



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UM SISTEMA DE ELEVAÇÃO DE CARGAS TIPO MINI-
GUINDASTE.**

RAYANA SILVA DOS SANTOS VIEIRA

**Tucuruí – PA
2022**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO TUCURUÍ
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO DE UM SISTEMA DE ELEVAÇÃO DE CARGAS TIPO MINI-
GUINDASTE.**

RAYANA SILVA DOS SANTOS VIEIRA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador:
Prof. Me. Walter dos Santos Sousa**

**Tucuruí – PA
2022**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

S586p Silva dos Santos Vieira, Ryana.
 Projeto de um Sistema de Elevação de Cargas tipo Mini
 Guindaste / Ryana Silva dos Santos Vieira. — 2022.
 70 f. : il. color.

 Orientador(a): Prof. Me. Walter dos Santos Sousa
 Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade
 Federal do Pará, Campus Universitário de Tucuruí, Faculdade de
 Engenharia Mecânica, Tucuruí, 2022.

 1. Mini guindaste. 2. Dimensionamento. 3. Içamento de
 cargas. I. Título.

CDD 620.1



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUI

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO/TCC Nº 61 / 2022 - CTUCU (11.16)

Nº do Protocolo: 23073.038728/2022-70

Tucuruí-PA, 12 de julho de 2022.

PROJETO DE UM SISTEMA DE ELEVAÇÃO DE CARGAS TIPO MINI-GUINDASTE

RAYANA SILVA DOS SANTOS VIEIRA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Data da Aprovação: 11/07/2022

Conceito: Excelente

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Walter dos Santos Sousa - Orientador
FEM/CAMTUC/UFPA

Prof. Dr. Francisco Jarmeson Silva Bandeira - Membro Interno
FEM/CAMTUC/UFPA

Prof. Me. Ronaldo Raposo de Moura - Membro Interno
FEM/CAMTUC/UFPA

(Assinado digitalmente em 12/07/2022 23:38)
FRANCISCO JARMESON SILVA BANDEIRA
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
CTUCU (11.16)
Matrícula: 1170289

(Assinado digitalmente em 13/07/2022 10:58)
RONALDO RAPOSO DE MOURA
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
CTUCU (11.16)
Matrícula: 1945565

(Assinado digitalmente em 12/07/2022 23:33)
WALTER DOS SANTOS SOUSA
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR
CTUCU (11.16)
Matrícula: 2611288

Para verificar a autenticidade deste documento entre em
<https://sipac.ufpa.br/public/documentos/index.jsp> informando seu número: **61**, ano: **2022**,
tipo: **TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO/TCC**, data de emissão: **12/07/2022** e o código
de verificação: **01d42f6ca3**

*A Deus, meus familiares e aos
meus amigos...
companheiros de todas as horas...*

AGRADECIMENTOS

A Deus por ter me fortalecido e sustentado durante a caminhada, e através de Sua Palavra me mostrar que eu era capaz.

A minha família que sempre esteve comigo e davam o suporte necessário para continuar os estudos.

A minhas irmãs Dayana e Thayana a quais eu sempre pude contar e me abrir.

A UFPA/CAMTUC que me deu a possibilidade de fazer este curso.

Aos professores da graduação que me proporcionaram conhecimentos durante o curso.

Ao Prof. Walter Sousa pela orientação, suporte, incentivo, paciência e confiança em mim durante o desenvolvimento deste trabalho. Saiba que almejo ser uma profissional como o senhor.

Ao Prof. Maciel Furtado pela oportunidade de desenvolver um projeto de extensão que rendeu uma publicação em revista.

Aos professores Adry Lima e Leolpoldo Bastos que colaboraram juntamente com o professor Walter no projeto Dumont Aerodesign. Projeto o qual eu puder me desenvolver não apenas na área técnica, mas também na comportamental.

Aos meus companheiros de trabalho, Prince Carlos, Bruno Braga, Kayan Vitor, Paulo André, Ericleidson Sousa, Carlos André, Luiz Santos e Josué Meireles que estiveram dispostos a me ajudar, corrigir e proporcionar grande conhecimento na área da hidráulica favorecendo no desenvolvimento deste trabalho.

“Tente mover o mundo – o primeiro passo será mover a si mesmo.”
(Platão)

PROJETO DE UM SISTEMA DE ELEVAÇÃO DE CARGAS TIPO MINI-GUINDASTE.

RESUMO

Os guindastes são equipamentos utilizados no levantamento de cargas, podendo ser para grandes carregamentos, como exemplo, os guindastes Munk, ou para cargas menores, chamados de mini guindastes, como exemplo, as girafas. Para projeto destes é recomendado o uso de normas, como as NBR's 8400 (2019) e 14678 (2021), segundo o uso para o qual esses equipamentos serão projetados. No trabalho desenvolvido é proposto o dimensionamento de um mini guindaste que poderá ser acoplado a automóveis tipo caminhonete, com a função de içar cargas menores. O projeto foi dimensionado para o levantamento de cargas de até 300kg, possibilitando a substituição do trabalho braçal e consequentemente melhorando a ergonomia. Este foi projetado com materiais de boa soldabilidade, com processos construtivos simplificados e componentes facilmente encontrados no mercado, o que de maneira geral facilitará no processo construtivo do mesmo. Após o dimensionamento, foram realizadas análises numéricas afim de verificar as tensões atuantes em cada ponto do guindaste. Após a análise dos resultados, foi verificado que os perfis suportariam as solicitações sem sofrer ruptura ou deformações permanentes, segundo os critérios de segurança de engenharia.

Palavras-chave: *mini guindaste, dimensionamento, içamento de cargas.*

DESIGN OF A MINI-CRANE TYPE LOAD LIFTING SYSTEM.

ABSTRACT

Cranes are equipment used in lifting loads, which can be for large loads, such as Munk cranes, or for smaller loads, called mini cranes, such as giraffes. For their design, it is recommended to use standards, such as NBR's 8400 (2019) and 14678 (2021), according to the use for which this equipment will be designed. In the work developed, it is proposed the design of a mini crane that can be coupled to pick up-type cars, with the function of hoisting smaller loads. The project was dimensioned for lifting loads of up to 300kg, making it possible to replace manual work and consequently improving ergonomics. It was designed with good weldability materials, with simplified construction process and easily found on the market components, which will make the equipment construction process easier. After the dimensioning, numerical analyzes were carried out in order to verify the tensions acting at each point of the crane. After analyzing the results, it was verified that the profiles would withstand the requests without suffering rupture or permanent deformation, according to the engineering safety criteria.

Keywords: mini crane, sizing, hoisting loads.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Guindaste sobre esteira.	16
Figura 2. Guindaste Munk.	17
Figura 3. Caminhão Guindaste.	17
Figura 4. Guindaste Articulado.	18
Figura 5. Mini Guindaste.....	18
Figura 6: Modelo de Guindaste Munk.	21
Figura 7: Guindaste Giratório de Coluna.	21
Figura 8: Mini Guindaste para caminhonete.....	22
Figura 9: Modelo de Guindaste.....	22
Figura 10: Estrutura de mini guindaste.	23
Figura 11: Modelo de DCL em um corpo.	24
Figura 12: Elemento de tensão.....	25
Figura 13: Cisalhamento Puro.....	26
Figura 14: Pino de articulação em cisalhamento duplo.	26
Figura 15: Tensão de flexão.....	27
Figura 16: Flambagem devido a carga de compressão.	28
Figura 17: Constante K para cada tipo de apoio.....	29
Figura 18: Esquema de Prensa Hidráulica.	30
Figura 19: Cilindro de ação simples.	32
Figura 20: Cilindro de dupla ação.	32
Figura 21: Carga radial no rolamento.	34
Figura 22: Carga axial no rolamento.	34
Figura 23: Rolamento rígido de esferas.	35
Figura 24: Rolamento de rolos cilíndricos.	35
Figura 25: Classificação de Mancais de elementos rolantes.....	36
Figura 26: Graus de liberdade do miniguindaste.....	39
Figura 27: Guincho elétrico.....	40
Figura 28: Esforços na lança retrátil.....	41
Figura 29: Esforços na lança principal.	42
Figura 30: Colunas do guindaste.	44
Figura 31: Diagramas da coluna' do guindaste.....	45
Figura 32: Esforços sobre a coluna'',.....	46
Figura 33: Junta de contato Coluna-Lança Principal.	47
Figura 34: Junta de contato Cilindro-Lança Principal.	47
Figura 35: Distâncias dos parafusos submetidos à tração.....	48
Figura 36: Comprimento efetivo com base na fixação da haste.....	51
Figura 37: Curva característica da bomba.	53
Figura 38: Potência x rotação.	53
Figura 39: Bomba selecionada para o sistema hidráulico.	54
Figura 40: Comando hidráulico.....	55
Figura 41: Circuito hidráulico.	55
Figura 42: Análise de MEF para tensão.....	57

Figura 43: Análise de Deformação.	58
Tabela 1: Especificações do guincho elétrico.	40
Tabela 2: Propriedades de seção do perfil 100x60x4.	41
Tabela 3: Propriedades de seção do perfil 100x60x4.	42
Tabela 4: Propriedades de seção do perfil 120x80x8,8.	43
Tabela 5: Propriedades de seção do perfil 110x80x7,1.	44
Tabela 6: Propriedades de seção do perfil tubular 141,3x7,1.	46
Tabela 7: Características dos cilindros hidráulicos pré-dimensionados.	51
Tabela 8: Características dos cilindros hidráulicos selecionados.	52
Tabela 9: Características dos cilindros hidráulicos selecionados.	52
Tabela 10: Características da válvula.	54

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

NBR – Norma Brasileira

DCL – Diagrama de Corpo Livre

ME- Método de Elementos finitos

RPM- Rotações por minuto

LISTA DE SÍMBOLOS

F – Força normal

M – Momento Fletor

T – Momento de torção ou torque

V – Força de cisalhamento

σ – Tensão

τ – Tensão de Cisalhamento

W – Módulo de resistência

P_{cr} – Carga critica

R – Raio de giração

P - Pressão

D - Diâmetro

I – Momento de inércia

C_0 – Carga estática

P_0 – Carga estática equivalente

P_D - Carga dinâmica equivalente

ϕ – Diâmetro

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1. JUSTIFICATIVA.....	19
1.2. OBJETIVOS	19
1.2.1. Objetivo Geral	19
1.2.2. Objetivos Específicos.....	19
1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	20
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	21
2.1 PROJETOS DE GUINDASTE	21
2.1.1 Normas	22
2.1.2 Detalhamento dos componentes do guindaste	23
2.2 PROJETO ESTRUTURAL	24
2.2.1 Diagrama de Corpo Livre.....	24
2.2.2 Tensão.....	25
2.2.3 Flambagem.....	27
2.3 ANÁLISE ESTRUTURAL PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	29
2.4 SISTEMA HIDRÁULICO	29
2.4.1 Componentes do sistema hidráulico	30
2.4.2 Bomba.....	31
2.4.3 Reservatório	31
2.4.4 Válvulas	31
2.4.5 Atuadores	31
2.5 ROLAMENTOS	33
2.5.1 Tipos de Rolamentos	34
2.5.2 Seleção do Rolamento	36
3. DIMENSIONAMENTO E ESPECIFICAÇÕES.....	39
3.1 GRAU DE LIBERDADE.....	39
3. 2 SELEÇÃO DO GUINCHO.....	39
3.3 ESTRUTURA	40
3.3.1 Tensões admissíveis da estrutura.....	40
3.3.2 Lança Retrátil.....	41
3.3.3 Lança Principal	42
3.3.4 Coluna	43

3.3.5 Pinos	46
3.3.6 Parafusos	48
3.4 FIXAÇÃO DA BASE	49
3.5 SISTEMA HIDRÁULICO	50
3.5.1 Seleção dos atuadores.....	50
3.5.2 Bomba.....	52
3.5.3 Comando hidráulico.....	54
3.5.4 Circuito hidráulico	55
3.6 ROLAMENTO.....	56
4. ANÁLISE ESTRUTURAL POR ELEMENTOS FINITOS.....	57
4.1 ESTRUTURA	57
5. CONCLUSÕES	59
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	59
6. REFERÊNCIAS	60
APÊNDICE 1 – MODELO PROPOSTO	62
APÊNDICE 2 – ALCANCE	63
APÊNDICE 3 – DESENHO TÉCNICO.....	64

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de elevação de cargas estão presentes em vários setores auxiliando nos transportes das cargas, proporcionando maior segurança aos operários. Entre os sistemas de içamentos pode-se destacar os guindastes, que serão abordados no trabalho.

Segundo Lista (2019), os guindastes são máquinas que tem a finalidade de levantar e movimentar cargas de grande e elevado peso, e devido sua natureza móvel, o mesmo pode ser utilizado para vários serviços podendo atuar em fábrica, estrada, ambientes urbanos, sem pavimentação e exposto a intempéries.

Os tipos de guindaste são: guindaste de esteira, Munk, caminhão guindaste e os veiculares de tipo articulado.

O guindaste de esteira é indicado para montagem de torres eólicas, caldeiras, pré-moldados, estruturas metálicas e silos e entre outros. Quando comparado aos outros, possui como vantagem a facilidade de locomoção em superfícies irregulares e terrenos de difícil acesso, contudo devido ao grande tamanho e ao peso é bastante difícil articular uma logística de transporte para uma máquina dessas já pré-montada. Na figura 1 é ilustrado um modelo desse tipo de guindaste.

Figura 1. Guindaste sobre esteira.



Fonte: <https://www.gtm.com.br/guindaste-telescopico-sobre-esteiras>.

O caminhão Munk é um equipamento hidráulico junto a um caminhão, que possibilita transportar máquinas e cargas pesadas e movê-las por meio de braços mecânicos. Se

comparado ao caminhão guindaste, este não eleva cargas a grandes alturas. Na figura 2 é mostrado um caminhão Munk.

Figura 2. Guindaste Munk.



Fonte: <https://www.ferraresicastelo.com/single-post/2020/02/20/munck-sa-perde-mais-uma-proteja-se>

O caminhão guindaste é um equipamento que serve para levantar e movimentar cargas pesadas, disponibilizando um mecanismo capaz de movimentar cargas muito além da capacidade humana, a alturas muito maior que o Munk. Este possui ampla mobilidade e elevada competência de realizar operações difíceis e que precisam de um aparelhamento ágil e robusto. Na figura 3 é ilustrado um modelo de caminhão guindaste.

Figura 3. Caminhão Guindaste.



Fonte: <https://www.lafaetelocacao.com.br/artigos/diferenca-entre-guindaste-e-munck/>.

Os guindastes veiculares de tipo articulado são fixados no chassi e permitem a movimentação de grandes e médias cargas com maior rapidez e flexibilidade, tornando este tipo de guindastes mais seguro. Na figura 4 é mostrado um modelo desse tipo de guindaste.

Figura 4. Guindaste Articulado.



Fonte: <https://www.rhguindastes.com.br/produtos/guindastes/guindaste-articulado>.

Os guindastes podem ser encontrados também em versão “mini”, usados para aplicações que não requerem o içamento de cargas muito elevadas, podendo ser acoplados em estruturas fixas e também em estruturas móveis. Um exemplo é mostrado na figura 5.

Figura 5. Mini Guindaste.



Fonte: <https://www.solostocks.com.br/venda-produtos/outros/mini-guindaste-mgt-2501641150>.

1.1. JUSTIFICATIVA

Do ponto de vista comercial, muitos guindastes que podem ser adaptados às carrocerias ou caçambas podem ser encontrados no mercado. No entanto, devido as diversas aplicações e capacidades, são muitas as variedades também de preços. Neste âmbito, busca-se soluções práticas de projeto de engenharia para a concepção desses equipamentos a um custo considerado razoável para empresas e para construtores independentes.

Visto que é comum a utilização de guindastes em várias aplicações, o levantamento de cargas pode ser ampliado a qualquer usuário, inclusive pessoas comuns que desejam a utilização desse tipo de equipamento em situações cotidianas, visando a segurança e facilidade no levantamento de cargas. Diante disso, a motivação deste trabalho é desenvolver o projeto de um mini guindaste articulado de baixa complexidade afim de facilitar o transporte de objetos pesados por qualquer pessoa, conferindo, desta forma, maior segurança e redução de possíveis problemas de saúde causados pelo levantamento de pesos além do limite considerado ideal pela ergonomia.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. Objetivo Geral

Desenvolver um projeto de sistema de elevação tipo mini guindaste portátil.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Realizar a modelagem geométrica do guindaste;
- Realizar a análise estrutural do guindaste, por métodos analíticos e por simulações computacionais;
- Especificar os componentes do guindaste (elementos de articulações, moto-redutor, sistema hidráulico, cabo, etc);
- Elaborar desenho técnico do guindaste e seus componentes;
- Levantamento do custo.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Na seção 1 foi apresentada a introdução, a justificativa e os objetivos do trabalho.

A seção 2 aborda a revisão bibliográfica onde é apresentado a teoria envolvida que permitiu o conhecimento inicial e a base para o projeto do tema proposto.

Na seção 3 é apresentado o processo de dimensionamento estrutural, bem como a seleção do guincho e dos componentes hidráulicos, além de trazer recomendações para o processo de soldagem e fixação do guindaste no chassi.

Na seção 4 é apresentada a análise estrutural do modelo através de ferramentas computacionais e a análise dos pinos.

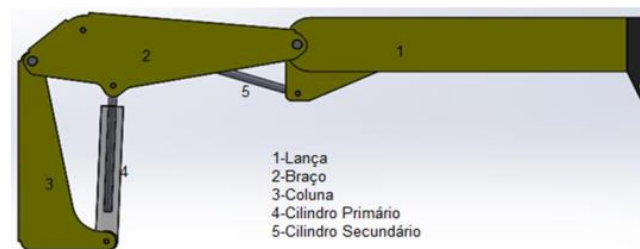
A seção 5 apresenta a conclusão do trabalho expondo recomendações para trabalhos futuros.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 PROJETOS DE GUINDASTE

Lista (2019) propõe em seu trabalho o dimensionamento da estrutura de um guindaste Munck, para isso ele se baseia nas normas NBR 8400, seguindo também as diretrizes da norma NR18. Na figura 6 é mostrado o modelo proposto, sendo este projetado para o levantamento máximo de 10000 Kg.

Figura 6: Modelo de Guindaste Munk.



Fonte: Lima, 2019.

Lima et al. (2014) desenvolveu em seu trabalho um guindaste giratório de coluna, seguindo a NBR 8400. O guindaste foi projetado para trabalho em ambiente fechado sendo desconsiderado desta forma carga devido ao vento. Seu projeto foi realizado para levantar 500Kg, sendo este apresentado na figura 7.

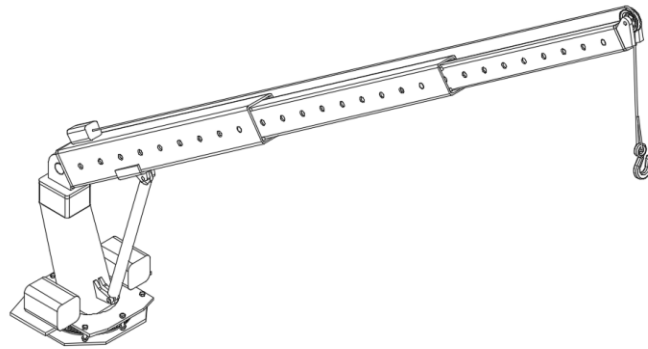
Figura 7: Guindaste Giratório de Coluna.



Fonte: Lima et al, 2019.

Prado et al. (2019) desenvolveu em seu trabalho um mini guindaste para caminhonete, para isso utilizou a norma NBR 14768, já que o protótipo está acoplado em um sistema sobre rodas, ou seja, no automóvel. Este possui lanças retráteis, na qual o prolongamento é feito pelo operador do guindaste. Na figura 8 é apresentado um modelo deste tipo de miniguindaste.

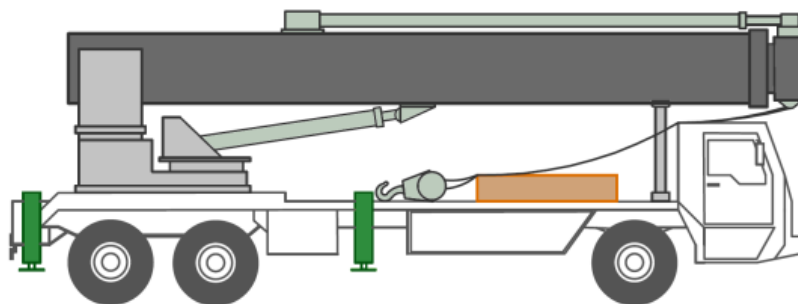
Figura 8: Mini Guindaste para caminhonete.



Fonte: Prado et al, 2019.

Teixeira (2015) em seu trabalho projetou um guindaste, apresentado na figura 9, para operações portuárias baseando-se na NBR 8400. O guindaste é composto por lanças retráteis e apresenta um apoio frontal. Seu acionamento é através de sistema hidráulico com a utilização de pistões.

Figura 9: Modelo de Guindaste.



Fonte: Teixeira, 2015.

2.1.1 Normas

O projeto de guindastes segue as diretrizes das normas NBR 8400 (2019) e NBR 14678 (2021). Ressalta-se que a determinação da norma a ser utilizada irá depender da fixação da mesma.

A norma NBR 8400 (2019) é utilizada para a mais ampla aplicação de sistemas de elevação, exceto para as seguintes situações:

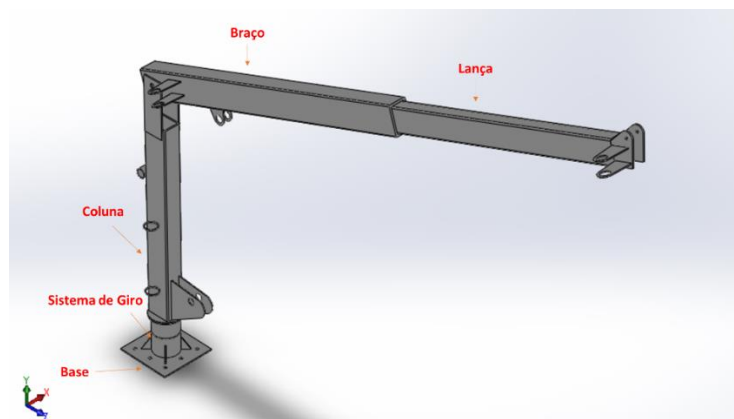
- guindastes móveis com lança sobre pneus de borracha sólida ou pneumáticos, esteiras de lagartas, caminhões e reboques;
- equipamentos de elevação produzidos em série;
- talhas elétricas;
- talhas pneumáticas;
- acessórios para içamento;
- talhas manuais;
- plataformas de elevação, plataformas de trabalho;
- guinchos;
- macacos, tripés, aparelhos combinados para tração e içamento;
- empilhadeiras;
- equipamentos para manuseio de materiais em granel.

Para projeto de guindastes articulados, sendo este o tipo de guindaste a ser estudado, é utilizada a norma NBR 14678 (2021), a qual estabelece os requisitos mínimos para o projeto, o método de instalação sobre bases fixas ou veículos, e entre outros.

2.1.2 Detalhamento dos componentes do guindaste

Segundo Prado et al. (2019) um guindaste é dotado das seguintes estruturas: a coluna, o braço, a lança, sistema de giro, sistema de estabilização, sistema hidráulico ou elétrico e base. Na figura 10 são indicados alguns destes componentes.

Figura 10: Estrutura de mini guindaste.



Fonte: Autoria Própria.

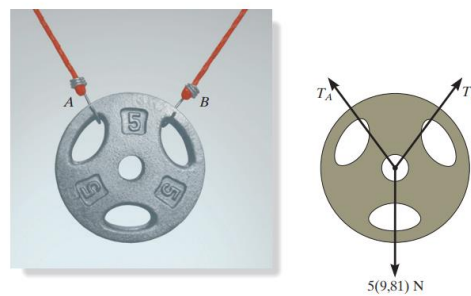
2.2 PROJETO ESTRUTURAL

Para o dimensionamento do mini guindaste é necessária uma base teórica que possibilite a determinação das forças atuantes nos componentes do guindaste, bem como a tensão resultante dessas forças.

2.2.1 Diagrama de Corpo Livre

O Diagrama de Corpo Livre (DCL), segundo Hibeller (2010), é um esboço onde mostra uma partícula com todas as forças atuando sobre ela. Um modelo ilustrativo é apresentado na figura 11.

Figura 11: Modelo de DCL em um corpo.



Fonte: Hibeller, 2010.

Para que um sistema permaneça em equilíbrio é necessário que as resultantes de força e momentos que atuam sobre a partícula sejam zero. Ou seja, conforme as equações 1 e 2:

$$\sum F = 0 \quad (1)$$

$$\sum M = 0 \quad (2)$$

Ressalta-se que em um modelo tridimensional haverá componentes de forças e momentos nas direções x, y e z.

São definidos quatro tipos diferentes de cargas resultantes que atuam sobre uma determinada estrutura:

- Força Normal (N): Atua perpendicular à área, tendem a empurrar e puxar o corpo;
- Força de Cisalhamento (V): São forças opostas que agem na mesma direção, tende a provocar deslizamento das duas partes do corpo;

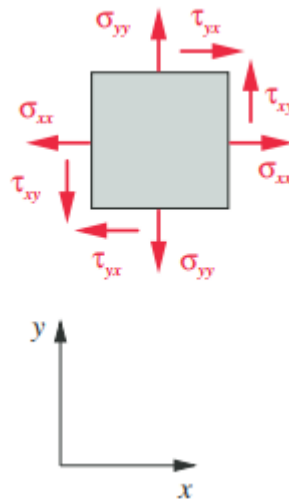
- Momento de Torção ou Torque (T): Criado quando as cargas externas tendem a torcer uma componente do corpo em relação à outra;
- Momento Fletor (M): Ocorre devido cargas externas que tendem a fletir o corpo em relação ao eixo localizado no plano da área.

2.2.2 Tensão

Segundo Norton (2014), a tensão é definida como força por unidade de área, com unidade de Psi (libra-força por polegada quadrada), para o sistema americano de unidades, ou Pa (pascal = newton por metro quadrado), para o sistema internacional de unidades. Determinando-se a tensão devido as cargas atuantes, é possível dimensionar e selecionar o material adequado para o projeto.

As tensões normais atuam na direção perpendicular a superfície e tende a puxar (tração) ou empurrar (compressão), já a tensão de cisalhamento atua no plano da área seccionada. Na figura 12 é ilustrado o modelo de um elemento sob estado plano de tensões.

Figura 12: Elemento de tensão.



Fonte: Norton, 2014.

A tensão normal aplicada em tração pura pode ser calculada por:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3)$$

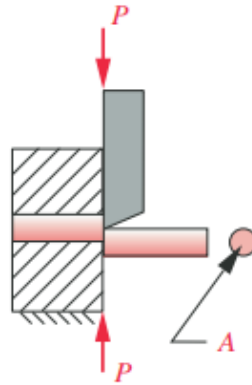
Onde F é a força aplicada e A é a área da seção transversal.

No caso de cisalhamento puro, apresentado na figura 13, caso em que não há flexão presente, a tensão de cisalhamento pode ser definida pela equação abaixo.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4)$$

Neste caso, a área será a área de corte sendo cisalhada.

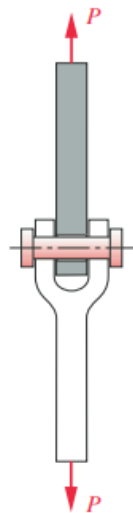
Figura 13: Cisalhamento Puro.



Fonte: Norton, 2014.

No cisalhamento duplo, representado na figura 14, duas áreas devem ser cisalhadas antes da separação, ou seja, a área utilizada na equação 4 é $2A$. Esse caso de cisalhamento é muito utilizado em projetos de pino e articulações.

Figura 14: Pino de articulação em cisalhamento duplo.



Fonte: Norton, 2014.

Quando uma viga é solicitada por flexão pura, a tensão pode ser determinada pela equação 5.

$$\sigma = \frac{-M \times y}{I} \quad (5)$$

Onde M é o momento fletor que é aplicado na seção, y a distância do plano neutro até o ponto onde a tensão é calculada e I é o momento de inércia da área da seção transversal em relação ao plano.

A tensão devido a flexão pode também ser determinada através da equação 6 em que W é o módulo de resistência ou módulo seccional da viga.

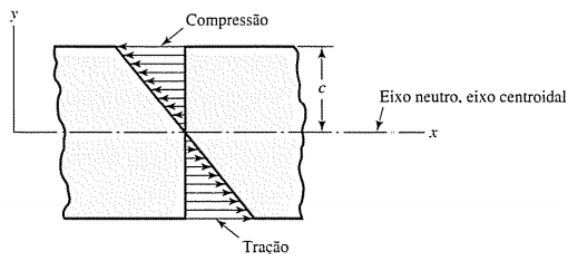
$$\sigma = \frac{M}{W} \quad (6)$$

É comum aparecer em catálogos de materiais de perfis de aço o módulo de resistência, possibilitando a seleção do perfil da viga a ser utilizada. O módulo de resistência pode também ser determinada pela equação 7:

$$W = \frac{I}{c} \quad (7)$$

Onde c é a distância do plano neutro até a fibra externa da viga, tanto na parte superior quanto na parte inferior da viga. Na figura 15 é ilustrado o comportamento da tensão de flexão em um corpo.

Figura 15: Tensão de flexão.



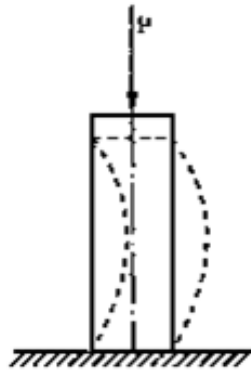
Fonte: Shigley, 2005.

2.2.3 Flambagem

Quando um corpo é submetido a compressão, este pode sofrer instabilidade mesmo que não tenha chegado a tensão limite de escoamento. Isso ocorrerá sempre a direção em que o momento de inércia for menor a peça.

Segundo Melconian (2009), a carga crítica é a carga que fará com que a peça perca sua estabilidade, sendo evidenciada pelo seu encurvamento na direção do eixo longitudinal, conforme é apresentado na figura 16.

Figura 16: Flambagem devido a carga de compressão.



Fonte: Melconian, 2009.

A equação que determina a carga crítica nas peças sujeita a carga axial de compressão é dada abaixo:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (8)$$

Onde:

P= Carga crítica (N)

E= Módulo de elasticidade do material (Pa)

I= Momento de Inércia (m⁴)

L= Comprimento livre de flambagem (m)

K= Fator de comprimento efetivo

Tendo em posse a carga critica, é possível determinar a tensão critica, que é uma tensão média na coluna imediatamente antes da flambagem.

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{(KL/r)^2} \quad (9)$$

Sendo r, o menor raio de giração, conhecida também como índice de esbeltez, sendo obtida por:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (10)$$

O comprimento livre de flambagem mencionado anteriormente deve ser avaliado conforme a forma de apoio. Para tal, nas equações 8 e 9, deve-se utilizar o fator K de acordo com o ilustrado na figura 17.

Figura 17: Constante K para cada tipo de apoio.

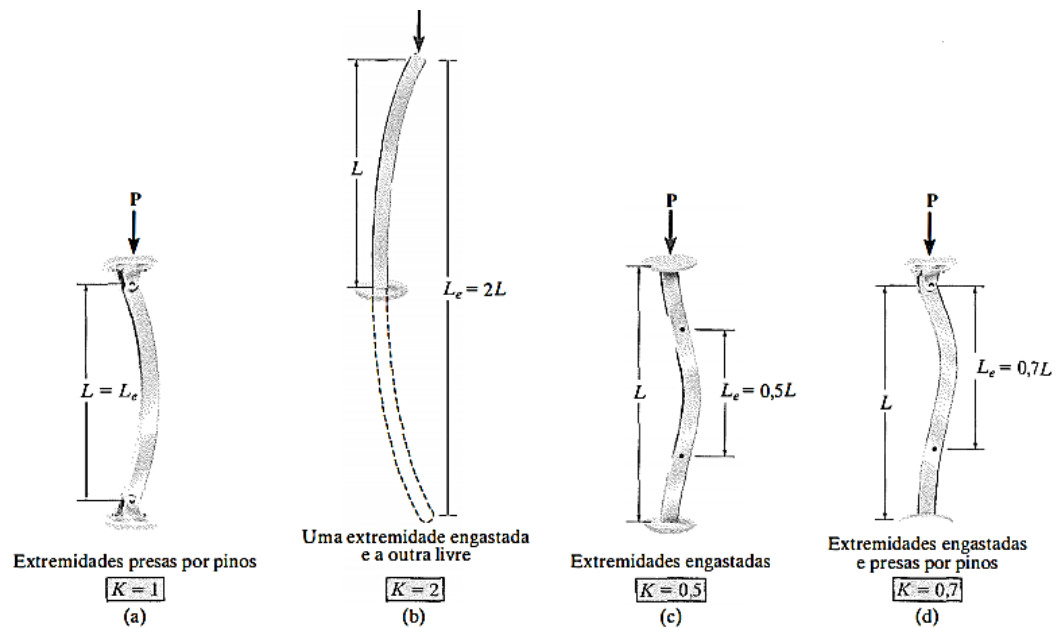


Figura: Hibbeler, 2010.

2.3 ANÁLISE ESTRUTURAL PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O Método dos Elementos Finitos (MEF), trata-se de um procedimento numérico que divide o domínio em partes mais simples, de geometria conhecida, identificando cada ligação de elementos por nós” (Prado et.al, 2019).

Quanto menores forem estes subdomínios, mais refinada a malha se torna e, portanto, mais fiel é a representação. Deve-se, então, reduzir o tamanho dos elementos finitos de acordo com a tolerância do projeto e a disponibilidade de recursos computacionais. (MORISHITA, 2015)

Pode-se utilizar o método para obtenção de resolução como diagnóstico de problemas de análise estrutural, através da identificação de tensões, deformações e deslocamentos. O método também pode ser utilizado para a representação de vários cenários e avaliação do desempenho de produtos através da aplicação de critérios rigidez, fadiga e resistência.

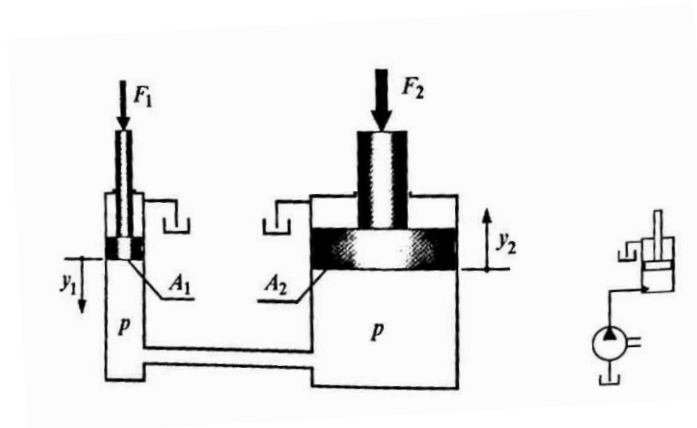
2.4 SISTEMA HIDRÁULICO

Segundo Linsingen (2001), o sistema hidráulico pode ser definido como um conjunto de elementos associados que utilizam um fluido para transferir energia, sendo essa energia de entrada convertida e condicionada para ter como saída a energia mecânica útil.

O princípio de Pascal estabelece que se uma força for aplicada a uma parcela de área de um fluido confinado, a pressão decorrente desta força será transmitida para todo o fluido e a área do recipiente a qual contém o fluido.

A utilização prática do princípio de Pascal pode ser encontrada em prensas hidráulicas, como mostrado na figura 18:

Figura 18: Esquema de Prensa Hidráulica.



Fonte: Linsingen, 2001.

Sempre que este circuito estiver em equilíbrio, a pressão estará igualmente distribuída em todo o fluido, de forma que:

$$P = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (11)$$

No sistema hidráulico o fluido utilizado é incompressível, pois admite-se que uma perturbação local de pressão é transmitida a todo o fluido. Desta forma pode-se utilizar o princípio de Pascal.

Os sistemas hidráulicos, segundo Simões (2016), são divididos em: baixa pressão (0 a 14 bar), média pressão (14 a 35 bar), média-alta pressão (35 a 84 bar), de alta pressão (84 a 210 bar) e de extra-alta pressão (acima de 210 bar).

2.4.1 Componentes do sistema hidráulico

Os principais componentes do sistema hidráulico são: bomba, reservatório, tubulação, válvulas e os atuadores.

2.4.2 Bomba

“A bomba hidráulica é o componente mais importante de todo o sistema hidráulico. Ela é o elemento do sistema de conversão primária responsável por movimentar o fluido hidráulico, ou seja, pela vazão de fluido, e também por pressurizar o sistema” (Simões, 2016).

2.4.3 Reservatório

O reservatório possui várias funções. Para Simões (2016), sua função é de conter ou armazenar o fluido do sistema hidráulico, como também de resfria-lo por condução ou por convecção. Ainda segundo o mesmo autor, o volume do reservatório deve ser três vezes maior que a vazão volumétrica da bomba hidráulica, em l/min.

2.4.4 Válvulas

Simões (2016) afirma que as válvulas de comando, entre elas: de bloqueio, de pressão e estrangulamento; são componentes vitais para o perfeito funcionamento do sistema hidráulico. Estas, de acordo como sua aplicação, podem comandar o avanço e retorno dos acionadores, controlar o fluxo do fluido, automatizar e controlar processos repetitivos, entre outros.

2.4.5 Atuadores

“Atuadores hidráulicos são os elementos que convertem a energia hidráulica (de pressão) em energia mecânica (força ou torque, dependendo do movimento do atuador), produzindo trabalho mecânico, empregado posteriormente em um processo ou operação” (Simões, 2016).

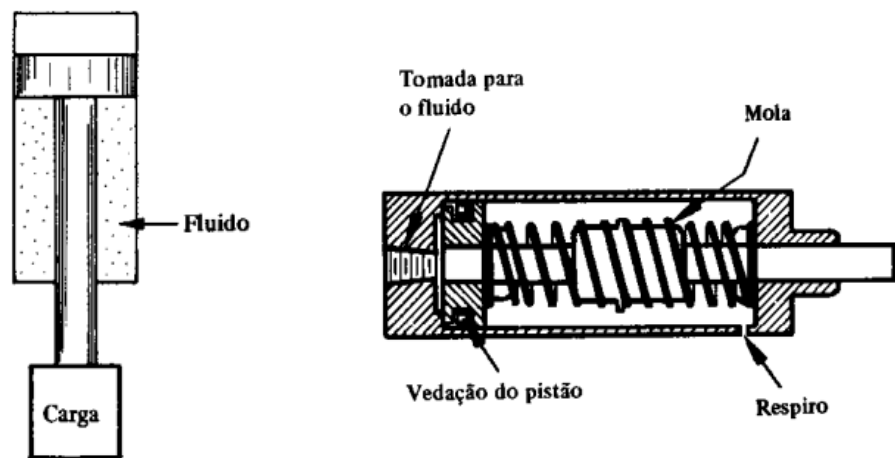
Os atuadores podem ser lineares ou rotativos. Para Palmieri (1997), os atuadores rotativos possuem a função básica de transformar a força, potência ou energia hidráulica em força, potência ou energia rotativa. O autor os divide em duas principais categorias: os motores e os osciladores hidráulicos.

Já o cilindro é definido como um atuador linear. Desta forma, o movimento e força executados por ele é transmitido retilineamente. Os cilindros podem ser classificados em cilindros de simples ação, de dupla ação, cilindro telescópio, posicionais e macacos

hidráulicos. Para efeito de simplificação, serão abordados os dois principais: Cilindro de simples ação e cilindro de dupla ação.

Os cilindros de simples ação, Segundo Palmieri (1997), têm em um sentido, o movimento pela pressão do fluido, e no outro sentido, outro agente qualquer que não seja o fluido hidráulico. Na figura 19 são mostrados dois cilindros de ação simples, sendo à esquerda com avanço pela gravidade e à direita com retorno por mola.

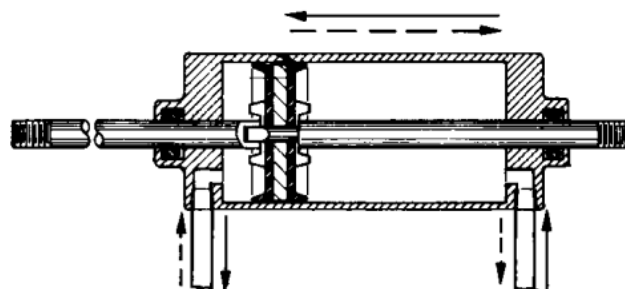
Figura 19: Cilindro de ação simples.



Fonte: Palmieri, 1997.

No cilindro de dupla ação, ainda segundo (Palimeiri,1997), o movimento é realizado pela entrada do fluido em qualquer umas das tomadas a uma determinada vazão e pressão. Simões (2016) define o cilindro de dupla ação como sendo aqueles que tanto o avanço quanto o recuo dele é feito através da força hidráulica proveniente do sistema de bombeamento, conforme é apresentado na figura 20.

Figura 20: Cilindro de dupla ação.



Fonte: Palmieri, 1997.

Para o dimensionamento de um cilindro, Simões (2016) apresenta algumas etapas que serão descritas abaixo.

Para calcular o diâmetro do pistão, é necessário primeiramente determinar a pressão de trabalho, que corresponde a 65% da pressão nominal de trabalho. A força de avanço do atuador deve ser multiplicada pelo rendimento mecânico do atuador, na ordem de 90%.

$$D_p = 2 \times \sqrt{\frac{\eta_{at} \times F_a}{\pi \times P_{trab}}} \quad (12)$$

O diâmetro comercial a ser selecionado deve ser maior ou igual o diâmetro do pistão calculado pela equação anterior. Após a escolha do diâmetro, é então recalculada a pressão de trabalho através da equação abaixo:

$$P_{trab} = \frac{4 \times \eta_{at} \times F_a}{\pi \times D_p^2} \quad (13)$$

Para o dimensionamento da haste, é utilizado o critério de Euler para deformação por flambagem, cujas equações foram mencionadas no tópico 2.1.4.2. O momento de inércia para seção circular pode ser calculado através da equação abaixo.

$$I = \frac{d_h^4 \times \pi}{64} \quad (14)$$

Substituindo a equação 14 na equação 9, pode-se determinar o diâmetro mínimo admissível da haste.

$$d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \times S \times \lambda^2 \times F_a}{\pi^3 \times E}} \quad (15)$$

Onde S representa o fator de segurança, que para sistemas hidráulicos é S=3,5, F_a representa a força de avanço da haste e $\lambda = K \cdot L$, conhecido como comprimento efetivo.

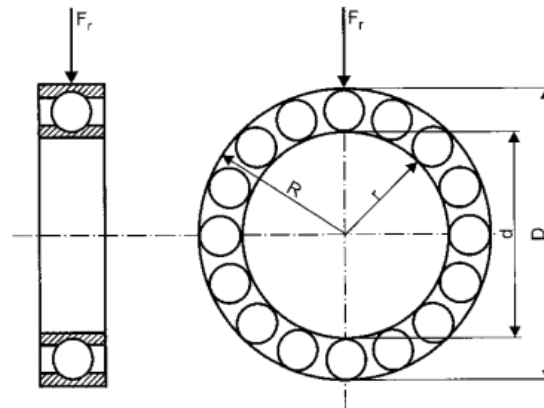
Com o diâmetro mínimo das haste, pode-se escolher o cilindro através de catálogos de fornecedores. Vale ressaltar que o diâmetro da haste, bem como o diâmetro interno da camisa do pistão, deve ser maior ou igual aos respectivos diâmetros calculados.

2.5 ROLAMENTOS

Os mancais de rolamentos são projetados para cumprirem com sua função de rolamento, devendo estes também suportar as cargas a quais são expostas, sendo elas cargas radiais, axiais ou combinadas.

A carga radial atua no sentido vertical, na direção dos raios do rolamento, como mostrado na figura 21:

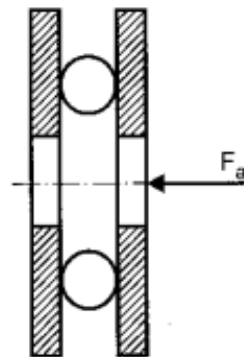
Figura 21: Carga radial no rolamento.



Fonte: Melconian, 2009.

Já a carga axial atua no sentido do eixo, conforme ilustrado na figura 22.

Figura 22: Carga axial no rolamento.

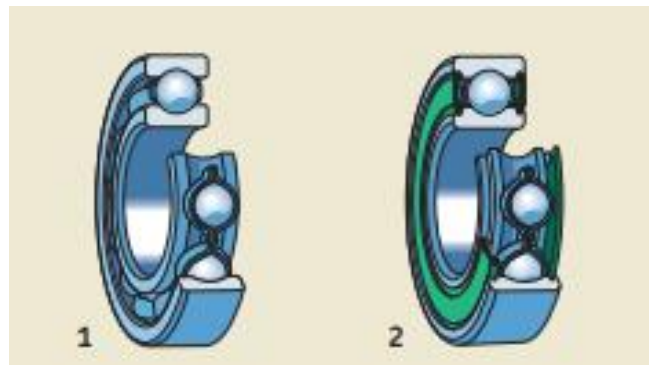


Fonte: Melconian, 2009.

2.5.1 Tipos de Rolamentos

Os rolamentos de esferas podem suportar cargas axial, radial e combinadas em vários graus dependendo do projeto e da construção do rolamento. Alguns possuem vedação para protegê-los de materiais estranhos e são selados para manter o lubrificante. Na figura 23 são mostrados alguns exemplos de rolamento rígidos de esferas.

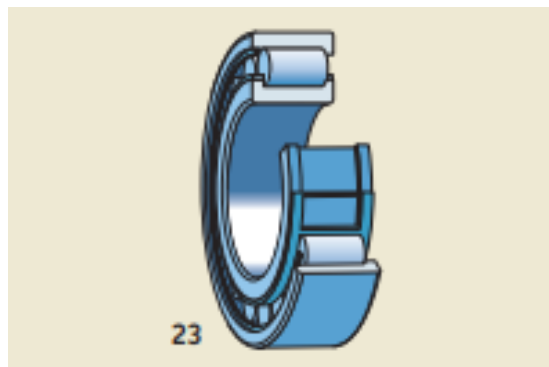
Figura 23: Rolamento rígido de esferas.



Fonte: SKF.

Os rolamentos de rolos cilíndricos usam rolos retos, cônicos ou abaulados que correm entre pistas. Estes podem geralmente suportar maiores cargas estáticas e dinâmicas que os rolamentos de esferas, podendo também ser mais baratos para casos em que necessitem de tamanhos e cargas maiores. Um modelo pode ser observado na figura 24.

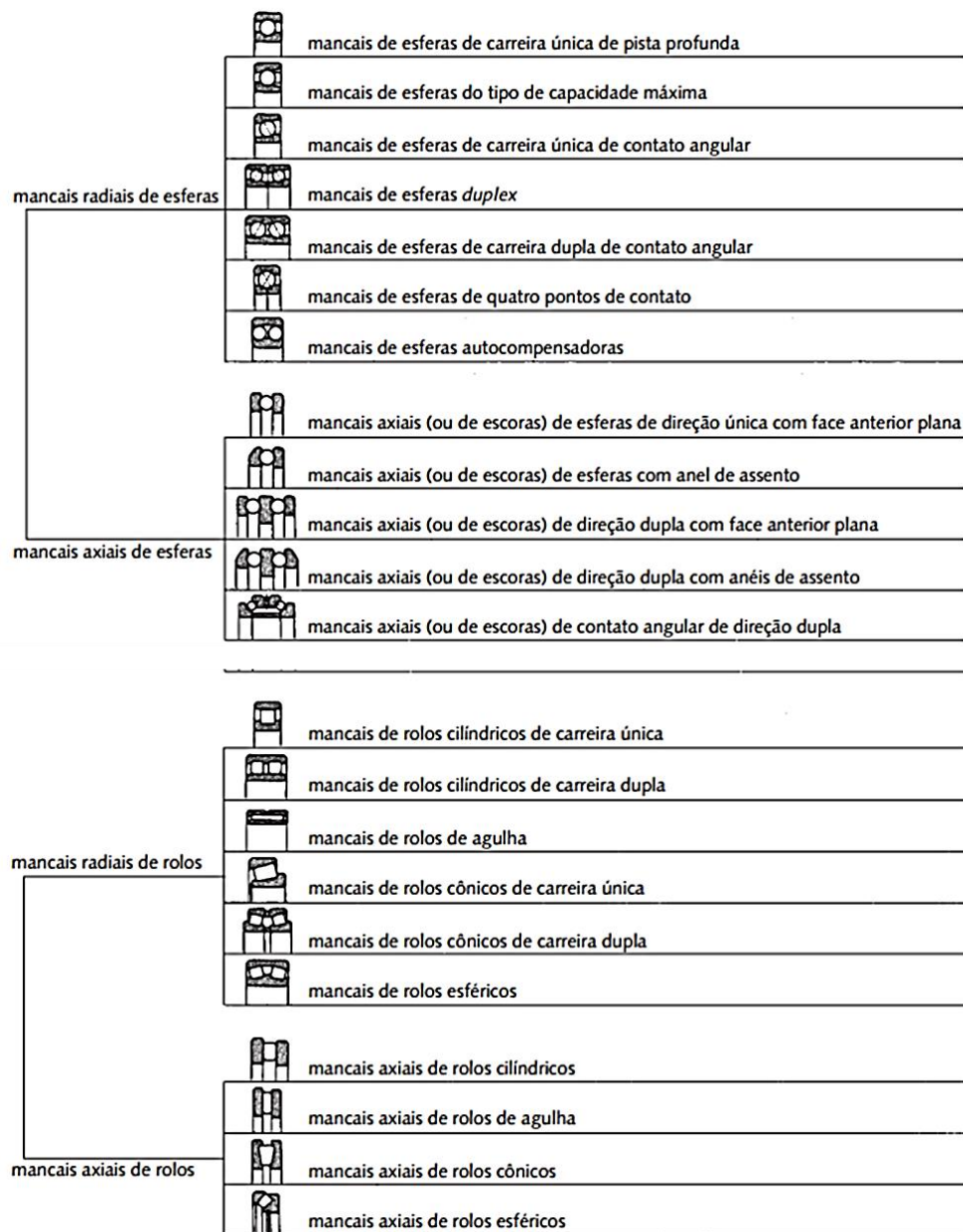
Figura 24: Rolamento de rolos cilíndricos.



Fonte: SKF.

Na figura 25 é mostrada a classificação de rolamentos, cada uma das categorias se divide nas subcategorias radiais e axiais.

Figura 25: Classificação de Mancais de elementos rolantes.



Fonte: Norton, 2013.

2.5.2 Seleção do Rolamento

Para a seleção do rolamento, primeiramente deve-se definir os tipos de solicitações atuantes no rolamento. Elas podem ser estáticas ($n < 10 \text{ rpm}$), em que o rolamento se encontra parado ou tem uma baixa oscilação, ou dinâmica ($n > 10 \text{ rpm}$).

Segundo Melconian (2009), o dimensionamento neste caso se dá pela capacidade de carga estática, onde essa carga provoca no elemento rolante e na pista uma deformação plástica de $1/10000$ do diâmetro do elemento rolante.

A capacidade de carga estática é determinada pela equação abaixo:

$$C_o = f_s \times P_o \quad (16)$$

Onde:

C_o = Capacidade de carga estática (KN)

f_s = fator de esforço estático (adimensional)

P_o = Carga estática equivalente (KN)

O fator de esforço estático (f_s) é um coeficiente de segurança que preserva a ocorrência de deformação plástica excessiva nos pontos de contato entre os corpos rolantes e a pista, devendo este seguir os valores abaixo conforme o grau de exigência a qual o rolamento será submetido. As faixas são:

- $1,5 \leq f_s \leq 2,5$ para exigências elevadas;
- $1,0 \leq f_s \leq 1,5$ para exigências normais;
- $0,7 \leq f_s \leq 1,0$ para exigências reduzidas.

Quando o rolamento for submetido a cargas radiais e axiais, a capacidade de carga estática pode ser obtida pela equação:

$$P_o = X_o \times F_r + Y_o \times F_a \quad (17)$$

Onde:

P_o = Carga estática equivalente (kN)

X_o = Fator Radial (adimensional)

Y_o = Fator axial (adimensional)

F_r = Carga Radial (kN)

F_a = Carga Axial (KN)

Quando o rolamento atuar com rotação ($n > 10$ rpm), o dimensionamento deve ser feito com base na capacidade de carga dinâmica. A capacidade de carga dinâmica é apresentada na equação (18):

$$C = \frac{f_l}{f_n} \times P_d \quad (18)$$

Em que:

C = Capacidade de carga dinâmica (kN)

f_n = Fator de rotação (adimensional)

f_l = Fator de esforços dinâmico (adimensional)

P_d = Carga dinâmica equivalente (KN)

Para rolamentos que serão submetidos a carga axial e radial deve ser calculada a carga dinâmica equivalente pela Equação (19):

$$P_d = X \times F_r + Y \times F_a \quad (19)$$

Sendo:

P_d = Carga dinâmica equivalente (KN)

X = Fator Radial (adimensional)

Y = Fator axial (adimensional)

F_r = Carga Radial (KN)

F_a = Carga Axial (KN)

3. DIMENSIONAMENTO E ESPECIFICAÇÕES

Será apresentado o processo do dimensionamento das partes do guindaste, bem como a classificação do mesmo segundo a norma 14678. Será especificado também as formas de fixação do sobre chassi, ainda segundo a norma, bem como o guincho e componentes hidráulicos selecionados.

3.1 GRAU DE LIBERDADE

Por definição, a mobilidade de um mecanismo é o número de graus de liberdade que possui (Reinholtz, 1986). Esta pode ser definida também como o número mínimo de parâmetros independentes necessários para especificar a localização de cada elo dentro de um mecanismo.

Segundo Claro e Flores (2005) o número de graus de liberdade é o número de movimentos de acionamento que um mecanismo precisa para que a posição dos seus corpos seja totalmente conhecida com relação a um referencial predefinido.

O mini guindaste projetado possui 3 graus de liberdade, conforme apresentado na figura 26.



Fonte: Autoria Própria.

3.2 SELEÇÃO DO GUINCHO

O guincho selecionado foi um guincho elétrico do fabricante Nagano, modelo N3000GE, com capacidade de força de até 3000 lbf (1361 kgf). O modelo é apresentado na figura 27, e a especificação técnica na tabela 1.

Figura 27: Guincho elétrico.



Fonte: <https://naganoprodutos.com.br/novo/vitrine.asp?codProduto=1366>.

Tabela 1: Especificações do guincho elétrico.

Tração:	3000LB - 1361 KG
Motor:	1,0kW / 1,34 HP
Taxa de redução da engrenagem:	135:1
Tamanho do tambor:	51mm x 74mm
Cabo:	54mm x 10,5m
Dimensões totais:	348mm x 110mm x 112mm

Fonte: <https://naganoprodutos.com.br/novo/vitrine.asp?codProduto=1366>.

3.3 ESTRUTURA

3.3.1 Tensões admissíveis da estrutura

Para o dimensionamento dos componentes do mini guindaste, será utilizado uma tensão admissível de maneira a manter um fator de segurança adequado no projeto.

Na figura 28 são apresentados os limites dos materiais a serem utilizados no projeto. Considerando um fator de segurança de 3, obtém-se a tensão (normal) admissível e a tensão cisalhante admissível, sendo estas utilizadas para o dimensionamento dos perfis.

Tabela 2Tabela 3: Propriedades de seção do perfil 100x60x4.

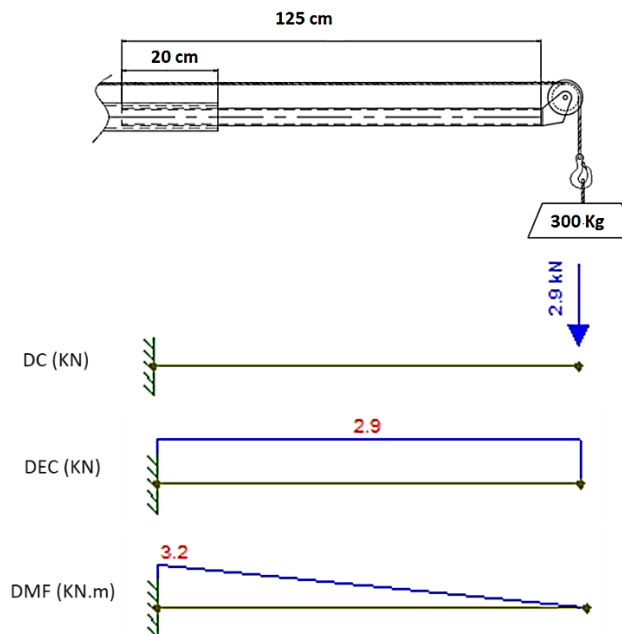
Material	Tensão de ruptura (MPa)	Tensão de escoamento, σ_e (MPa)	Tensão admissível, $\sigma_a = \sigma_e/2$ (MPa)	*Tensão cisalhante admissível (MPa)	
AISI 1030	525	440	220,00	$\sigma_a/2^{1/3}$	127,01
ASTM A500 Gr. C	485	350	175,00	$\sigma_a/2^{1/2}$	123,74
ASTM A501 Gr. B	485	350	175,00		123,74
* A tensão cisalhante admissível para pinos é calculada conforme indicado pela NBR 14678.					

Fonte: Autoria Própria.

3.3.2 Lança Retrátil

Para o dimensionamento da lança retrátil foi necessário a determinação dos esforços internos na mesma. Para isso, foi desenvolvido o diagrama de esforço cortante e momento fletor. Através do software Ftool, conforme ilustrado na figura 29.

Figura 28: Esforços na lança retrátil.



Fonte: Autoria Própria.

Com base no maior momento fletor, utilizando a equação 6, e isolando o módulo de resistência elástico, módulo de resistência obtido foi de 27,49 cm³. Na tabela 3 é mostrado o perfil retangular selecionado.

Tabela 3: Propriedades de seção do perfil 100x60x4.

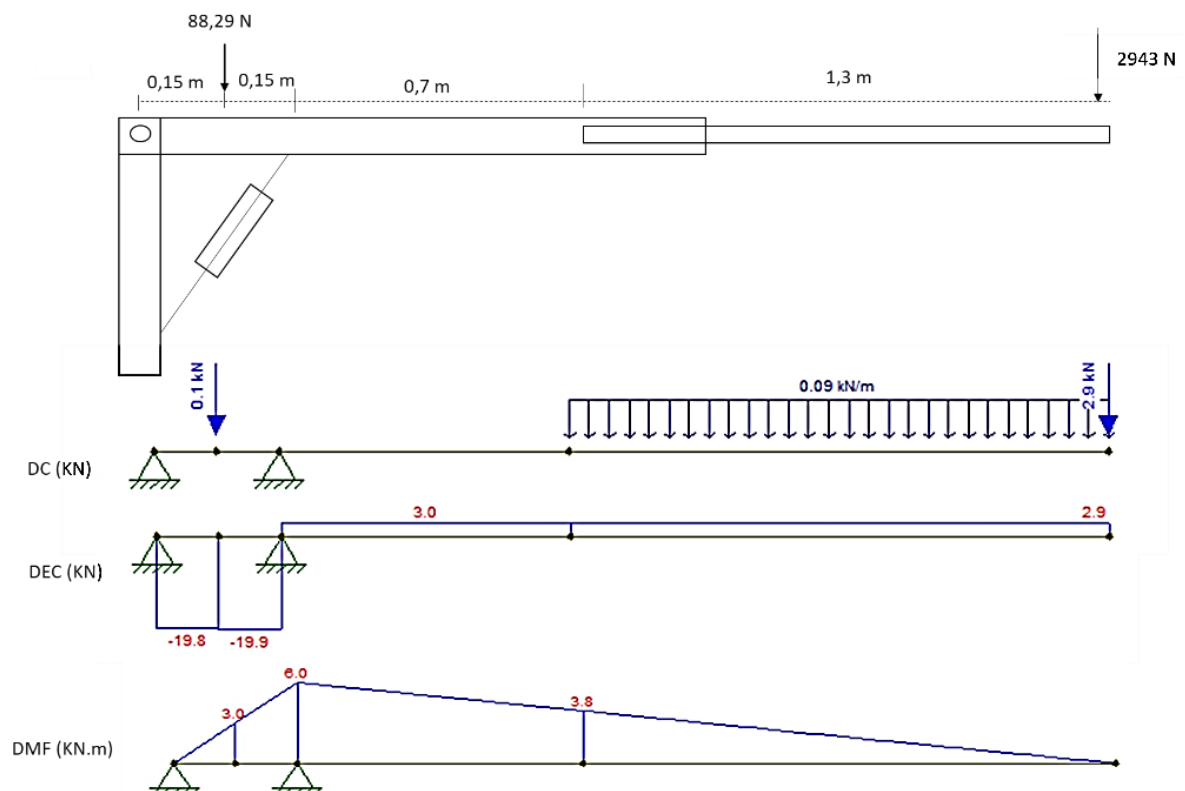
Dimensões Externas	Espessura da Parede	Massa por Unidade de Comp.	Área da Seção Transversal	Momento de Inércia		Raio de giração		Módulo de Resistência Elástico		Módulo de Resistência Plástico		Const. Torção	Módulo de Resist. à Torção	Área de superfície por unidade de Comp.
h x b (mm)	t (mm)	m (kg/m)	A (cm²)	I _x (cm⁴)	I _y (cm⁴)	r _x (cm)	r _y (cm)	W _x (cm³)	W _y (cm³)	Z _x (cm³)	Z _y (cm³)	J (cm⁴)	W _t (cm³)	U (m²/m)
100 x 60	4,0	9,12	11,6	153	68,7	3,62	2,43	30,5	22,9	37,9	26,6	156	38,7	0,303
	4,5	10,2	13,0	167	75,0	3,58	2,40	33,4	25,0	41,9	29,3	172	42,3	
	5,0	11,3	14,4	181	80,8	3,55	2,37	36,2	26,9	45,6	31,9	188	45,8	
	5,6	12,6	16,0	196	87,3	3,50	2,34	39,2	29,1	49,8	34,8	205	49,6	
	6,4	14,2	18,1	205	91,7	3,37	2,25	41,1	30,6	53,4	37,3	226	53,5	

Fonte: Vallourec, 2014.

3.3.3 Lança Principal

Pelo mesmo método mostrado no item 3.2.2, foi selecionado o perfil a ser utilizado na lança principal. Neste aspecto, ressalta-se que foi considerado também o peso da lança retrátil quando toda estendida, além do peso do guincho e da carga a ser içada. Os esforços na lança são apresentados conforme ilustrado na figura 30.

Figura 29: Esforços na lança principal.



Fonte: Autoria Própria.

Com base no maior momento fletor, foi calculado o módulo de rigidez a flexão, através da equação 6, obtendo um módulo de $W_x = 51,68 \text{ cm}^3$. A tabela 4 apresenta o perfil selecionado para a lança, cujo módulo de rigidez elástico é de $83,6 \text{ cm}^3$.

Tabela 4: Propriedades de seção do perfil 120x80x8.

Dimensões Externas	Espessura da Parede	Massa por Unidade de Comp.	Área da Seção Transversal	Momento de Inércia		Raio de giração		Módulo de Resistência Elástico		Módulo de Resistência Plástico		Const. Torção	Módulo de Resist. à Torção	Área de superfície por unidade de Comp.
h x b (mm)	t (mm)	m (kg/m)	A (cm ²)	I _x (cm ⁴)	I _y (cm ⁴)	r _x (cm)	r _y (cm)	W _x (cm ³)	W _y (cm ³)	Z _x (cm ³)	Z _y (cm ³)	J (cm ⁴)	W _t (cm ³)	U (m ² /m)
120 x 80	4,5	12,9	16,5	325	173	4,44	3,24	54,1	43,2	66,2	50,1	367	71,5	0,380
	5,0	14,3	18,2	353	188	4,40	3,21	58,9	46,9	72,4	54,7	402	77,8	
	5,6	15,9	20,3	386	205	4,36	3,17	64,3	51,1	79,6	60,1	443	84,9	
	6,4	18,1	23,0	413	219	4,23	3,09	68,8	54,9	86,6	65,5	494	93,1	
	7,1	19,9	25,4	442	235	4,17	3,04	73,7	58,6	93,6	70,7	535	100	
	8,0	22,3	28,4	476	252	4,09	2,98	79,3	62,9	102	76,9	584	108	
	8,8	24,3	31,0	502	265	4,02	2,92	83,6	66,2	109	82,0	624	114	
	10,0	27,4	34,9	534	281	3,91	2,84	89,0	70,3	118	88,7	676	122	

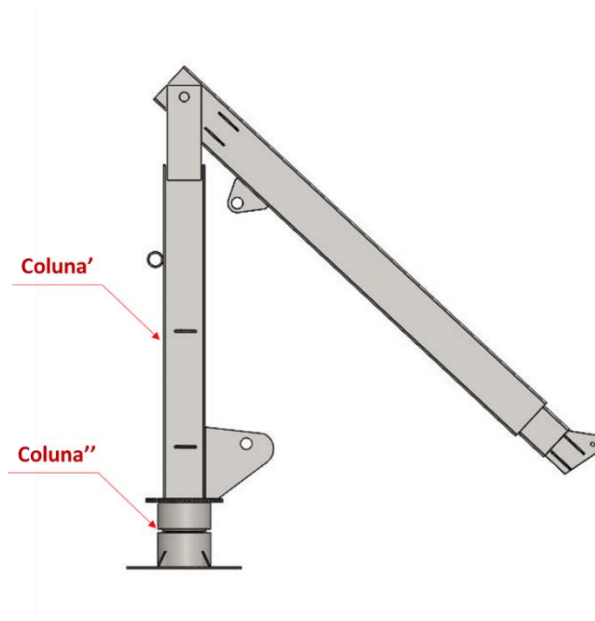
Fonte: Vallourec, 2014.

Ao analisar a tabela 4 é possível observar que perfis com outras dimensões iriam satisfazer o módulo solicitado. Contudo, o perfil foi selecionado considerando também a questão construtiva, visto que a lança retrátil deve correr no interior da lança principal, com folga suficiente para permitir lubrificação por graxa e sem deslocamentos internos excessivos na direção transversal às lanças.

3.3.4 Coluna

O dimensionamento da coluna foi dividido em duas partes, sendo a que sofrerá principalmente carga axial de tração (coluna') e a que sofrerá cargas combinadas de compressão e flexão (coluna''). Na figura 31 é apresentada essa divisão.

Figura 30: Colunas do guindaste.



Fonte: Autoria Própria.

Para a coluna' o perfil pré-selecionado foi o perfil retangular com dimensões 110x80x7,1, conforme mostrado na tabela 5, e em seguida analisada se ela suportaria os esforços a qual seria submetida.

Tabela 5: Propriedades de seção do perfil 110x80x7,1.

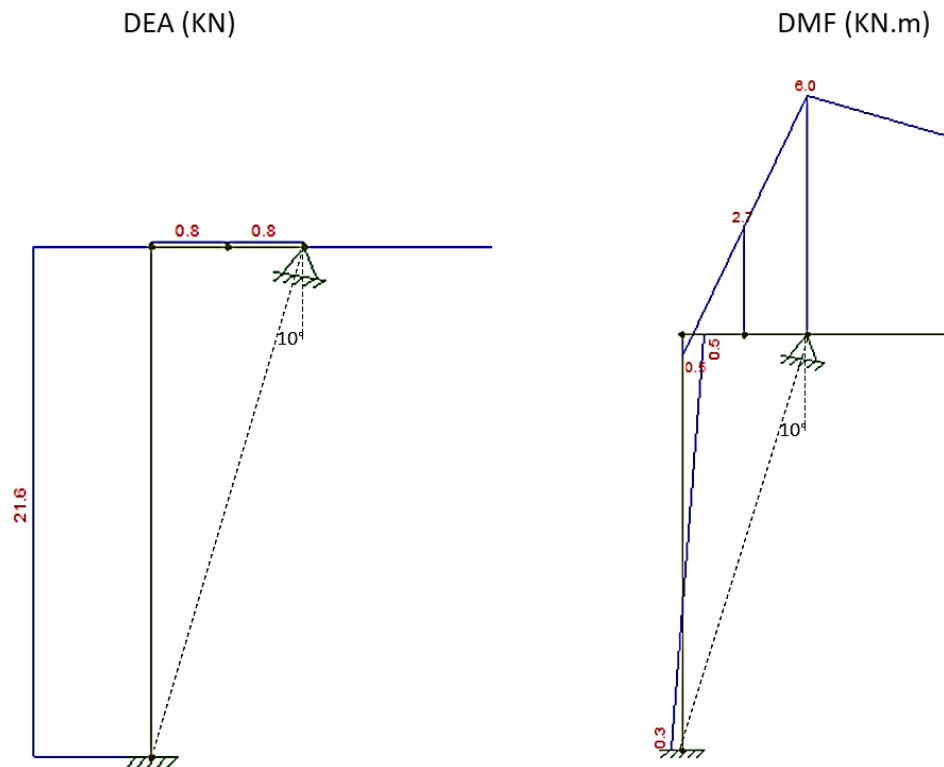
Dimen- sões Externas	Espes- sura da Parede	Massa por Uni- dade de Comp.	Área da Seção Trans- versal	Momento de Inércia		Raio de giração		Módulo de Resistência Elástico		Módulo de Resistência Plástico		Const. Torção	Módulo de Resist. à Torção	Área de superfície por uni- dade de Comp.
h x b (mm)	t (mm)	m (kg/m)	A (cm²)	I _x (cm⁴)	I _y (cm⁴)	r _x (cm)	r _y (cm)	W _x (cm³)	W _y (cm³)	Z _x (cm³)	Z _y (cm³)	J (cm⁴)	W _t (cm³)	U (m²/m)
110 x 80	4,0	10,9	13,9	238	146	4,15	3,24	43,4	36,4	52,5	42,2	292	59,2	0,359
	4,5	12,2	15,5	262	160	4,11	3,21	47,7	40,0	58,1	46,7	324	65,1	
	5,0	13,5	17,2	285	174	4,08	3,18	51,9	43,4	63,5	51,0	354	70,7	
	5,6	15,0	19,1	311	189	4,03	3,14	56,5	47,2	69,7	55,9	390	77,1	
	6,4	17,0	21,7	332	202	3,91	3,05	60,3	50,5	75,7	60,7	434	84,4	
	7,1	18,8	23,9	355	216	3,85	3,00	64,5	53,9	81,7	65,5	470	90,6	

Fonte: Vallourec, 2014.

Foi determinado, através do software Ftool, os diagramas apresentando as maiores cargas atuantes na coluna', sendo apresentado na figura 32 a resposta da carga axial de tração e o momento fletor. Pode-se observar que a força axial é de 21,6 kN; se comparado com a força cisalhante na figura 30 com uma força cisalhante de módulo 19,8 kN, observa-se que ambos não se igualam, o que justifica essa variação, é o fato de se ter considerado a força

devido ao peso da lança principal, bem como a inclinação de 10° no ponto de fixação do cilindro.

Figura 31: Diagramas da coluna' do guindaste.



Fonte: Autoria Própria.

É possível observar que o maior esforço a qual a coluna' está sendo submetida é a força axial de tração de 21,6 kN. Utilizando a equação 3, pode-se determinar que a tensão axial obtida foi de 9,08 MPa. Como a tensão calculada é menor que a tensão admissível de 170 MPa, conclui-se que o perfil irá resistir as tensões expostas. Ressalta-se que o diagrama de momento fletor para este caso é mostrado apenas para conferência de que a carga de flexão pode ser desprezada, sendo que a análise de tensões totais será mostrada posteriormente nos modelos numéricos na Seção 4.

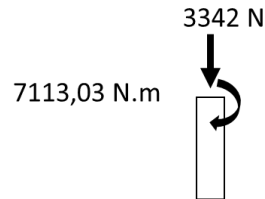
Para a coluna'', a qual está submetida a esforços de compressão e flexão, o perfil tubular pré-selecionado foi o 141,3x7,1, sendo as dimensões e propriedades indicadas na tabela 6.

Tabela 6: Propriedades de seção do perfil tubular 141,3x7,1.

Dimensões externas	Espessura da parede	Massa por Unidade de Comp.	Área da Seção Transversal	Momento de Inércia	Raio de Giração	Módulo de Resistência Elástico	Módulo de Resistência Plástico	Const. Torção	Módulo de Resistência à Torção	Área de superfície por unidade de Comp.
d (mm)	t (mm)	m (kg/m)	A (cm ²)	$I_x = I_y$ (cm ⁴)	$r_x = r_y$ (cm)	$W_x = W_y$ (cm ³)	$Z_x = Z_y$ (cm ³)	J (cm ⁴)	W_t (cm ³)	U (m ² /m)
141,3	5,0	16,8	21,4	498	4,82	70,5	92,9	996	141	0,444
	5,6	18,7	23,9	550	4,80	77,9	103	1.101	156	
	6,4	21,3	27,1	618	4,77	87,5	117	1.237	175	
	7,1	23,5	29,9	676	4,75	95,6	128	1.352	191	
	8,0	26,3	33,5	747	4,72	106	142	1.494	211	
	8,8	28,8	36,6	807	4,69	114	155	1.615	229	
	10,0	32,4	41,2	894	4,66	127	173	1.788	253	

Fonte: Vallourec, 2014.

As cargas sob as quais a coluna'' está submetida são apresentadas na figura 33. A força de compressão é resultante da carga a ser içada, bem como do peso das lanças. O carregamento de momento é também na condição do peso de içamento máximo, considerando o posicionamento de 90° entre as colunas e as lanças, sendo essa condição estimada como a mais crítica.

Figura 32: Esforços sobre a coluna''.

Fonte: Autoria Própria

Nesse caso em que a coluna'' é submetida a cargas de compressão e flexão, é necessário que a soma das tensões normais seja menor que a tensão admissível. Substituindo os valores nas equações 3 e 6, tendo a área e o módulo de resistência elástico apresentados na tabela 7, obteve-se uma tensão normal resultante (máxima) de 92,74 MPa. Desta forma, conclui-se que o perfil atende aos requisitos.

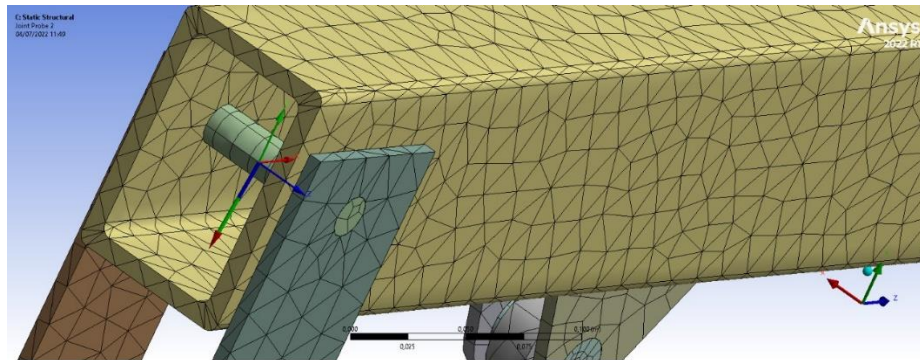
3.3.5 Pinos

Os pinos são peças de grande relevância no projeto de um guindaste, visto que se um deles falhar, pode resultar em graves acidentes durante o içamento ou descida das cargas.

Para o dimensionamento dos pinos, primeiramente foi especificado que o material a ser utilizado será o aço AISI 1030, cujos limites de resistência estão explicitados na tabela 2.

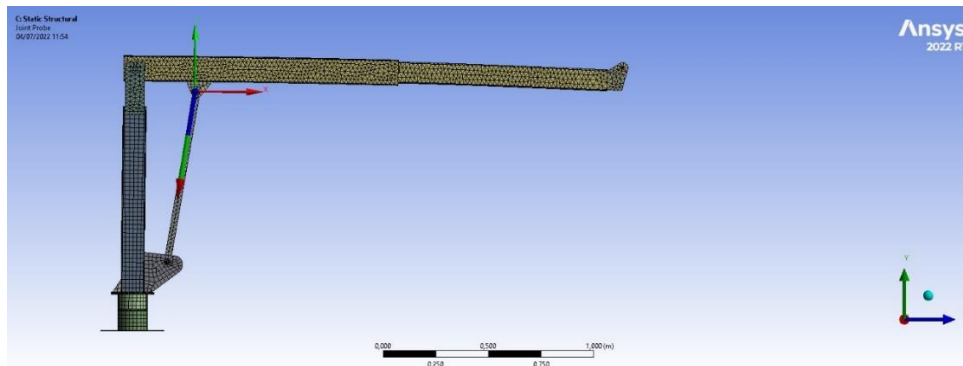
Ressalta-se que todos os pinos estão sujeitos a cisalhamento duplo e que os valores de força em cada um destes foram retirados analisando as forças resultantes em cada junta, utilizando o software Ansys. Nas figuras 34 e 35 são apresentadas as juntas das quais foram retirados os dados das forças que atuam no pino de articulação principal e no pino do cilindro, respectivamente.

Figura 33: Junta de contato Coluna-Lança Principal.



Fonte: Autoria Própria

Figura 34: Junta de contato Cilindro-Lança Principal.



Fonte: Autoria Própria

Substituindo os valores de força sobre cada pino na equação 4, tem-se:

- No pino posicionado entre a coluna e lança principal, tem-se a força aplicada de 23,076 KN (Não está claro como chegou a esse valor, explique!). Obtém-se o diâmetro mínimo aproximado de 13,7 para este;
- Nos pinos que fixam o cilindro de levantamento da lança, obtém-se uma força de 20,198 KN. Obtém-se o diâmetro mínimo aproximado de 12,32 mm para estes;

- Os pinos de fixação do cilindro de deslocamento da lança retrátil devem suportar uma força de 2943 N. Assim, obtém-se diâmetro mínimo aproximado de 4,7 mm para estes.

3.3.6 Parafusos

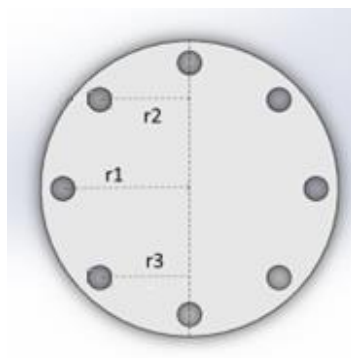
O dimensionamento dos parafusos da base, foi determinada com base no momento fletor máximo de 7113,03N.m. A quantidade determinada foi de 8 parafusos com distribuição simétrica; sendo selecionado parafusos com material conforme a norma DIN 933 Gr. 8.8, com limite de escoamento de 640 Mpa.

Usando um fator de segurança 1,5, a tensão admissível é de 426,66 Mpa. Segundo a norma 8400 a máxima tensão de tração a qual o parafuso deve ser submetido é de 65% da tensão admissível.

A força foi calculada com base na equação 20, a qual determina a força do parafuso com maior solicitação, ou seja, aquele que se encontra mais distante da linha de flexão do sistema. Deve-se observar que apenas alguns parafusos sofrerão mais solicitação, podendo variar entre eles conforme o cilindro é girado. Na figura 36 é apresentado um esquema mostrando os oito furos igualmente distribuídos, bem como as distâncias relativas dos parafusos que estarão sujeitos a solicitação de tração. Ressalta-se que os parafusos localizados à direita da linha neutra, nessa configuração, só estariam submetidos à compressão se os parafusos estivessem unidos à flange, sendo esse efeito ignorado nos cálculos visando a segurança no dimensionamento.

$$F_1 = \frac{M_1 \times r_1}{r_1^1 + r_2^2 + r_3^2} \quad (20)$$

Figura 35: Distâncias dos parafusos submetidos à tração.



Fonte: Autoria própria.

Tendo-se especificado que distância dos centros dos furos é de 85mm em relação ao centro do flange, pode-se calcular a força de tração do parafuso mais solicitado, obtendo-se a força resultante de 35,656 kN. Utilizando a equação 3, e isolando o diâmetro, tem-se que o diâmetro mínimo do parafuso é de 14,6 mm. Assim, após consulta à tabela de um fabricante, o parafuso selecionado terá diâmetro nominal de 16 mm.

3.4 FIXAÇÃO DA BASE

A norma NBR 14678 (2021) estabelece algumas considerações sobre o tipo de chassi a ser utilizado, conforme apresentado abaixo:

- A instalação flexível admite um movimento horizontal restrito entre o chassi e o sobrechassi, que podem ser considerados duas vigas separadas, trabalhando juntas paralelamente. Neste caso cada uma das partes do chassi e do sobrechassi estão sujeitas a uma parte do momento de flexão total, segundo a magnitude do seu respectivo momento de inércia;
- A instalação rígida não permite movimento entre o chassi e o sobrechassi, podendo ser considerados uma viga única composta. Vale ressaltar que o espaçamento e o tamanho das placas laterais sejam satisfatórios para suportar o esforço de cisalhamento resultante;
- Em guindastes alojados atrás da cabina do caminhão, para conservar, as características originais de flexão e torção do chassi do veículo, a montagem do sobrechassi normalmente é do tipo flexível. Alguns fabricantes de caminhões exigem uma montagem flexível ao longo de todo o comprimento do sobrechassi. A maioria dos fabricantes de caminhão recomenda que a porção do sobrechassi que prende o guindaste seja afixada de forma rígida e que o restante do sobrechassi seja montado de forma flexível;
- Na instalação traseira, em função da massa do guindaste concentrar-se no balanço traseiro do chassi, é necessária, portanto, maior rigidez de torção para assegurar menor torção durante o transporte e maior estabilidade durante a operação do guindaste. Para alcançar esse objetivo, o sobrechassi precisa ser afixado rigidamente sobre o chassi do veículo. Além disso, a maioria dos fabricantes de veículos recomenda a montagem de um reforço diagonal no sobrechassi, estendendo-se da posição do guindaste ao centro do eixo de tração do veículo. Muitos fabricantes de veículos recomendam também que

as placas laterais mais próximas à cabina do caminhão sejam do tipo flexíveis. Com isso, cria-se uma redução mais gradual do valor do momento de inércia combinado do chassi e do sobre chassi.

Vale ressaltar que o sobrechassi depende o fabricante do automóvel, e adaptações desse equipamento no veículo deve ser acompanhado por especialistas, inclusive verificando, junto aos órgãos competentes, a legislação vigente sobre a utilização desse tipo de equipamento.

3.5 SISTEMA HIDRÁULICO

3.5.1 Seleção dos atuadores

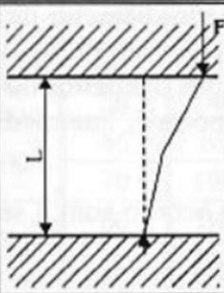
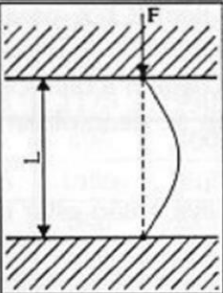
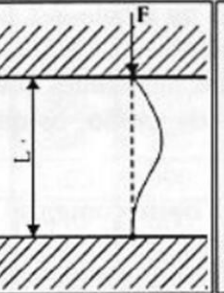
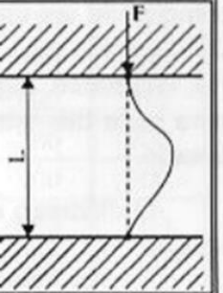
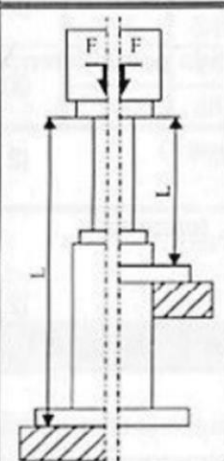
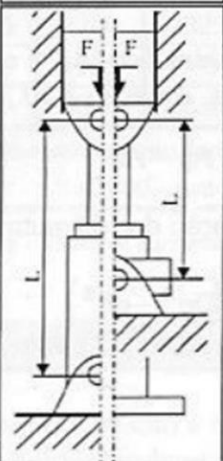
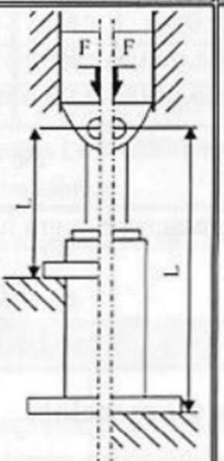
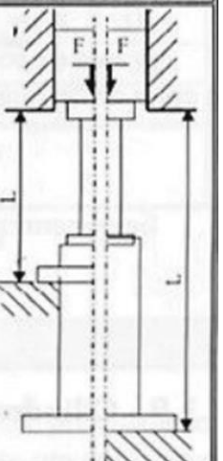
O dimensionamento é feito a partir de uma pressão existente de bomba, pois há a necessidade de que os cilindros tenham uma pressão na faixa da pressão operação da bomba, visto que, se a pressão for superior à da bomba, isto acarretará no mau funcionamento do sistema, como também desgaste e até ruptura da bomba.

A pressão nominal definida é de 150 Bar, porém é necessário determinar a pressão estimada de trabalho, que vede ser 65% da pressão nominal, sendo então uma pressão de 97,5 Bar.

O diâmetro do pistão é calculado a partir da força de avanço e da pressão estimada de trabalho. Considerando também o rendimento do atuador de 0,9, devido à perda de atrito no movimento do pistão.

Através da equação 12, foi calculado o diâmetro necessário dos pistões 1 e 2. Após isso, através da equação 15, foi determinado diâmetro da haste para ambos os cilindros tendo em vista a força de avanço e o curso de cada cilindro. Para a determinação do diâmetro da haste, o comprimento efetivo foi determinado com base na figura 37.

Figura 36: Comprimento efetivo com base na fixação da haste.

Cargas de Euler				
Carga de Euler	Caso 1 Uma extremidade livre e a outra fixa	Caso 2 (Caso básico) As duas extremidades articuladas	Caso 3 Uma extremidade articulada e a outra fixa	Caso 4 As duas extremidades fixas
Representação Esquemática				
Situação de Montagem para Cilindros Hidráulicos	Comprimento Livre de Flambagem			
	$\lambda = 2L$	$\lambda = L$	$\lambda = L \cdot (0,5)^{0,5}$	$\lambda = L/2$
				

Fonte: Fialho, 2014.

Na tabela 7 é apresentada a força de avanço que cada um dos cilindros deve exercer, bem como os diâmetros do pistão e da haste.

Tabela 7: Características dos cilindros hidráulicos pré-dimensionados.

CILINDRO	Força. Avanço (N)	Pressão (Bar)	Curso (mm)	Ø Pistão (mm)	Ø Haste (mm)
Cilindro 1	33500	97,5	290	62,7	20,8
Cilindro 2	4500		1000	23	13,1

Fonte: Autoria própria.

Com base nos diâmetros calculados do pistão e da haste, é determinado através do catálogo da Rexroth os diâmetros efetivos para ambos os cilindros. Vale ressaltar que os diâmetros selecionados devem ser iguais ou maiores que os diâmetros calculados.

Após a seleção desses diâmetros, foi então recalculada a pressão de trabalho do sistema hidráulico através da equação 13. Foi calculada também a força de avanço e a força de retorno pela equação 11.

A tabela 8 apresenta os diâmetros selecionado para ambos os cilindros, bem como a pressão de trabalho dos mesmos, além da força de avanço e de retorno.

Tabela 8: Características dos cilindros hidráulicos selecionados.

CILINDRO	Ø Pistão (mm)	Ø Haste (mm)	Pressão (Bar)	Força de retorno (N)
Cilindro 1	63	36	60,63	12728,47
Cilindro 2	50	36	20,58	1946,08

Fonte: Autoria própria

3.5.2 Bomba

Para a seleção da bomba, é necessário determinar a máxima vazão que ela deverá entregar. Para isso, é necessário o cálculo da vazão para os cilindros hidráulicos, avaliando o que apresenta maior vazão.

Utilizando o diâmetro selecionado pelo catálogo, e uma velocidade de 20 mm/s, foi possível determinar a vazão de avanço e de retorno dos cilindros apresentados na tabela 9.

Tabela 9: Características dos cilindros hidráulicos selecionados.

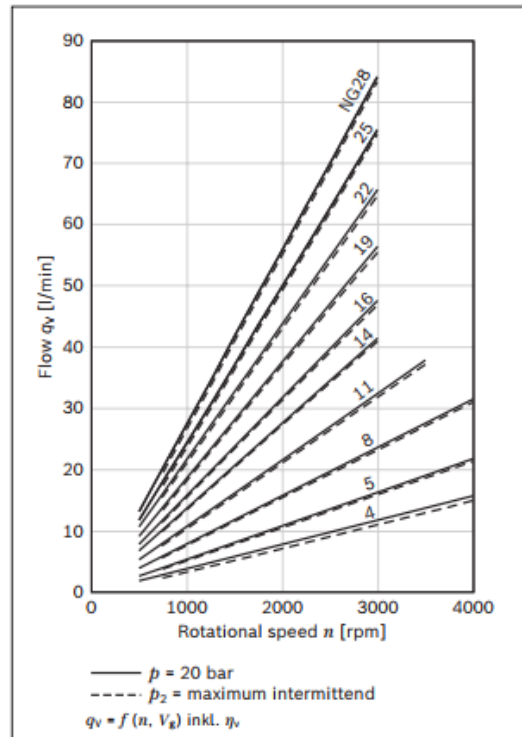
CILINDRO	Velocidade (mm/s)	Ø Pistão (mm)	Ø Haste (mm)	Vazão de avanço (l/min)	Vazão de retorno (l/min)
Cilindro 1	20	63	36	6,23	4,20
Cilindro 2		50	36	3,92	1,89

Fonte: Autoria própria

É possível observar que a maior vazão é no cilindro 1, com uma vazão para o avanço de 6,23 l/s. A bomba utilizada será uma bomba de engrenagens externa de alto desempenho AZPF-Size 8, com pressão de 150 bar, entregando 10 l/min a 1000 rpm. Na figura 38 é apresentada a curva características para vários tamanhos de bombas, e na figura 39 é

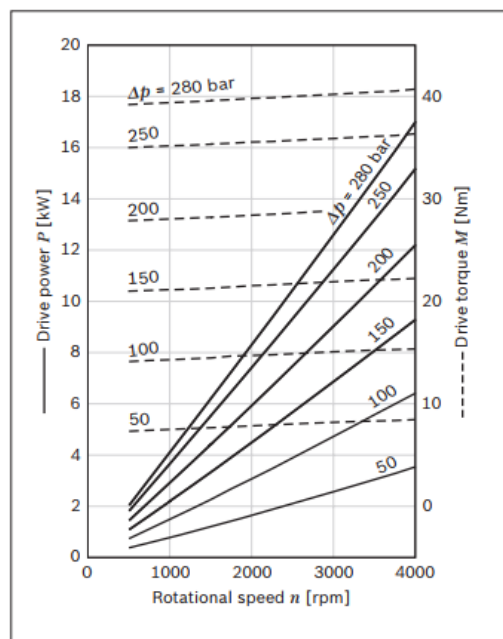
apresentada a potência de acionamento pela rotação para a bomba selecionada. Na figura 40 é mostrada a bomba selecionada.

Figura 37: Curva característica da bomba.



Fonte: Rexroth.

Figura 38: Potência x rotação.



Fonte: Rexroth.

Figura 39: Bomba selecionada para o sistema hidráulico.



Fonte: Rexroth.

Como a bomba apresentará uma vazão específica, pode-se adicionar válvulas reguladoras de fluxo afim de conferir a vazão específica de cada entrada dos cilindros. Além disso, para o perfeito da bomba é necessário que haja fluido suficiente. Desta forma, é recomendado que o volume do reservatório seja pelo menos 3 vezes maior que a vazão volumétrica da bomba.

3.5.3 Comando hidráulico

Para o movimento do pistão dos cilindros, deve ser utilizado blocos de comando que o acionem tanto para o avanço quanto para o retorno. O bloco deve de ser selecionado de acordo com a pressão e vazão do sistema.

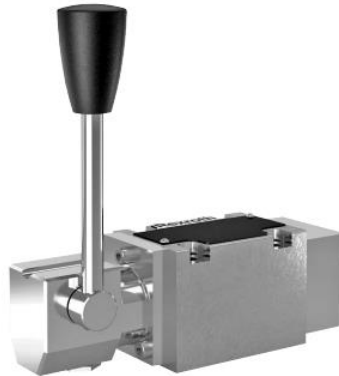
Para o trabalho em questão foi selecionado a válvula de carretel direcional, de acionamento direto, do tipo WMM, sendo descrita na tabela 10 e mostrada na figura 41.

Tabela 10: Características da válvula.

Válvula direcional	
Acionamento	Direto/manual
Tipo	WMM
Tamanho nominal	6
Pressão máxima de operação (Bar)	315
Vazão máxima (l/min)	60

Fonte: Autoria própria

Figura 40: Comando hidráulico.



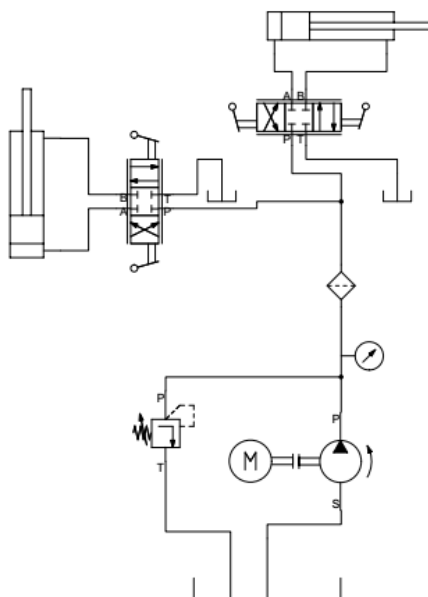
Fonte: Rexroth.

Diante do exposto, como há bastante margem da capacidade da válvula na pressão e vazão em relação ao sistema, a válvula pode suportar as vazões máximas de todas as linhas, sendo esta considerada adequada ao projeto.

3.5.4 Circuito hidráulico

Um circuito hidráulico, ou esquema hidráulico, exibe a tubulação e elementos de um fluxo físico de processos. Este tipo de diagrama fornece a base para o desenvolvimento de esquemas de controle de sistemas. A figura 42 apresenta um circuito hidráulico simplificado do projeto.

Figura 41: Circuito hidráulico.



Fonte: Autoria própria.

3.6 ROLAMENTO

No projeto em questão, o rolamento será o responsável pelo giro do guindaste sem que haja atrito e conseqüentemente desgaste nas peças. Para a adequada seleção do rolamento, é realizada o cálculo da carga estática ou dinâmica do mesmo.

Considera-se que o projeto se trata de uma situação estática com $n < 10 \text{rpm}$. A força F_y , correspondente ao peso do guindaste, de 3451,4 N, e a F_x , que se trata da força horizontal na coluna devido o momento proveniente do içamento da carga, sendo 5471,67 N.

Por se tratar de um rolamento que irá receber cargas na vertical e horizontal, optou-se pela utilização de um rolamento cônico. Para a seleção deste, primeiramente foi calculado um fator de carga “e” dada pela razão entre a carga axial a carga radial, resultando em valor de 0,63. Com esse valor, no catalogo da SKF, foi realizada a busca de rolamento com diâmetro externo próximo ao diâmetro interno da estrutura onde ele seria acoplado. Assim, o rolamento selecionado possui um diâmetro externo de 130 mm e um diâmetro interno de 80 mm, com carga estática de 275 kN.

Para analisar se o rolamento suportaria as cargas atuantes sobre ele, através da equação 17, foi calculado a carga estática equivalente, resultando em 5596,98N, sendo determinada também, através da equação 16, a capacidade de carga estática em função da equivalente utilizando o fator de esforço estático de 2,5. A capacidade de carga estática resultante foi de aproximadamente 14kN.

É possível observar que a capacidade de carga do rolamento é alta, desta forma ele suporta as cargas solicitantes com facilidade. Vale ressaltar que a seleção do mesmo se deu com base em suas dimensões também, justificando a robustez deste rolamento.

4. ANÁLISE ESTRUTURAL POR ELEMENTOS FINITOS

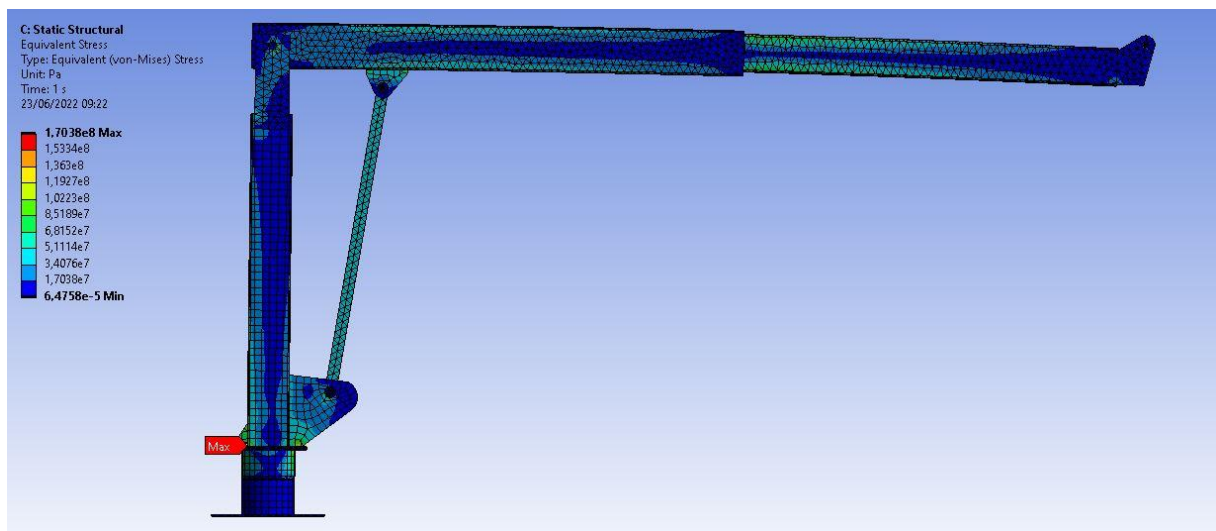
4.1 ESTRUTURA

Após a realização dos cálculos analíticos, com o objetivo de validar a metodologia utilizada para o dimensionamento do equipamento proposto, foram feitas as análises de tensões e deformações, utilizando software de elementos finitos para o suporte.

Para o modelo desenvolvido, ressalta-se que todas as etapas de pré-processamento foram cuidadosamente aplicadas, principalmente do ponto de vista da discretização do mesmo. As malhas apresentaram um tamanho de 2mm para a estrutura e de 0,5mm para o pino, sendo a de geometria tetraédrica a que compunha a maior área do miniguindaste.

Para a simulação, considerou-se a carga na extremidade da lança retrátil no valor de 300kg, e as condições de contorno foram aplicadas à base da estrutura como engaste. Além disso, o cilindro hidráulico foi considerado no modelo como uma barra rígida, apenas visando apresentar os resultados na posição considerada mais crítica para o equipamento, que é na configuração onde a haste e a coluna formam um ângulo de 90°. Na figura 43 é apresentado o resultado da análise de tensão de Von Mises no guindaste.

Figura 42: Análise de MEF para tensão.

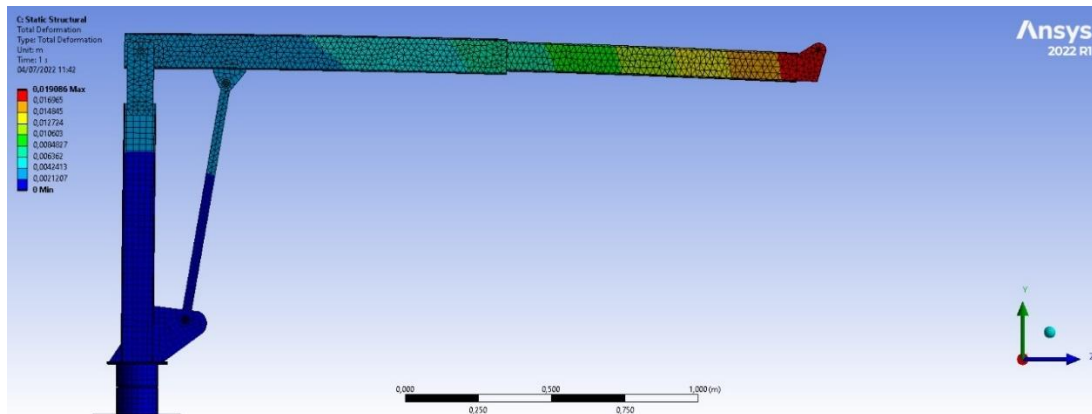


Fonte: Autoria própria.

De acordo com os resultados obtidos, é possível observar que a máxima região de tensão foi de aproximadamente 170MPa, sendo esse valor, o valor da tensão admissível, é comprovada a segurança do projeto.

Na Figura 44 é apresentado o resultado de deformação da estrutura com a aplicação da carga máxima de projeto. Nota-se que o deslocamento maior se apresenta na extremidade da lança como esperado. O valor da deflexão máxima foi de aproximadamente 19 mm, sendo considerado é aceitável dada a extensão da lança.

Figura 43: Análise de Deformação.



Fonte: Autoria própria.

Vale destacar que a apresentação da forma deformada nos resultados numéricos está em uma escala exagerada apenas para fins de facilitar a visualização.

5. CONCLUSÕES

Com o projeto apresentado, foi proposto a concepção de um guindaste aplicável para levantamento de cargas de até 300 kg, levando em consideração critérios bastante rigorosos do ponto de vista da tensão admissível dos materiais aplicados. E em sequência, através da análise computacional, foi realizada a análise de tensões em toda estrutura, indicando os pontos críticos e corroborando o dimensionamento assertivo dos componentes dentro dos padrões de um projeto de engenharia considerado seguro.

O sistema hidráulico foi dimensionado de maneira a automatizar o funcionamento do equipamento. No entanto, ressalta-se que a utilização de um macaco hidráulico de acionamento manual por alavanca seria uma opção para o levantamento da lança, mas sob o custo de ser um processo lento e cansativo ao usuário. Vale destacar ainda que o sistema de giro também poderia ser acionado por um cilindro ou outro atuador eletromecânico, mas optou-se pela simplicidade do projeto em termos de custos e processos de fabricação.

Segundo a norma 14768, além do dimensionamento dos componentes do guindaste, deve-se também realizar o cálculo das soldas bem como a vida em fadiga dos componentes, o que pode ser realizados em trabalhos futuros.

O sobrechassi, componente acoplado no chassi do automóvel, também pode ser elaborado levando em consideração algumas características do projeto, bem como sua aplicação.

Por fim, o desenho técnico dos componentes é apresentado no apêndice deste trabalho para fins de auxílio na possível fabricação de protótipo.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Fabricação de protótipo do guindaste e concepção de projeto para fixação em veículo;
- Análise da solda dos componentes do guindaste, avaliando a resistência mecânica às solicitações apresentadas;
- Implementação de um sistema de controle automático para o guindaste;
- Estudo de viabilidade do projeto;
- Adaptação do guindaste com mecanismo de auxílio ao embarque e desembarque de PCD's.

6. REFERÊNCIAS

- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 14678 - Cálculo de Equipamentos para Levantamento e Movimentação de Cargas**, São Paulo, 2021.
- ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 8400 - Cálculo de Equipamentos para Levantamento e Movimentação de Cargas**, São Paulo, 2019.
- AECWEB. **Guindaste móvel sobre esteiras pode movimentar cargas a longo alcance**. Disponível em : < <https://www.aecweb.com.br/revista/materias/guindaste-movel-sobre-esteiras-pode-movimentar-cargas-a-longo-alcance/8511>> Acessado em 20/02/2022
- ESSS. **Metodo dos elementos finitos: O que é?**. Disponível em : < <https://www.esss.co/blog/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/> > Acessado em 03/05/2022
- HIBBELER, R. C. **Estática: Mecânica para engenharia**. 14º Ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2017.
- HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 7º Ed. São Paulo : Pearson Prentice Hall, 2010.
- JEFFERSON. **O que é um sistema hidráulico?**. Disponível em : < SIGNIFICADOS. **Significado de cisalhamento**. Disponível em : < <https://www.jefferson.ind.br/conteudo/sistema-hidraulico-o-que-e.html#:~:text=Os%20componentes%20do%20sistema%20hidr%C3%A1ulico,as%20v%C3%A1lvulas%20e%20os%20atuadores>>. Acessado em: 23/04/2022
- LAFEAETE. **Entenda a diferença entre Munk x Guindaste**. Disponível em : < <https://www.lafaetelocacao.com.br/artigos/diferenca-entre-guindaste-e-munck/>> Acessado em 20/02/2022
- LIMA, C. A; BEZERRA, F.S; SOUZA, S. P. **Desenvolvimento de mini guindaste para caminhonete**. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade São Francisco. São Paulo, 2014.
- LISTA R. N. **Dimensionamento da estrutura de um guindaste tipo Munk** . Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal Fluminense. Niterói, 2019.
- MELCONIAN, S. **Elemento de máquinas: Engrenagens, Correias, Rolamentos, Chaveta, Molas, Cabos de aço, Árvores** . 9º Ed. Saraiva educação s/a, 2008.
- ML. **Quais os principais tipos de guindastes?**. Disponível em : < <http://www.mlguindastes.com.br/2020/09/02/quais-os-principais-tipos-de-guindastes/>> Acessado em 20/02/2022

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada**. 4º Ed. Porto Alegre : Bookman, 2013.

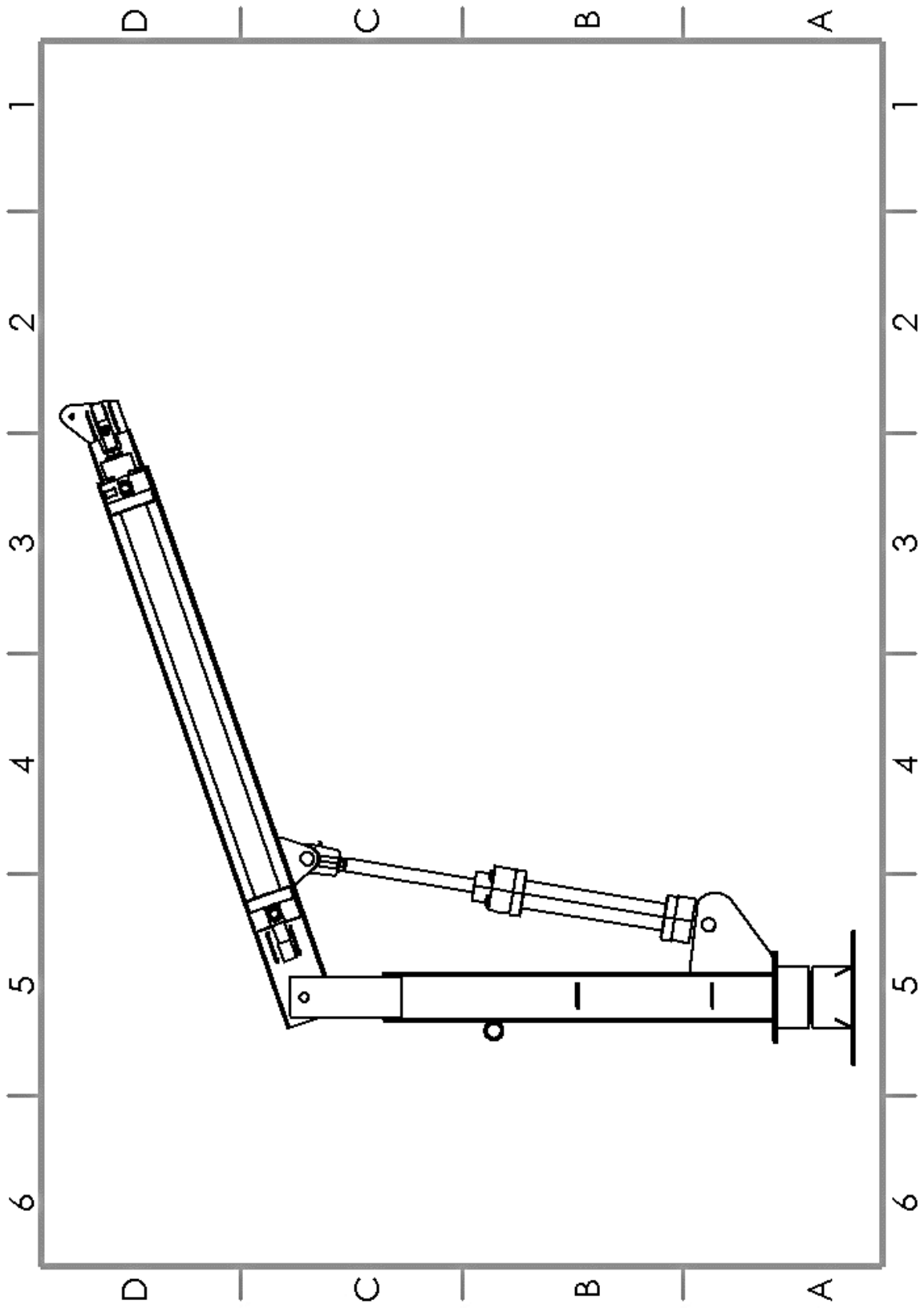
PALMIEIRI, A. C. **Manual de hidráulica básica**. 10º Ed. Porto Alegre 1997.

PRADO, R. P; VAZ, R. T; OLIVEIRA, R. P. **Projeto de um sistema de manipulação de cargas** . Trabalho de Conclusão de Curso – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte, 2019.

SIGNIFICADOS. **Significado de cisalhamento**. Disponível em :
<[SIMÕES, R. M. Y. **Sistema Hidráulicos e Pneumáticos**. 1º Ed. Londrina: Editora e distribuidora Educacional S.A. 2016.](https://www.significados.com.br/cisalhamento/#:~:text=O%20que%20%C3%A9%20o%20Cisalhamento%3A&text=No%20%C3%A2mbito%20da%20F%C3%ADsica%2C%20a,que%20agem%20em%20dire%C3%A7%C3%B5es%20semelhantes.> Acessado em 02/04/2020</p>
</div>
<div data-bbox=)

TEIXEIRA G. G. I. **Guindaste móvel com lança retrátil para operações portuárias**. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal Fluminense. Niterói, 2015.

APÊNDICE 1 – MODELO PROPOSTO



APÊNDICE 2 – ALCANCE

