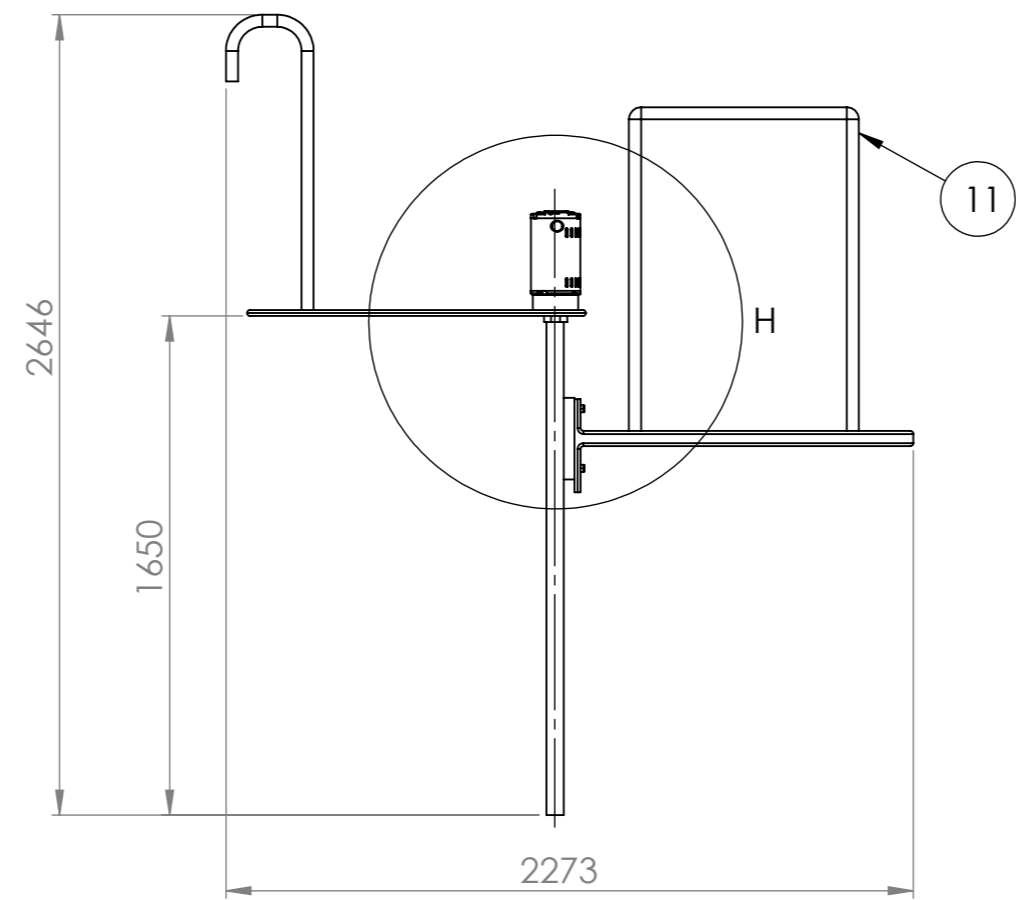
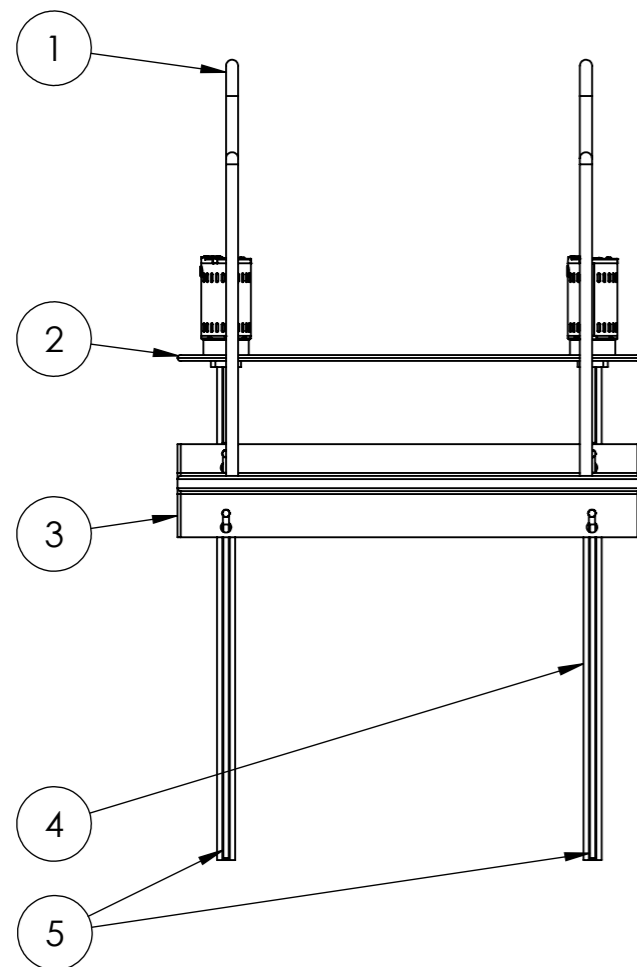
A
B
C
D
E



Anel de fixação do rolamento									
Forma construtiva B14D									
ECM	LOC	RESUMO MODIFICAÇÃO			EXECUTADO	VERIFICADO	LIBERADO	DATA	VER
ECM	LOC	SUMMARY OF MODIFICATIONS			EXECUTED	CHECKED	RELEASED	DATE	VER
EXEC. / EXECUTED	USERADMIN	MOTOR MONOFÁSICO CARÇAÇA D56C IP21 ODP Código WEG: 13028124							
VERIF. / CHECKED									
LIBER. / RELEASED									
DATA LB / REL DT	19.05.2018	WMO	Jaragua do Sul	Engenharia de Produto	FOLHA / SHEET	1 / 1			

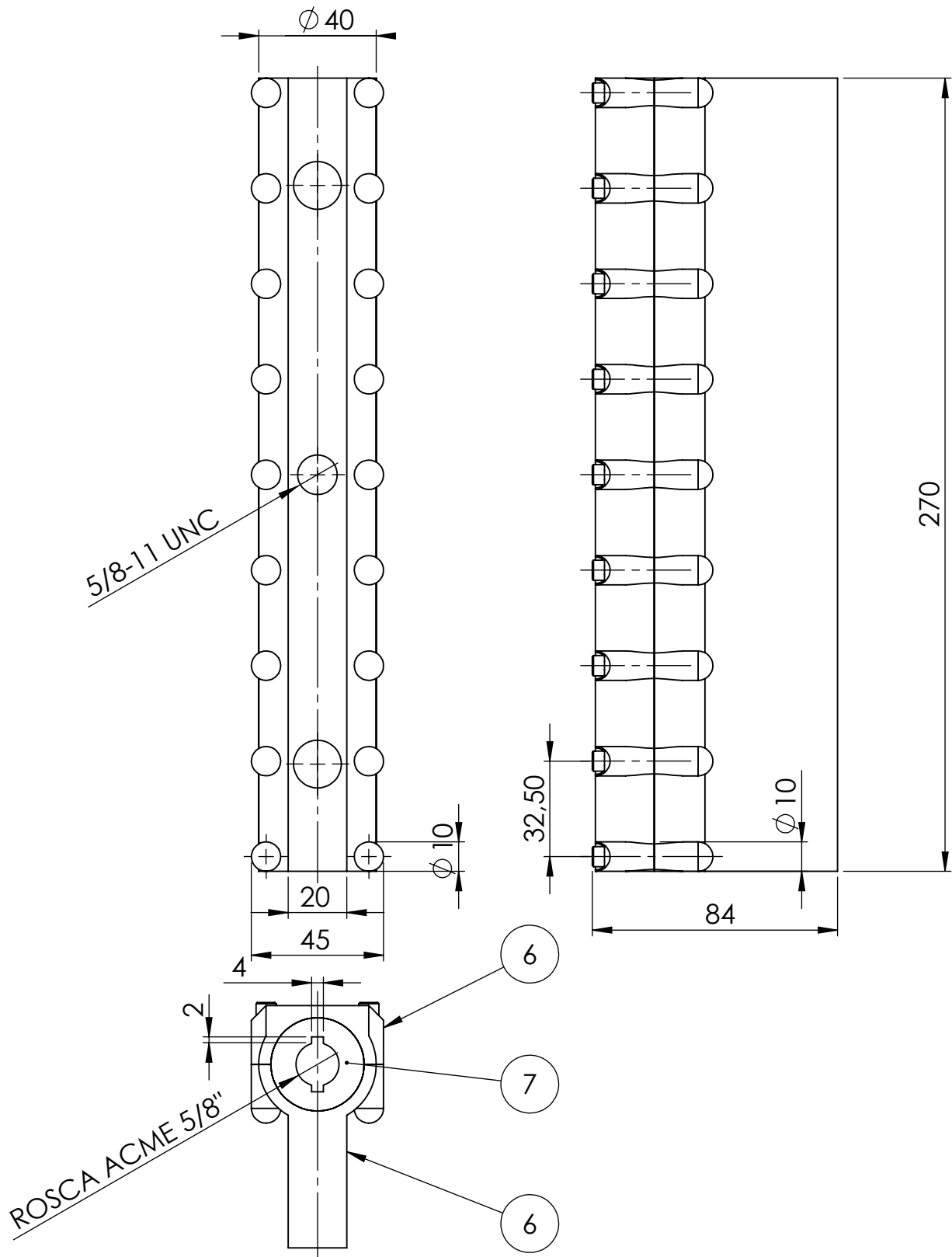
0,75 kW (1 HP) 02 Polos 50 Hz

Anexo II: Desenhos da plataforma e seus componentes



11	Haste de apoio do usuário	PVC	2	1,0
10	Motor		2	17,0
9	Flange do motor	PVC	2	1,0
8	Parafuso Cab. Sext.	AISI-316	4	0,1
7	Rosca da porca	AISI-316	2	0,6
6	Colar da porca	PEAD	2	0,3
5	Eixo de Transmissão	AISI-316	2	0,4
4	Eixo guia do motor	PVC	2	1,1
3	Placa móvel	PEAD	1	23,8
2	Suporte fixo	PEAD	1	32,0
1	Haste de contrapeso do acompanhante	PVC	2	0,5
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	MATERIAL	QTD.	MASSA (Kg)

ALUNO	Beatriz Espírito Santo			
PROF	LEYDERVAN XAVIER			
Data	20/06/2018	VISTO		
Esc.:	TÍTULO	UNIDADE	NÚMERO	FOLHA Nº
1:25	PLATAFORMA DE ELEVAÇÃO MÓVEL	mm		1 / 9
		NÚMERO DO DESENHO		

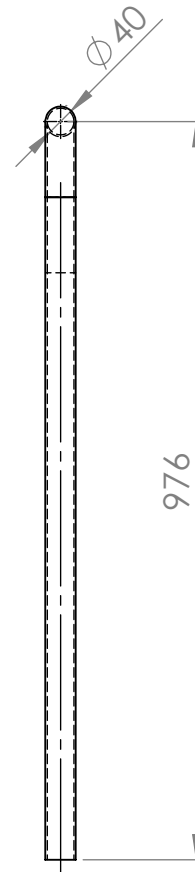
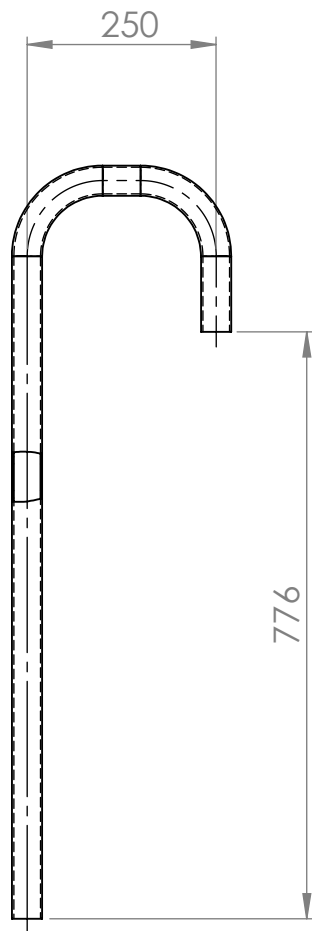


ALUNO	Beatriz Espírito Santo	
PROF	LEYDERVAN XAVIER	
DATA	20/05/2018	VISTO




ESC.	TÍTULO
1:1	Porca

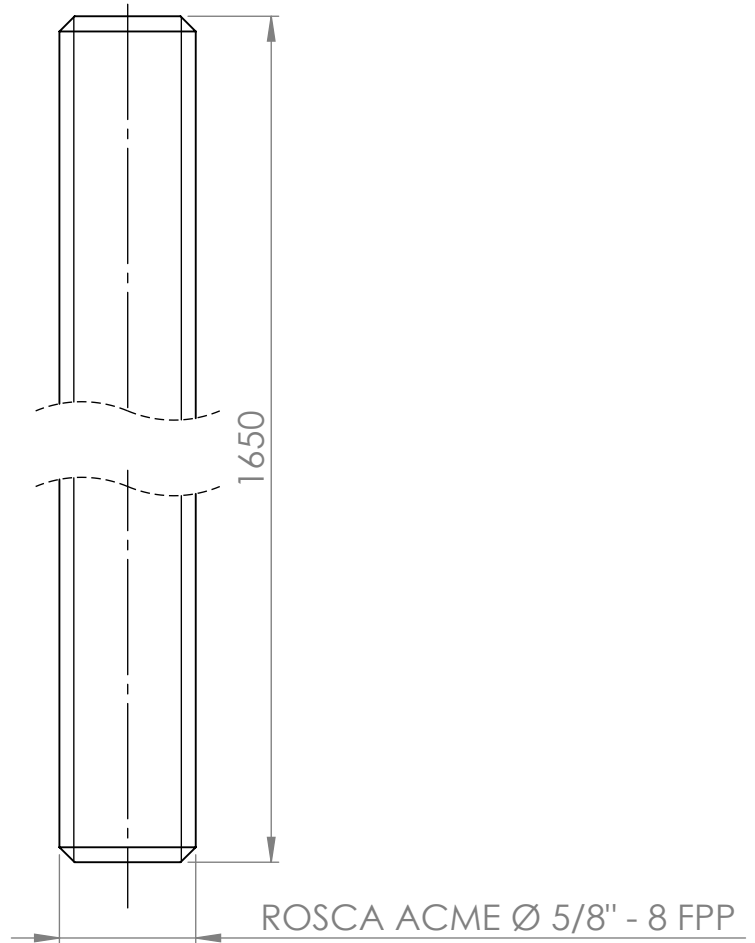
TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
		2 / 9
NUMERO DO DESENHO		





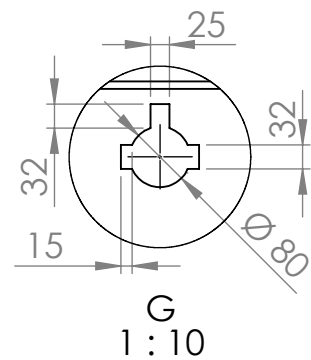
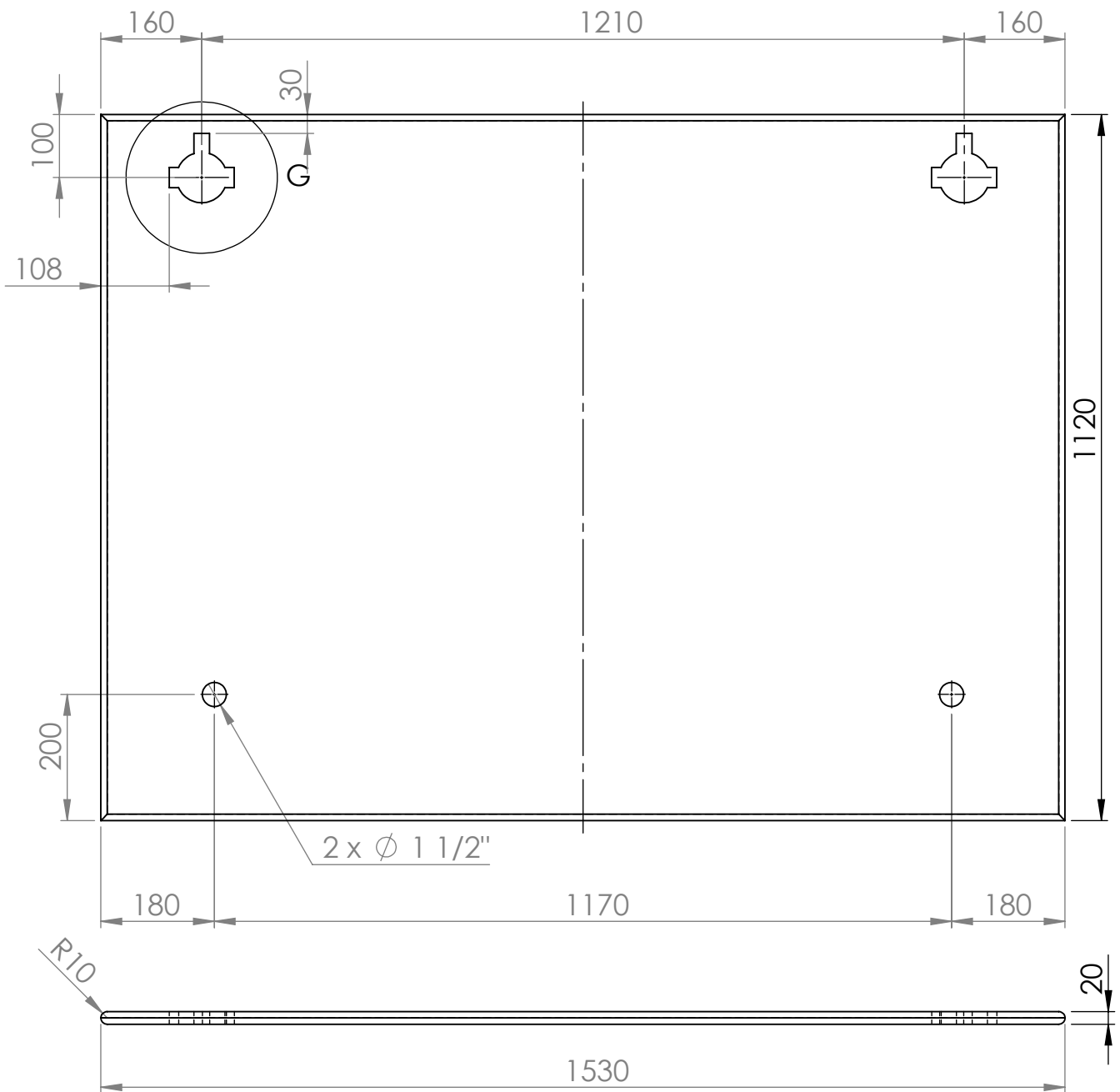
<i>ALUNO</i>	Beatriz Espírito Santo		
<i>PROF</i>	LEYDERVAN XAVIER		
<i>DATA</i>	20/05/2018	<i>VISTO</i>	

 **CEFET/RJ**

<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>	<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>	<i>FOLHA Nº</i>
1:10	Haste de contrapeso do acompanhante			3 / 9
		<i>NUMERO DO DESENHO</i> Revisão 1		



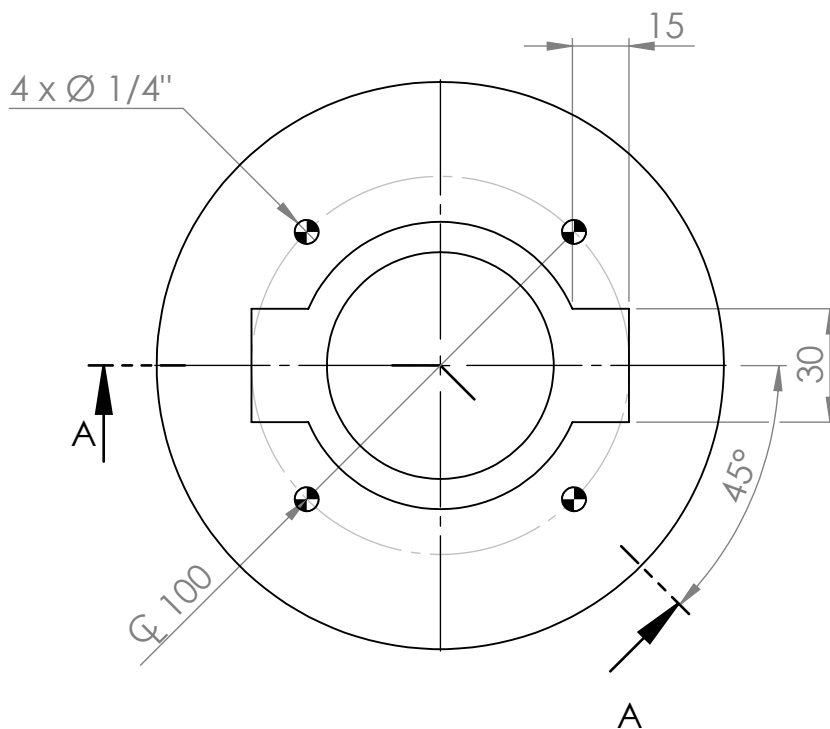
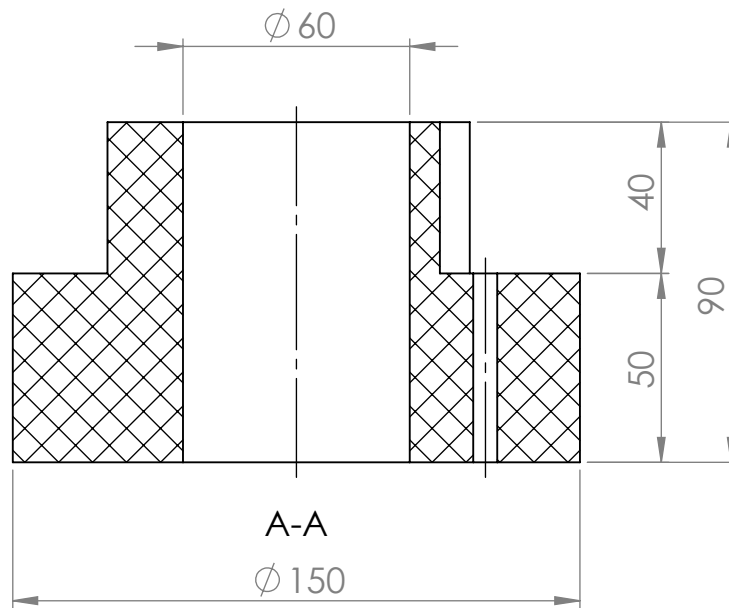
<i>ALUNO</i>	Beatriz Espírito Santo		 CEFET/RJ		
<i>PROF</i>	LEYDERVAN XAVIER				
<i>DATA</i>	20/05/2018	<i>VISTO</i>			
<i>ESC.</i>	<i>TÍTULO</i>			<i>TURMA</i>	<i>NÚMERO</i>
1:1	Eixo de Transmissão				<i>FOLHA Nº</i> 5 / 9
				<i>NUMERO DO DESENHO</i> Revisão 1	



ALUNO	Beatriz Espírito Santo		
PROF	LEYDERVAN XAVIER		
DATA	20/05/2018	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
1:1	Suporte fixo		

CEFET/RJ

TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
		6 / 9
NUMERO DO DESENHO		
Revisão 1		

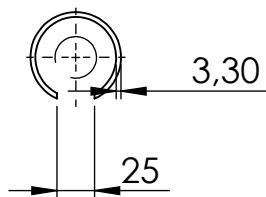
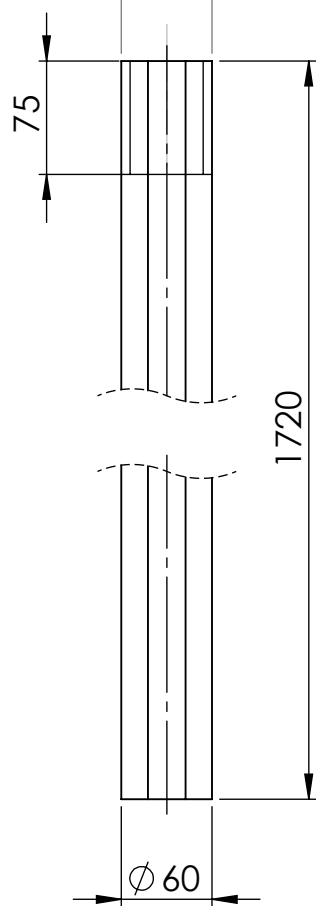


ALUNO	Beatriz Espírito Santo		
PROF	LEYDERVAN XAVIER		
DATA	20/05/2018	VISTO	
ESC.	TÍTULO		
1:2	Flange do motor		

CEFET/RJ


TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº 7 / 9
NUMERO DO DESENHO Revisão 1		

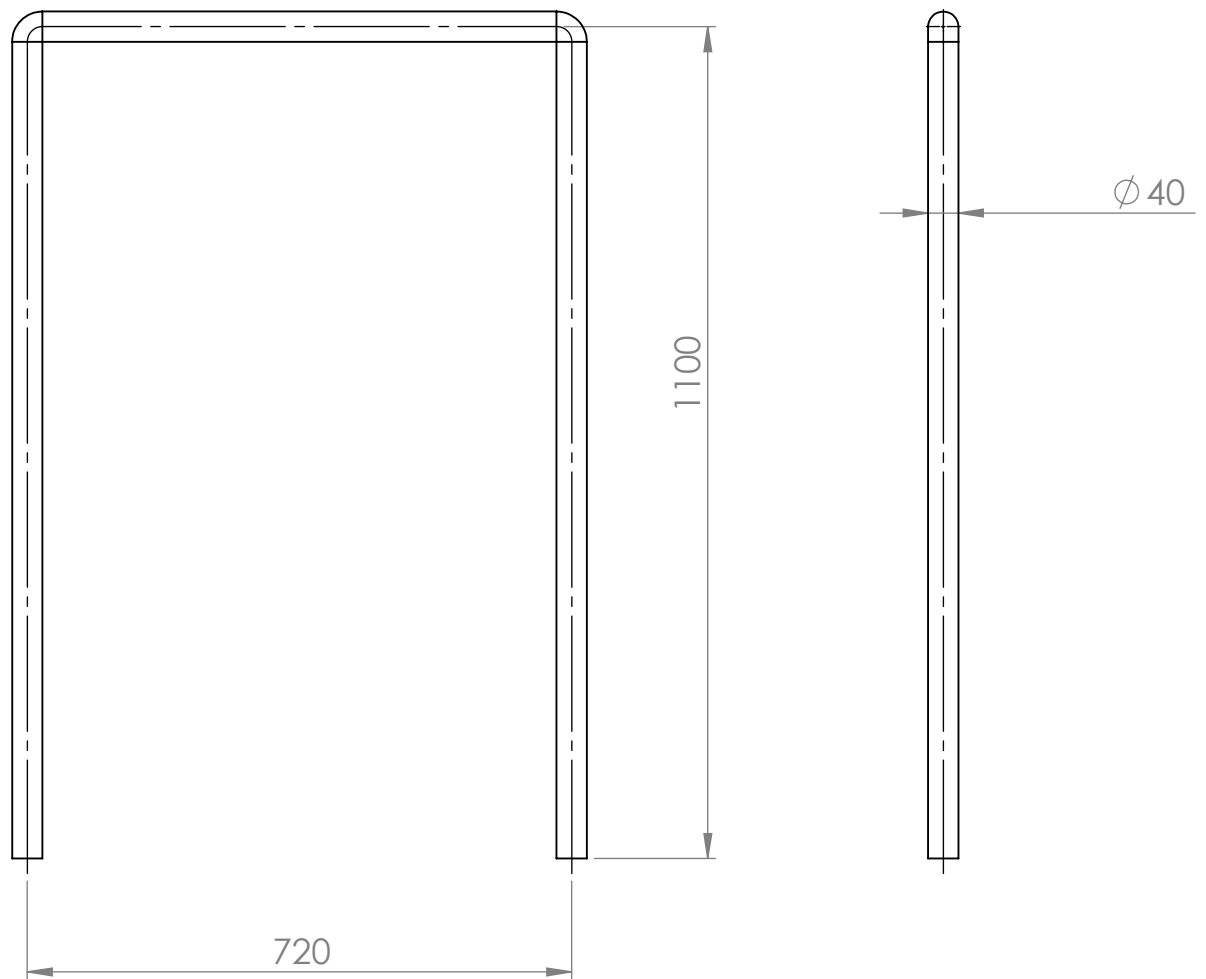
ROSCA 1 1/2" BSP



ALUNO	Beatriz Espírito Santo	
PROF	LEYDERVAN XAVIER	
DATA	20/05/2018	VISTO
ESC.	TÍTULO	
1:1	Eixo guia do motor	

 **CEFET/RJ**

TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
		8 / 9
NUMERO DO DESENHO		
Revisão 1		



ALUNO	Beatriz Espírito Santo		
PROF	LEYDERVAN XAVIER		
DATA	20/05/2018	VISTO	



ESC.	TÍTULO	TURMA	NÚMERO	FOLHA Nº
1:1	Haste de apoio do usuário			9 / 9
		NUMERO DO DESENHO		