



## PROJETO DE GRADUAÇÃO II

Título do Projeto :

**GUINDASTE MÓVEL COM LANÇA RETRÁTIL  
PARA OPERAÇÕES PORTUÁRIAS**

Do autor (2015) :

**GUILHERME GALVÃO D'IMPÉRIO TEIXEIRA**

Orientador :

**STELLA MARIS PIRES DOMINGUES**

GUILHERME GALVÃO D'IMPÉRIO TEIXEIRA

# **GUINDASTE MÓVEL COM LANÇA RETRÁTIL PARA OPERAÇÕES PORTUÁRIAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado  
ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade  
Federal Fluminense, como requisito parcial para  
obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Orientador:

Prof. STELLA MARIS PIRES DOMINGUES

Niterói  
2015

Ficha Catalográfica elaborada pela Biblioteca da Escola de Engenharia e Instituto de Computação da UFF

T266 Teixeira, Guilherme Galvão D'Império

Guindaste móvel com lança retrátil para operações portuárias /  
Guilherme Galvão D'Império Teixeira – Niterói, RJ: [s.n.], 2015.  
107 f.

Trabalho (Conclusão de Curso) – Departamento de Engenharia  
Mecânica, Universidade Federal Fluminense, 2015.

Orientador: Stella Maris Pires Domingues.

1. Guindaste Portuário. 2. Porto Marítimo I. Título.

CDD 621.873



UNIVERSIDADE FEDERAL FLUMINENSE  
TCE - Escola de Engenharia  
TEM - Departamento de Engenharia Mecânica

## PROJETO DE GRADUAÇÃO II

### AVALIAÇÃO FINAL DO TRABALHO

**Título do Trabalho:**

GUINDASTE MÓVEL COM LANÇA RETRÁTIL PARA OPERAÇÕES PORTUÁRIAS

**Parecer do Professor Orientador da Disciplina:**

- Grau Final recebido pelos Relatórios de Acompanhamento:

- Grau atribuído ao grupo nos Seminários de Progresso:

**Parecer do Professor Orientador:**

Nome e assinatura do Prof. Orientador:

Prof.: Stella Maris Pires Domingues

Assinatura:

**Parecer Conclusivo da Banca Examinadora do Trabalho:**

Projeto Aprovado sem restrições

Projeto Aprovado com restrições

Prazo concedido para cumprimento das exigências: / / 2015

Discriminação das exigências e/ou observações adicionais:



UNIVERSIDADE FEDERAL FLUMINENSE  
TCE - Escola de Engenharia  
TEM - Departamento de Engenharia Mecânica

---

## PROJETO DE GRADUAÇÃO II

### AVALIAÇÃO FINAL DO TRABALHO (continuação)

Aluno : Guilherme Galvão D'Império Teixeira

Grau : 8,5 (oito e meio)

Composição da Banca Examinadora :

Prof.: Felipe Bastos de Freitas Rachid

Assinatura :

Prof.: José Luiz Ferreira Martins

Assinatura :

Prof.: Stella Maris Pires Domingues

Assinatura :

Data de Defesa do Trabalho : 09 / 07 / 2015

Departamento de Engenharia Mecânica, 17 / 07 / 2015

## **DEDICATÓRIA**

Dedico este trabalho de conclusão a todos os familiares e amigos que me acompanharam ao longo desta etapa da minha vida. Em especial:

- aos meus pais, Paulo e Janice, cujo amor, carinho, dedicação e paciência foram fundamentais no meu amadurecimento pessoal e acadêmico e serão, a partir de agora, no profissional. E por sempre se esforçarem ao máximo para conseguir oferecer aos filhos a melhor educação possível e estimularem em nós o desejo de aprender de verdade;
- aos meus irmãos, Rodrigo e Renato, pelo companheirismo e amizade e por todos os momentos que passamos juntos seja conversando, jogando futebol, videogame ou até mesmo brigando;
- aos quatro acima, por me mostrarem a importância e o significado real de ter uma família;
- à minha namorada, Júlia, por me dar seu amor, carinho e companheirismo, por ter paciência nos momentos em que eu estava sobrecarregado e por estar sempre me esperando com o sorriso mais lindo de se ver.

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço aos meus familiares; aos novos amigos conquistados no curso de Engenharia Mecânica; aos amigos que mantive desde o colégio e que são parte fundamental em minha vida; à professora Stella Maris Pires Domingues, professora e coordenadora do Departamento de Engenharia Mecânica, orientadora do presente projeto, que ofereceu todo o incentivo e apoio necessário na elaboração do mesmo; e a todos que se puseram à disposição e ajudaram de qualquer forma na construção deste Trabalho de Conclusão de Curso.

## RESUMO

Os processos de globalização provocam grande aumento do comércio internacional e, conseqüentemente, o aumento do volume de operações portuárias. Os portos são a principal via brasileira de entrada e saída de produtos, sendo, portanto, fator fundamental na economia nacional. Para se tornar competitivo no mercado mundial e garantir fluxo constante de cargas através das fronteiras marítimas, é necessário que os portos estejam munidos de equipamentos versáteis e de grande velocidade de operação. Alguns dos principais equipamentos utilizados em portos têm como finalidade a movimentação de carga. Entre eles podem ser destacados os guindastes montados sobre caminhões.

Este projeto abrange o dimensionamento e seleção dos elementos principais de um guindaste, com lança retrátil, a ser fixado em um caminhão, a ser utilizado em ambiente portuário para operações comuns de levantamento e rearranjo de carga. A análise compreende as etapas de classificação do equipamento, seleção de material, dimensionamento da estrutura, seleção dos mecanismos e elementos de fixação, teste de fadiga, cálculo de um sistema de giro e cálculos de estabilidade.

Uma breve análise de custos indica a viabilidade do projeto quando comparado ao custo de equipamentos similares no mercado. Desta forma, a metodologia do estudo se mostrou adequada ao contexto em que se insere.

***Palavras-Chave:*** guindaste portuário; porto marítimo.

## **ABSTRACT**

Globalization processes cause great increase in international trade and, therefore, increase the volume of port operations. Ports are the main gate for entrance and exit of products in Brazil, making it a highly important factor in national economy. To become competitive in the worldwide market and maintain constant flux of cargo through our maritime frontiers, it is necessary that the ports are provided with versatile and agile equipments for operation. Some of the main equipments used in ports have the objective of cargo moving. Among these equipments, mobile cranes can be highlighted.

This project covers dimensioning and selection of the main elements of a mobile crane with retractable boom that is meant to be used in Ports for daily cargo lifting and rearrangement operations. The analysis comprehends the following steps: equipment classification, material selection, main structure dimensioning, mechanism and fixation elements selection, fatigue tests and calculations regarding the structures spinning device and stability tests.

A short cost analysis indicates that the project is viable when compared to similar equipments in the market. This information shows that the methods used in this study are adequate to the context in case.

***Key-Words:*** *portuary crane; maritime port.*

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

- Figura 1.1: Grua torre, f 18*
- Figura 1.2: Ponte rolante, f 19*
- Figura 1.3: Guindaste giratório fixo, f 19*
- Figura 1.4: Guindaste de bordo, f 20*
- Figura 1.5: Grua lateral, f 20*
- Figura 1.6: Empilhadeira, f 21*
- Figura 1.7: Guindaste móvel, f 21*
- Figura 2.1: Desenho esquemático do equipamento a ser projetado, f 24*
- Figura 3.1: Forças sobre as lanças na horizontal com lança secundária retraída, f 30*
- Figura 3.2: Forças sobre as lanças a 30° com lança secundária retraída, f 30*
- Figura 3.3: Forças sobre as lanças a 30° com lança secundária estendida, f 30*
- Figura 3.4: Forças sobre as lanças a 70° com lança secundária retraída, f 31*
- Figura 3.5: Forças sobre as lanças a 70° com lança secundária estendida, f 31*
- Figura 3.6: Diagrama de forças na lança principal a 30°, f 32*
- Figura 3.7: Diagrama de forças projetadas ao eixo  $x'$ , f 32*
- Figura 3.8: Diagrama de esforço cortante, f 33*
- Figura 3.9: Diagrama de momento fletor, f 34*
- Figura 3.10: Equilíbrio de forças nas lanças a 70°, f 39*
- Figura 3.11: Diagrama de forças projetadas ao eixo  $y'$ , f 39*
- Figura 3.12: Posição de máximo momento fletor na lança secundária, f 41*
- Figura 3.13: Posição de máxima compressão na lança secundária, f 44*
- Figura 3.14: Esforço de flexão na lança principal, f 46*
- Figura 3.15: Esforço de compressão na lança principal, f 46*
- Figura 3.16: Esforço de flexão na lança secundária, f 47*
- Figura 3.17: Esforço de compressão na lança secundária, f 47*
- Figura 4.1: Pistões do equipamento, f 48*
- Figura 4.2: Pistão CDH1-MS2, f 49*
- Figura 4.3: Diagramas de forças contrárias ao pistão principal, f 51*
- Figura 4.4: Pistão CDH1-MP5, f 52*
- Figura 5.1: Trilho Hevi-Rail, f 53*
- Figura 5.2: Corte do trilho, f 54*
- Figura 5.3: Corte dos rolamentos, f 55*
- Figura 5.4: Fixações do pistão secundário, f 57*

*Figura 5.5: Desenho técnico dos pistões CDH1-MS2, f 58*

*Figura 5.6: Tabela dimensional dos pistões CDH1-MS2, f 58*

*Figura 5.7: Fixações do pistão principal, f 60*

*Figura 5.8: Desenho técnico dos pistões CDH1-MP5, f 61*

*Figura 5.9: Tabela dimensional dos pistões CDH1-MP5, f 61*

*Figura 5.10: Exemplo de pino mecânico, f 64*

*Figura 5.11: Exemplo de conjunto moitão x gancho, f 67*

*Figura 5.12: Moitão Shorty J, f 67*

*Figura 5.13: Apoio frontal, f 70*

*Figura 6.1: Localização da seção crítica J, f 74*

*Figura 7.1: Motor Rexroth, f 85*

*Figura 7.2: Exemplo de redução com engrenagens de dentes retos, f 89*

*Figura 8.1: Exemplo de sistema de estabilização com sapatas, f 93*

*Figura 8.2: Pistão CDH1-MS2, f 98*

## LISTA DE TABELAS

*Tabela 2.1: Dados iniciais, f 25*

*Tabela 2.2: Propriedades do aço ASTM A-572 Grau 50, f 25*

*Tabela 2.3: Classificação da estrutura, fator de segurança e coeficiente de majoração, f 26*

*Tabela 2.4: Representação de posições críticas, f 27*

*Tabela 4.1: Especificações do cilindro hidráulico para acionamento da lança retrátil, f 50*

*Tabela 4.2: Especificações do cilindro hidráulico para angulação da lança, f 52*

*Tabela 5.1: Detalhes preliminares do trilho, f 54*

*Tabela 5.2: Detalhes do trilho e do rolamento, f 56*

*Tabela 5.3: Especificações do conjunto Trilho-Rolamentos, f 57*

*Tabela 5.4: Pinos de fixação do pistão secundário, f 60*

*Tabela 5.5: Pinos de fixação do pistão principal, f 64*

*Tabela 5.6: Pinos de rotação da lança, f 66*

*Tabela 5.7: Classificação do cabo segundo a NBR 8400, f 68*

*Tabela 5.8: Especificações do cabo, f 69*

*Tabela 5.9: Especificações do moitão, f 70*

*Tabela 5.10: Especificações do apoio da lança em repouso, f 73*

*Tabela 6.1: Parâmetros para o fator de modificação de superfície de Marín, f 79*

*Tabela 6.2: Efeito da temperatura de operação na resistência à fadiga do aço, f 81*

*Tabela 6.3: Fatores de confiabilidade  $k_c$  correspondentes a 8% de desvio padrão do limite de resistência à fadiga, f 82*

*Tabela 7.1: Velocidade de giro e aceleração angular, f 87*

*Tabela 7.2: Especificações do motor de giro, f 88*

*Tabela 7.3: Especificações das engrenagens do sistema de redução, f 92*

*Tabela 8.1: Especificações do pistão de acionamento das sapatas, f 99*

*Tabela 9.1: Custos das partes, f 101*

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$  – Área de seção

$A_{\text{seção,pino}}$  – Área de seção do pino

$A_x$  – Reação no pino da base da lança projetada na direção  $x'$

$A_y$  – Reação no pino da base da lança projetada na direção  $y'$

$B_x$  – Reação na fixação do pistão principal projetada na direção  $x'$

$B_y$  – Reação na fixação do pistão principal projetada na direção  $y'$

$C$  – Curso do pistão

$C_f$  – Coeficiente aerodinâmico

$C_g$  – Capacidade do gancho

$C_{\text{total}}$  – Carga total do caminhão

$d_{\text{cabo}}$  – Diâmetro do cabo

$d_{\text{giração}}$  – Raio de giração

$D_{\text{pino}}$  – Diâmetro do pino

$D_{\text{rolamento}}$  – Diâmetro do rolamento

$D_h$  – Extensão das sapatas

$D_p$  – Diâmetro das polias

$D_{p,n}$  – Diâmetro primitivo da engrenagem  $n$

$e$  – Espessura

$E$  – Módulo de Young

$F$  – Força Peso da carga

$F_{\text{apoio}}$  – Força sobre o apoio

$F_{\text{trilho}}$  – Força sobre os trilhos

$F_{\text{comp}}$  – Força de compressão

$F.S_{\text{cabo}}$  – Fator de segurança do cabo

$F_{\text{tombamento}}$  – Força de projeto causadora de tombamento

$F_w$  – Força devido à ação do vento

$I$  – Momento de inércia

$J_{\text{conjunto}}$  – Momento de inércia do conjunto

$M$  – Momento fletor

$m$  - Massa

$n$  – Velocidade de rotação

$n_{\text{rolamentos}}$  – Número de rolamentos

$n_c$  – Número de cabos

$n_s$  – Número de sapatas

$p$  – Pressão aerodinâmica

$P$  - Peso

$P_{\text{engrenagens}}$  – Passo das engrenagens

$Q_{\text{pinos}}$  – Cortante sobre os pinos

$R_x$  – Reação horizontal

$R_y$  – Reação vertical

$S_g$  – Tensão devido ao peso próprio

$S_l$  – Tensão devido à carga

$S_n$  – Tensão limite de resistência à fadiga

$S_w$  – Tensão devido ao vento

$T_{\text{cabo}}$  – Tensão de projeto no cabo

$T$  - Torque

$V$  – Força cortante

$W_x$  – Módulo de resistência à flexão no eixo  $x$

$Z_n$  – Número de dentes da engrenagem  $n$

$\alpha_{\text{conjunto}}$  – Aceleração angular do conjunto

$\sigma_a$  – Amplitude de tensão normal

$\sigma_{adm}$  – Tensão normal admissível

$\sigma_e$  – Tensão de escoamento

$\sigma_m$  – Tensão normal média

$\sigma_{max}$  – Tensão normal máxima

$\sigma_{min}$  – Tensão normal mínima

$\sigma_r$  – Tensão limite de ruptura

$\sigma_{xa}$  – Tensão limite de fadiga

$\tau_{amd}$  – Tensão cisalhante admissível

$\psi$  – Coeficiente dinâmico

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>17</b>
<b>1.1. BREVE HISTÓRICO DO SISTEMA PORTUÁRIO BRASILEIRO.....</b>	<b>17</b>
<b>1.2. CENÁRIO ATUAL NA INDÚSTRIA PORTUÁRIA.....</b>	<b>18</b>
<b>1.3. DIFERENTES TIPOS DE EQUIPAMENTOS DE MOVIMENTAÇÃO DE CARGAS</b>	<b>19</b>
<b>1.4. MOTIVAÇÃO E EQUIPAMENTO ESCOLHIDO .....</b>	<b>22</b>
<b>2. EQUIPAMENTO A SER PROJETADO .....</b>	<b>24</b>
<b>2.1. OBJETIVO.....</b>	<b>24</b>
<b>2.2. CLASSIFICAÇÃO DE ACORDO COM A NORMA NBR 10852.....</b>	<b>24</b>
<b>2.3. DESENHO ESQUEMÁTICO DAS PARTES A SEREM PROJETADAS .....</b>	<b>25</b>
<b>2.4. ENTRADA DE DADOS E POSIÇÕES POSSÍVEIS.....</b>	<b>25</b>
<b>3. DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA .....</b>	<b>30</b>
<b>3.2. DIMENSIONAMENTO DA LANÇA PRINCIPAL .....</b>	<b>33</b>
3.2.1. Lança principal a 30° com lança secundária estendida .....	33
3.2.2. Lança principal a 70° com lança secundária retraída .....	40
<b>3.3. DIMENSIONAMENTO DA LANÇA SECUNDÁRIA.....</b>	<b>42</b>
3.3.1. Lança principal a 30° com lança secundária estendida .....	42
3.3.2. Lança principal a 70° com lança secundária retraída .....	45
<b>3.4. GENERALIZAÇÃO.....</b>	<b>46</b>
<b>4. DIMENSIONAMENTO DOS PISTÕES.....</b>	<b>49</b>
<b>4.1. DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DO PISTÃO DA LANÇA RETRÁTIL .....</b>	<b>49</b>
<b>4.2. DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DO PISTÃO DA LANÇA PRINCIPAL .....</b>	<b>51</b>
<b>5. DIMENSIONAMENTO DOS MECANISMOS E ELEMENTOS DE FIXAÇÃO.....</b>	<b>54</b>
<b>5.1. TRILHOS INTERNOS DE MOVIMENTAÇÃO DA LANÇA RETRÁTIL .....</b>	<b>54</b>
<b>5.2. FIXAÇÃO DO PISTÃO SECUNDÁRIO .....</b>	<b>58</b>
<b>5.3. FIXAÇÃO DO PISTÃO PRINCIPAL .....</b>	<b>61</b>
<b>5.4. PINOS DA LANÇA .....</b>	<b>65</b>
<b>5.5. FIXAÇÃO DA CARGA.....</b>	<b>67</b>
<b>5.6. APOIO FRONTAL.....</b>	<b>71</b>

5.7. CABINE DO OPERADOR.....	74
<b>6. REVALIDAÇÃO DO DIMENSIONAMENTO E TESTE DE FADIGA DA ESTRUTURA DA LANÇA .....</b>	<b>75</b>
6.1. REVALIDAÇÃO DO DIMENSIONAMENTO .....	75
6.2. TESTE DE FADIGA .....	77
6.2.1. Teste de fadiga pelo critério de Soderberg .....	78
6.2.2. Teste de fadiga de acordo com a norma NBR 8400 .....	84
<b>7. SISTEMA DE GIRO .....</b>	<b>86</b>
7.1. MOTOR .....	86
7.2. REDUÇÃO.....	90
<b>8. SISTEMAS CONTRA TOMBAMENTO LATERAL E LONGITUDINAL.....</b>	<b>94</b>
8.1. TOMBAMENTO LATERAL.....	97
8.2. TOMBAMENTO LONGITUDINAL .....	100
<b>9. ESTIMATIVA DE CUSTO.....</b>	<b>102</b>
<b>10. CONCLUSÕES.....</b>	<b>104</b>
<b>11. REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO.....</b>	<b>105</b>
<b>12. ANEXOS .....</b>	<b>107</b>
12.1. CATÁLOGO DE PISTÕES, REXROTH, A BOSCH GROUP, 44 páginas.....	107
12.2. CATÁLOGO “ROLLER BEARINGS AND LINEAR GUIDEWAYS”, PCB LINEAR, 68 páginas	107
12.3. CATÁLOGO “BLOCOS PARA ELEVAÇÃO JOHNSON”, GUNNEBO, 14 páginas.....	107
12.4. CATÁLOGO DE MOTORES E REDUÇÕES – REXROTH, A BOSCH GROUP, 16 páginas ....	107
12.5. CATÁLOGO DE CAMINHÕES – MAN, 2 páginas.....	107

## **1. INTRODUÇÃO**

### **1.1. BREVE HISTÓRICO DO SISTEMA PORTUÁRIO BRASILEIRO**

Até o ano de 1808, os portos brasileiros eram operados em regime de exclusividade de transações com Portugal, nossa metrópole à época. Isto significava um fluxo de produtos relativamente baixo e constante, sem mudanças na demanda (MESQUITA, “Planejamento Portuário Nacional”, Portos do Brasil, 2014).

Com a promulgação, em 28 de janeiro de 1808, do Decreto de Abertura dos Portos às Nações Amigas pelo príncipe-regente de Portugal, Dom João, esta situação mudou. O Brasil poderia realizar comércio com as Nações aliadas a Portugal, tais como a Inglaterra, principal beneficiada por este decreto. A partir deste momento, aumentaram o fluxo e a diversidade de produtos circulando pelos portos brasileiros (MESQUITA, “Planejamento Portuário Nacional”, Portos do Brasil, 2014).

Em 1846, o Visconde de Mauá fundou a Companhia de Estabelecimento de Ponta da Areia, no porto de Niterói, de onde partiriam navios destinados à cabotagem na costa brasileira, espalhando os importados e recolhendo os produtos a serem exportados. Posteriormente foi concedido o direito de exploração dos portos também à iniciativa privada (MESQUITA, “Planejamento Portuário Nacional”, Portos do Brasil, 2014).

Com a Proclamação da República, a administração dos portos foi privatizada, sendo o Porto de Santos o primeiro a ser organizado e explorado desta forma no Brasil. Sua estrutura foi ampliada podendo receber navios de dimensões consideráveis, dando continuidade ao crescimento da organização portuária brasileira (MESQUITA, “Planejamento Portuário Nacional”, Portos do Brasil, 2014).

Com este constante movimento de crescimento, o setor portuário passou a ser considerado um fator de extrema importância para o desenvolvimento econômico brasileiro e; em 1934, com o Estado Novo, houve um programa reestatizante dos portos (KAPPELL, “Portos Brasileiros: Novo Desafio Para a Sociedade”, 1996)

Sob controle do Estado, a administração dos portos teve seu enfoque alterado da ampliação da estrutura e da demanda, para o estabelecimento de mais rigorosos fatores de segurança. Ao longo da ditadura militar este enfoque acabou por caracterizar o período de maior ineficiência dos portos brasileiros, devido à ampla burocracia exigida.

Em 1993 foi aprovada a Lei de Modernização dos Portos (KAPPELL, “Portos Brasileiros: Novo Desafio Para a Sociedade”, 1996), que estabelecia uma nova regulamentação, com o objetivo de atrair a iniciativa privada. A partir deste momento inicia-se um embate sobre a Reforma Portuária que era vista como requisito fundamental para a retomada do crescimento econômico. As manifestações pró-reformistas exigiam maior incentivo ao desenvolvimento tecnológico visando aumentar a eficiência e reduzir custos. Deste ano em diante, os avanços na indústria portuária foram elevados e se mantêm estáveis até o presente momento.

## 1.2. CENÁRIO ATUAL NA INDÚSTRIA PORTUÁRIA

A economia de um país se fundamenta em comércio interno e externo, nível de renda e poder aquisitivo de sua população, imigração de empresas, investimentos internos e externos e desenvolvimento de tecnologias. Quando um setor está em declínio, a economia do país consegue se sustentar se os outros setores estiverem bem organizados.

O Brasil, como país em desenvolvimento, prioriza atividades comerciais com países já desenvolvidos: matérias primas, bens de consumo e duráveis, via exportação e importação. Uma grande parcela do que é exportado pelo país é composta por grãos, produto de que o Brasil é um dos maiores fornecedores do mundo.

Mesmo com o atual cenário de baixo crescimento apresentado pela economia brasileira, percebe-se um aumento de 10% ao ano no fluxo de mercadorias através dos nossos portos (GLOBO, “A importância dos portos para o crescimento da economia”, 2006).

A atratividade comercial de um país depende diretamente da sua infraestrutura, sendo o setor portuário um fator fundamental. No Brasil, especificamente, os portos marítimos são responsáveis por 95% de todo o fluxo de mercadorias em nossas fronteiras terrestres e marítimas (GLOBO, “A importância dos portos para o crescimento da economia”, 2006).

Com toda a importância deste setor para as atividades comerciais do país, é essencial garantir o seu bom funcionamento para a manutenção do crescimento e sustentação da economia brasileira. Para assegurar a eficiência dos portos nacionais, são necessários rapidez

e segurança na carga e descarga dos navios, carretas e trens, além de agilidade e qualidade na movimentação dos materiais.

### 1.3. DIFERENTES TIPOS DE EQUIPAMENTOS DE MOVIMENTAÇÃO DE CARGAS

Dentro do setor portuário há diversas modalidades de equipamentos de movimentação de carga. Existem equipamentos fixos com partes móveis e equipamentos que são afixados em veículos (caminhões, embarcações).

Os equipamentos fixos possibilitam, além do movimento de levantamento, o deslocamento em apenas uma direção ou em um plano. Alguns dos principais exemplos são:

- Grua Torre (Figura 1.1): equipamento de ambiente externo ideal para trabalho com alturas elevadas e movimentos de telescopagem;
- Ponte Rolante (Figura 1.2): equipamento de ambiente interno ou externo com capacidade de movimento vertical, horizontal e transversal e que suporta, usualmente, até 200 toneladas;
- Guindaste giratório fixo (Figura 1.3): equipamento de uso interno ou externo ideal para movimentação de cargas que requerem pouco espaço físico;



**Figura 1.1: Grua torre**

Fonte: <<http://www.grupovendap.com/grua-torre-50-mts-liebherr--90ld/8147.htm>>

Acesso em 30/09/14



**Figura 1.2: Ponte rolante**

Fonte: <<http://www.febe.com.br/produtos02.htm>> Acesso em 30/09/14



**Figura 1.3: Guindaste giratório fixo**

Fonte: <[http://www.liebherr.com/catXmedia/mcp/Thumbnails/Liebherr\\_FCC\\_230\\_Fixed\\_Cargo\\_slewing\\_Crane\\_Cylinder\\_luffing\\_crane\\_fixed\\_pedestals\\_harbour\\_Port\\_quaysides\\_jetties\\_%20Hafenkran\\_4\\_12967-0\\_W300.jpg](http://www.liebherr.com/catXmedia/mcp/Thumbnails/Liebherr_FCC_230_Fixed_Cargo_slewing_Crane_Cylinder_luffing_crane_fixed_pedestals_harbour_Port_quaysides_jetties_%20Hafenkran_4_12967-0_W300.jpg)> Acesso em 30/09/14

Os equipamentos afixados em veículos possibilitam, além de todos os movimentos dos equipamentos fixos, maior capacidade de deslocamento de carga. Alguns dos principais exemplos são:

- Guindaste de bordo (Figura 1.4): geralmente utilizado quando é difícil o acesso de equipamentos terrestres com as capacidades necessárias;
- Grua lateral (Figura 1.5): equipamento afixado em um caminhão de estrada capaz de levantar contêineres padrão ISO;
- Empilhadeira (Figura 1.6): equipamento de dimensões reduzidas que possibilita grande versatilidade e agilidade na movimentação de pequenas cargas (até 10 toneladas);
- Guindaste móvel (Figura 1.7): equipamento móvel com capacidade de transporte e movimentação de cargas elevadas (até 50 toneladas) com movimento vertical, horizontal e transversal.



**Figura 1.4: Guindaste de bordo**

Fonte: <[http://www.transpi.com.br/noticias/saipem7000\\_01.jpg](http://www.transpi.com.br/noticias/saipem7000_01.jpg)> Acesso em 30/09/14



**Figura 1.5: Grua lateral**

Fonte: <<https://portogente.com.br/images/side.jpg>> Acesso em 30/09/14



**Figura 1.6: Empilhadeira**

Fonte: <[http://www.seaport-pb.com.br/images/galeria\\_fotos/empilhadeira\\_42t\\_00.jpg](http://www.seaport-pb.com.br/images/galeria_fotos/empilhadeira_42t_00.jpg)>  
Acesso em 30/09/14



**Figura 1.7: Guindaste Móvel**

Fonte: <<http://www.sterettequipment.com/wp-content/uploads/2012/04/AC-250-1.jpg>> Acesso em 30/09/14

#### 1.4. MOTIVAÇÃO E EQUIPAMENTO ESCOLHIDO

Observando-se o contínuo crescimento de demanda por agilidade e qualidade em operações portuárias, percebe-se que esta área deve ser foco de investimentos e estudos, tanto na logística quanto nos equipamentos.

Acredito que a busca por formas de aperfeiçoamento de equipamentos deva ser motivação constante na vida de um engenheiro mecânico.

Por estas razões, para complementar o ciclo do curso de Engenharia Mecânica cursado na Universidade Federal Fluminense, escolhi desenvolver este trabalho de conclusão de curso com o dimensionamento de um equipamento inserido na realidade portuária brasileira: um Guindaste Móvel com Lança Retrátil.

## **2. EQUIPAMENTO A SER PROJETADO**

### **2.1. OBJETIVO**

Com base em guindastes comuns em ambientes portuários, o equipamento deste projeto é um Guindaste Móvel com Lança Retrátil com capacidade máxima de levantamento de 20 toneladas (peso de um container de grande porte carregado), comprimento de lança principal de 10 metros e alcance máximo de 15 metros com ângulo de atuação entre 30° e 70°. Desta forma, a lança secundária tem 6 metros de comprimento.

O foco deste projeto é dimensionar as partes que compõem o mecanismo de levantamento e movimentação de carga, seus mecanismos de fixação, movimento e segurança contra tombamento, de acordo com as normas técnicas em vigência.

Por ser um equipamento utilizado em um ambiente específico sujeito a condições atmosféricas, as normas aplicáveis e análises consideram os efeitos do mesmo.

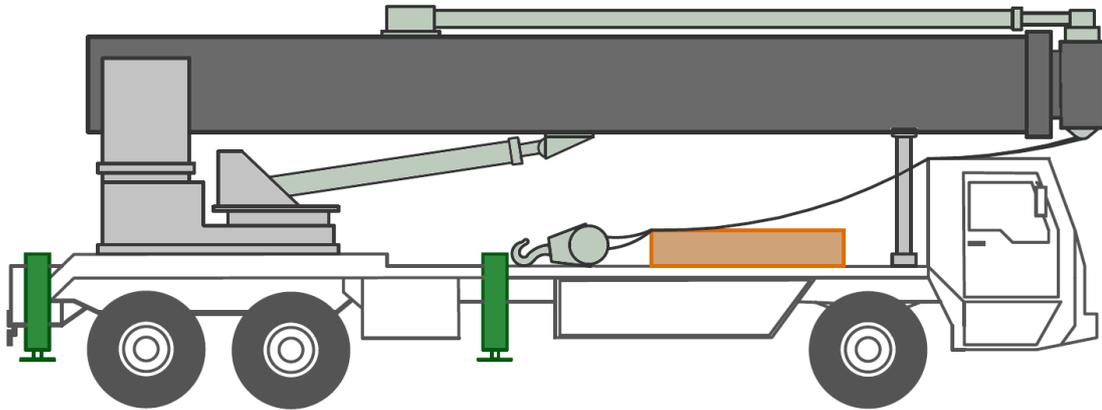
### **2.2. CLASSIFICAÇÃO DE ACORDO COM A NORMA NBR 10852**

De acordo com a norma NBR 10852 (ABNT, “Guindastes de Rodas com Pneus”, 1989), o equipamento é classificado como um guindaste hidráulico com chassi de veículo rodoviário automotor. Esta classificação é feita devido ao fato de o equipamento de levantamento de carga ser montado sobre um veículo pré-existente, não montado pra este devido fim.

Todavia, os cálculos do presente projeto levam em consideração as instruções da norma NBR 8400 (ABNT, “Cálculo de Equipamento para Levantamento e Movimentação de Cargas”, 1984), pois o equipamento é projetado para atuar somente com as rodas travadas e sem se deslocar, igualando-se a um guindaste estacionário ao longo de sua operação.

### 2.3. DESENHO ESQUEMÁTICO DAS PARTES A SEREM PROJETADAS

A Figura 2.1 é uma representação esquemática do equipamento completo e composto de: Veículo motorizado, sapatas laterais, contrapeso, base da estrutura do guindaste, motor de giro do guindaste, lança principal, lança retrátil, pistões principal e secundário.



**Figura 2.1: Desenho esquemático do equipamento a ser projetado**

Fonte: Do autor (2015)

Das partes presentes na Figura 2.1., são projetadas as partes diretamente ligadas ao equipamento. Os elementos dimensionados são: as sapatas, o contrapeso, as lanças, os pistões e os elementos de fixação.

Os pistões são escolhidos de acordo com catálogos de fornecedores devido à ampla disponibilidade e variedade no mercado. Pois, desta forma, os custos de aquisição são inferiores aos de dimensionamento e produção dos mesmos.

Os elementos de fixação considerados são os pinos, as pontas dos pistões e a fixação da carga que será feita por intermédio de um gancho selecionado de fornecedores de mercado.

Após o dimensionamento e seleção das partes do equipamento, há uma análise de custo de produção do mesmo.

### 2.4. ENTRADA DE DADOS E POSIÇÕES POSSÍVEIS

Na fase preliminar do estudo, definem-se as capacidades de carga, dimensões de lança, material da estrutura e o tipo de perfil que são utilizados para o dimensionamento da estrutura. Estes dados estão contidos na Tabela 2.1.

**Tabela 2.1 – Dados iniciais**

Capacidade de carga nominal (ton)	20
Comprimento da lança principal (m)	10
Comprimento da lança retrátil (m)	6
Comprimento máximo do sistema (m)	15
Tipo de perfil	Caixão (500mm x 500mm)
Material da lança	Aço ASTM A-572 Gr. 50

**Fonte: Do autor (2015)**

O aço e o tipo de perfil que utilizados são recomendados com base em histórico de utilização em equipamentos de classe similar por diversas empresas, o que aponta para uma adequação grande deste aço a este tipo de aplicação.

O aço mais utilizado na indústria atualmente é o ASTM A36 que tem um menor custo, porém também possui propriedades mecânicas de menor relevância. Desta forma, se adequa a projetos como estruturas metálicas em geral, passarelas, serralherias, máquinas e implementos agrícolas, os quais não exigem grandes capacidades mecânicas. O aço ASTM A-572 Grau 50 é recomendado para aplicações onde se exigem elevados níveis de propriedades mecânicas, mantendo-se boa tenacidade e soldabilidade, como no projeto em foco.

As propriedades do aço escolhido para a lança são conhecidas e estão contidas na Tabela 2.2.

**Tabela 2.2 – Propriedades do aço ASTM A-572 Grau 50**

Tensão de escoamento (MPa)	345
Limite de resistência à tração (MPa)	450
Massa específica (kg/m <sup>3</sup> )	7850
Módulo de Young (GPa)	205

**Fonte: Do autor (2015)**

Com a norma NBR 8400 calcula-se a classificação do equipamento de acordo com a Tabela 2.3.

Em um ambiente portuário, é comum haver trabalho em dois turnos e até 6 vezes por semana. Desta forma, supõe-se que o equipamento é utilizado 312 dias ao ano, 10 horas por dia e percorrendo 6 ciclos de operação por hora. Espera-se que a máquina tenha uma vida útil

de 25 anos. Desta forma deve suportar  $4,68 \times 10^5$  ciclos ao longo de sua vida. Supõe-se também que o equipamento levante frequentemente cargas da ordem de 10 toneladas, cerca de 50% da sua capacidade total, sobretudo na forma de containers.

**Tabela 2.3 – Classificação da estrutura, fator de segurança e coeficiente de majoração**

Classe de Utilização	C
Estado de Carga	2-Médio
Grupo da Estrutura	5
Fator de Segurança	1,33
Coeficiente de Majoração	1,12

**Fonte: Do autor (2015)**

A classificação C-Médio se refere a um equipamento com utilização regular em serviço intensivo (até  $6,3 \times 10^5$  ciclos de levantamento), que frequentemente levantam a carga nominal e comumente cargas compreendidas entre  $1/3$  e  $2/3$  de sua carga nominal. Esta classificação situa o equipamento no Grupo de Estrutura 5 o que leva a um coeficiente de majoração de 1,12.

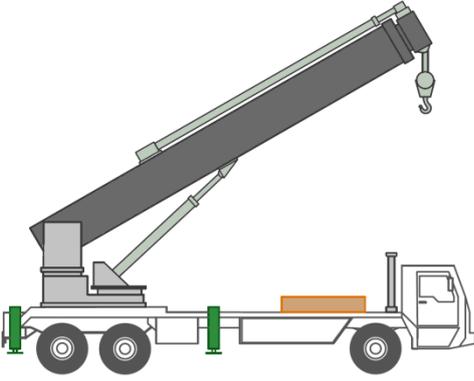
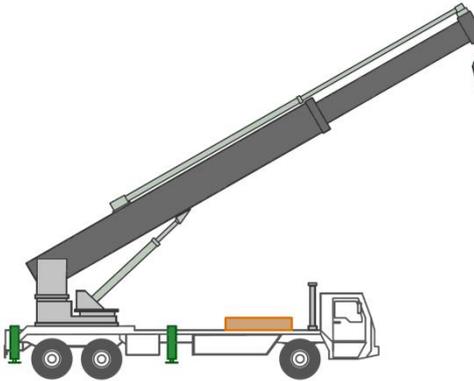
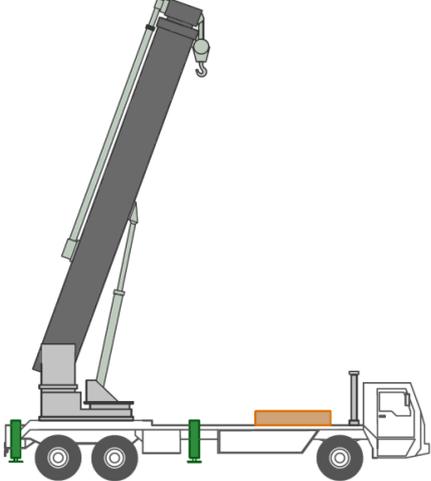
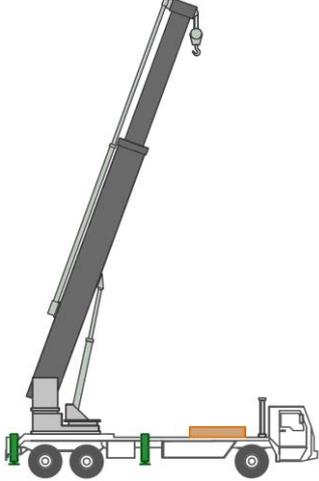
As dimensões e posições exatas dos pistões são definidas posteriormente, mas, para análise do sistema como um todo, é necessário estabelecer valores de referência. As posições e dimensões preliminares dos pistões foram definidas conforme observação de equipamentos similares no mercado.

O pistão principal está afixado na parte inferior da lança principal e na parte frontal da base rotativa. O ponto de fixação do pistão principal na base rotativa está 1 metro à frente e 1 metro abaixo da fixação da lança principal. A outra extremidade deste pistão está fixada a 7 metros da fixação da lança principal na direção do seu comprimento.

O pistão secundário realiza o movimento de extensão da lança secundária. Desta forma, ele tem o mesmo comprimento do movimento somado ao comprimento de suas fixações e de seus elementos internos. Desta forma, seu comprimento aproximado será 7 metros. Ele estará afixado na parte superior da extremidade da lança secundária e na parte superior da lança principal, a 3,5 metros de sua base.

Com o objetivo de ilustrar os casos analisados na etapa do dimensionamento, temos as representações Tabela 2.4. Nela estão contidas as posições principais de lança em operação: a 30° com a lança secundária retraída, a 30° com a lança secundária estendida, a 70° com a lança secundária retraída e a 70° com a lança secundária estendida.

**Tabela 2.4 – Representações de posições críticas**

	Lança Secundária Retraída	Lança Secundária Estendida
Lança a 30°		
Lança a 70°		

**Fonte: Do autor (2015)**

Unindo as informações das propriedades do aço com o coeficiente de segurança, consegue-se encontrar as tensões admissíveis baseados nos critérios estabelecidos pela norma NBR 8400.

O equipamento opera sob a condição de serviço normal com vento limite de serviço de 20m/s. Sendo assim, a norma prevê a utilização do coeficiente de segurança 1,33.

A tensão normal admissível para o material selecionado é dada por:

$$\sigma_{adm} \leq \frac{\sigma_e}{1,33} \quad (2.1)$$

$$\sigma_{adm} \leq \frac{345,0}{1,33}$$

$$\sigma_{adm} \leq 260,0 \text{ MPa}$$

E a tensão cisalhante admissível é dada por:

$$\tau_{adm} \leq \frac{\sigma_{adm}}{\sqrt{3}} \quad (2.2)$$

$$\tau_{adm} \leq \frac{260,0}{\sqrt{3}}$$

$$\tau_{adm} \leq 150,11 \text{ MPa}$$

Como neste caso existe a presença de vento, a verificação do critério de falha se dá seguindo a Equação 2.3, de acordo com a norma NBR 8400.

$$M_x \times (S_G + \psi \times S_L) + S_W \leq \sigma_{adm} \quad (2.3)$$

O coeficiente de majoração é escolhido de acordo com o grupo da estrutura utilizada. Neste caso, trata-se do grupo 5.

$$M_x = 1,12$$

O coeficiente dinâmico é escolhido de acordo com a Tabela 5 da norma NBR 8400 e foi selecionado para um guindaste com lanças que possa operar com velocidades de levantamento de 1,0m/s.

$$\psi = 1,3$$

### **3. DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA**

#### **3.1. ANÁLISE ESTÁTICA**

A análise estática divide-se em 5 situações:

- equipamento em repouso na horizontal;
- lança principal a  $30^\circ$  com a lança secundária retraída;
- lança principal a  $30^\circ$  com a lança secundária estendida;
- lança principal a  $70^\circ$  com a lança secundária retraída;
- lança principal a  $70^\circ$  com a lança secundária estendida.

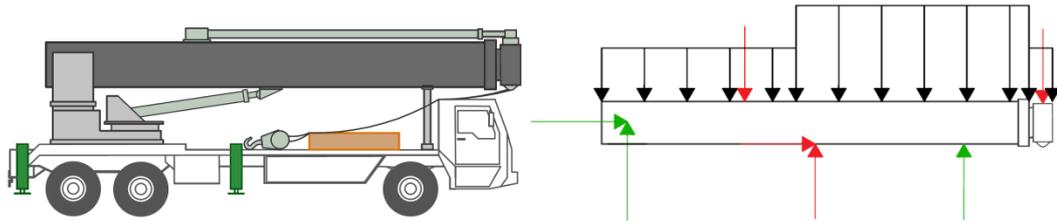
Na primeira situação, a lança pode ser analisada como uma viga engastada em dois pontos e apoiada em um terceiro. Os dois pontos de engaste são o apoio da sua base e o contato com o pistão principal. O ponto de apoio é a coluna de sustentação em repouso.

Nas demais situações, a lança é analisada como uma viga engastada em dois pontos com a extremidade distante do engaste livre. Os dois pontos de engaste são o apoio da sua base e o contato com o pistão principal. Não há ponto de apoio adicional.

Em todos os casos, além das forças citadas acima existem, também, a força peso derivada do peso do pistão secundário (uma parcela em cada uma de suas fixações) e a força peso distribuída derivada do peso próprio da lança principal e da lança secundária.

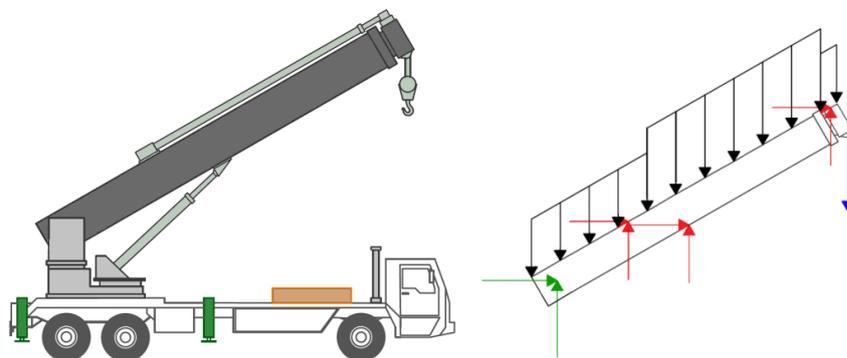
Com exceção do caso em que o equipamento está em repouso, há em sua extremidade uma força derivada da carga sendo levantada.

Os casos estão representados nas Figuras 3.1, 3.2, 3.3 e 3.4. As forças em cor preta são as Forças Peso distribuídas. As forças em cor vermelha são as Forças de Contato dos Pistões. As forças em cor verde são as Forças de Apoio da Estrutura. As forças em cor Azul são as Forças Devido à Carga Levantada.



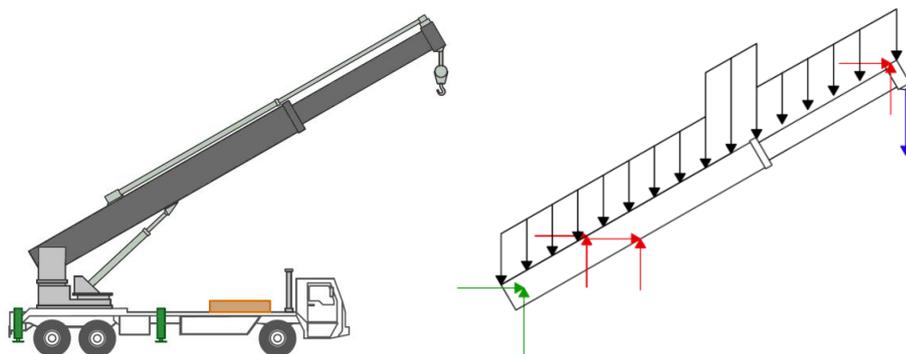
**Figura 3.1: Forças sobre as lanças na horizontal com lança secundária retraída**  
Fonte: Do autor (2015)

Na Figura 3.1, percebe-se que o esforço mais crítico se dará no apoio principal, posicionado próximo à cabine do caminhão.



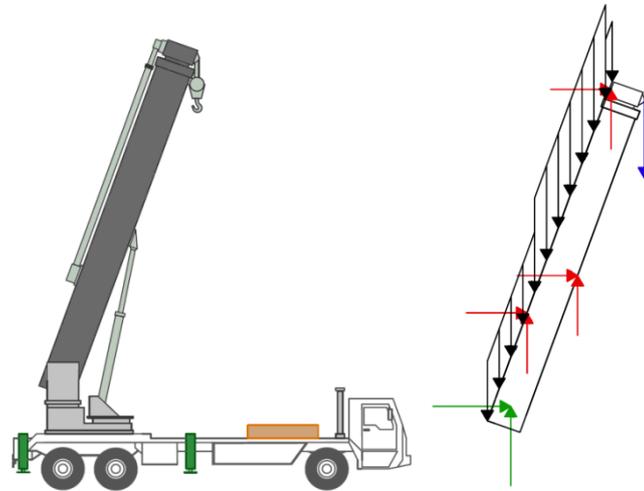
**Figura 3.2: Forças sobre as lanças à 30° com lança secundária retraída**  
Fonte: Do autor (2015)

Na Figura 3.2, percebe-se que o esforço mais crítico é o de compressão e que há um trecho no qual as lanças estão sobrepostas e, desta forma, o esforço causado pelo peso próprio é maior neste local.



**Figura 3.3: Forças sobre as lanças à 30° com lança secundária estendida**  
Fonte: Do autor (2015)

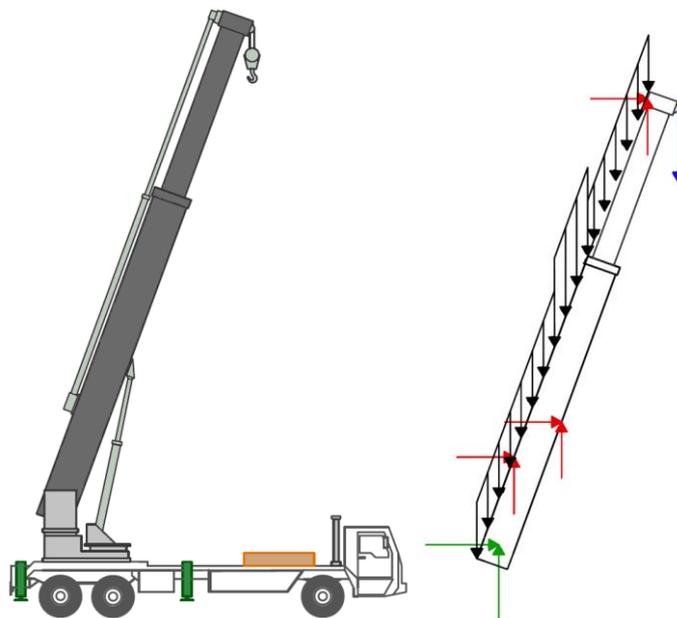
Na Figura 3.3, percebe-se que o esforço mais crítico é o de flexão tanto para a lança principal quanto para a lança secundária. Além disso, há um ponto de sobreposição dos esforços devido ao peso próprio próximos à ponta da lança principal.



**Figura 3.4: Forças sobre as lanças à 70° com lança secundária retraída**

Fonte: Do autor (2015)

Na Figura 3.4, percebe-se que o esforço mais crítico é o de compressão e que há um trecho no qual as lanças estão sobrepostas e, desta forma, o esforço causado pelo peso próprio é maior neste local.



**Figura 3.5: Forças sobre as lanças à 70° com lança secundária estendida**

Fonte: Do autor (2015)

Na Figura 3.5, percebe-se que o esforço mais crítico é o de flexão tanto para a lança principal quanto para a lança secundária. Além disto, há um ponto de sobreposição dos esforços devido ao peso próprio próximos à ponta da lança principal.

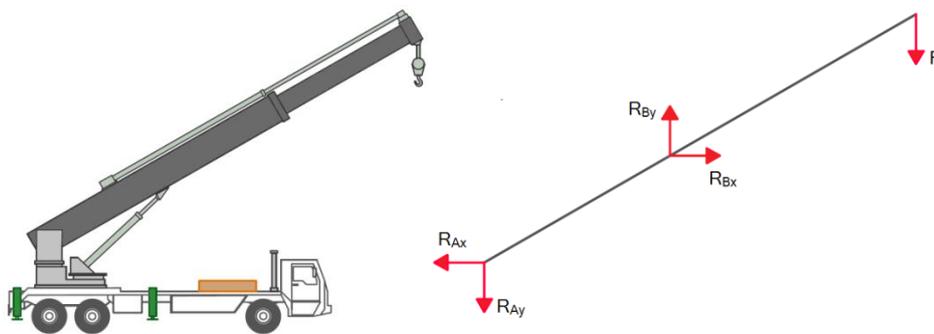
### 3.2. DIMENSIONAMENTO DA LANÇA PRINCIPAL

Para realizar o dimensionamento da lança principal, é necessário ter conhecimento das forças a que ela está submetida em cada uma das posições críticas. As condições analisadas são:

- lança principal a  $30^\circ$  com lança secundária estendida;
- lança principal a  $70^\circ$  com lança secundária retraída.

#### 3.2.1. Lança principal a $30^\circ$ com lança secundária estendida

Nesta posição, tem-se a seguinte situação de cargas atuando na estrutura formada por lança principal e lança secundária:

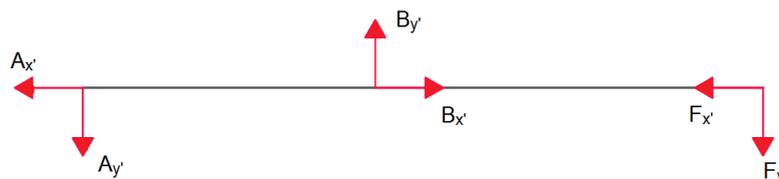


**Figura 3.6: Diagrama de forças na lança principal a  $30^\circ$**

Fonte: Do autor (2015)

Esta situação causa um momento fletor de alto valor. Por isto, o objetivo principal desta etapa é a construção do diagrama de força cortante e momento fletor, com o objetivo de encontrar o máximo momento fletor para prosseguir com o dimensionamento desta lança.

Para melhor visualização e análise, faz-se uma rotação de  $30^\circ$  posicionando a lança na horizontal. Desta forma, são criados novos eixos  $x'$  e  $y'$  para os quais são decompostas as reações em A, B e a força F.



**Figura 3.7: Diagrama de forças projetadas ao eixo  $x'$**

Fonte: Do autor (2015)

Para encontrar a espessura da viga caixão, inicialmente é desconsiderada a carga relativa ao peso, visto que esta só pode ser calculada após a determinação do valor da espessura. Encontrado este valor, é realizada a verificação do critério de falha levando em consideração a atuação do peso.

Realizando a análise considerando equilíbrio da lança, forma-se o seguinte sistema, de onde consegue-se encontrar os valores das reações em A e B perpendiculares à lança.

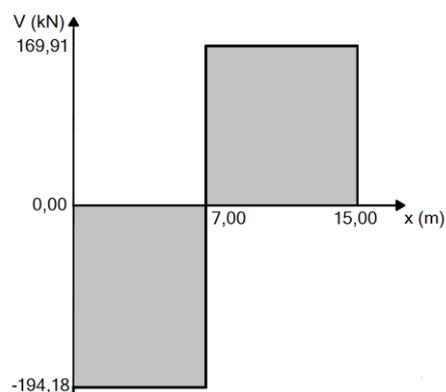
$$\Sigma F_{x'} = B_{x'} - A_{x'} - F_{x'} = 0 \quad (3.1)$$

$$\Sigma F_{y'} = B_{y'} - A_{y'} - F_y = 0 \quad (3.2)$$

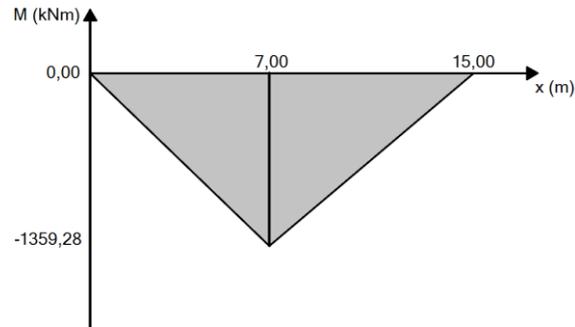
$$\Sigma M_B = 7 \times A_{y'} - 8 \times F_{y'} = 0 \quad (3.3)$$

$$\Sigma M_A = 7 \times B_{y'} - 15 \times F_{y'} = 0 \quad (3.4)$$

Após a resolução do sistema, divide-se a lança em seções (conforme o método usual de análise de tensões em vigas) para construir os diagramas de força cortante (Figura 3.8) e momento fletor (Figura 3.9).



**Figura 3.8: Diagrama de esforço cortante**  
Fonte: Do autor (2015)



**Figura 3.9: Diagrama de momento fletor**

Fonte: Do autor (2015)

A partir dos diagramas, percebe-se que o ponto crítico é aos 7,00m do comprimento da lança, onde há o maior momento fletor. Tendo-se o valor do momento fletor e a tensão normal admissível, calcula-se o módulo de resistência da seção à flexão conforme a Equação 3.5.

$$\sigma_{adm} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W_x} \quad (3.5)$$

$$260,00 \times 10^6 = \frac{1,359 \times 10^6}{W_x}$$

$$W_x = 5,23 \times 10^3 \text{ cm}^3$$

Sabe-se que o módulo de resistência à flexão é igual à razão entre o momento de inércia da seção do perfil e a distancia do seu ponto mais externo à linha neutra. Sendo assim, tem-se a igualdade da Equação 3.6.

$$W_x = \frac{I_{perfil}}{y} \quad (3.6)$$

Onde,

$$y = \frac{50,0}{2} = 25,0 \text{ cm} \quad (3.7)$$

$$I_{perfil} = \frac{l^4}{12} - \frac{(l - 2e)^4}{12} \quad (3.8)$$

$$I_{perfil} = \frac{50,0^4}{12} - \frac{(50,0 - 2e)^4}{12}$$

Resolvendo a igualdade, chega-se à espessura:

$$e = 17,50mm$$

A espessura acima foi calculada sem levar em conta os fatores de peso, vento e peso do pistão secundário. Levando em consideração uma projeção das tensões que estes mecanismos podem adicionar ao sistema, a espessura utilizada é:

$$e = 50,00mm$$

Com este valor de espessura e considerando uma folga de 35mm interna nas faces superior e inferior de contato entre a lança principal e a lança secundária e de 45mm nas faces laterais, calcula-se as dimensões da lança secundária com as Equações 3.9 e 3.10.

$$L_{altura,lança\ secundária} = 500 - (2 \times 50,0) - (2 \times 35,0) \quad (3.9)$$

$$L_{altura,lança\ secundária} = 330,0mm$$

$$L_{largura,lança\ secundária} = 500 - (2 \times 50,0) - (2 \times 45,0) \quad (3.10)$$

$$L_{largura,lança\ secundária} = 310,0mm$$

Sendo assim, a lança secundária é uma viga cheia, com 6 metros de comprimento, e seção retangular de 330,0 x 310,00mm.

A partir do valor de espessura encontrado acima, calculam-se o momento de inércia e o modulo de resistência à flexão reais que são utilizados para a lança principal.

$$I_{\text{perfil}} = 3,08 \times 10^5 \text{ cm}^4$$

$$W_x = 12,32 \times 10^3 \text{ cm}^3$$

Para o teste de aceitação utilizando o critério de falha (Equação 2.3), é necessário determinar o momento máximo causado pelo peso próprio da lança principal, pelo peso da lança secundária, pelo vento e pela própria carga. A partir da análise feita no início deste tópico, sabe-se que o ponto crítico de momento é o apoio do pistão principal.

O momento causado pelo peso próprio é distribuído ao longo de 3 metros a partir do apoio principal. Este é encarado como uma carga concentrada à 1,5 metro do apoio principal. Primeiro é necessário determinar o peso desta parte da lança.

$$P_{\text{principal}} = 3 \times (0,5^2 - 0,4^2) \times 7850 \times 9,81 \quad (3.11)$$

$$P_{\text{principal}} = 20,79 \text{ kN}$$

$$M_{\text{peso,principal}} = 27,01 \text{ kNm}$$

Seguindo o mesmo procedimento para calcular o momento causado pelo peso da lança secundária, considerando, porém, este como sendo uma carga concentrada a 5 metros do apoio principal, obtém-se o seguinte:

$$P_{\text{secundária}} = 6 \times 0,33 \times 0,31 \times 7850 \times 9,81 \quad (3.12)$$

$$P_{\text{secundária}} = 47,27 \text{ kN}$$

$$M_{\text{peso,secundária}} = 205,63 \text{ kNm}$$

O cálculo da carga por ação do vento é feito de acordo com a norma NBR 13129. Seguindo a norma, encontra-se a pressão dinâmica do vento (comum a ambas as lanças) e o

coeficiente da força na direção do vento. Como há duas lanças no sistema, é necessário separar o cálculo da força em cada uma delas.

Na lança principal, tem-se o seguinte:

$$p = 0,125kPa$$

$$C_f = 1,60$$

$$A = 1,5m^2$$

$$F_w = p \times C_f \times A = 0,30kN \quad (3.13)$$

Na lança secundária, tem-se o seguinte:

$$p = 0,125kPa$$

$$C_f = 1,60$$

$$A = 1,65m^2$$

$$F_w = p \times C_f \times A = 0,33kN$$

Sendo assim, o momento máximo causado pelo vento está calculado na Equação 3.14.

$$M_{vento} = 0,30 \times 1,5 + 0,33 \times 5 \quad (3.14)$$

$$M_{vento} = 2,10kNm$$

O momento máximo causado pela carga está calculado na Equação 3.5.

Sendo assim, as tensões causadas por cada um destes fatores são descritas conforme as Equações 3.15, 3.16 e 3.17.

$$S_G = \frac{(M_{\text{peso,principal}} + M_{\text{peso,secundária}})}{W_x} \quad (3.15)$$

$$S_G = \frac{232,64}{12,32 \times 10^{-6}} = 18,88 \text{MPa}$$

$$S_w = \frac{M_{\text{vento}}}{W_x} \quad (3.16)$$

$$S_w = \frac{2,10}{12,32 \times 10^{-6}} = 0,17 \text{MPa}$$

$$S_L = \frac{M_{\text{carga}}}{W_x} \quad (3.17)$$

$$S_L = \frac{1,36 \times 10^3}{12,32 \times 10^{-6}} = 110,39 \text{MPa}$$

Utilizando o critério de falha:

$$M_x \times (S_G + \psi \times S_L) + S_w \leq \sigma_{adm}$$

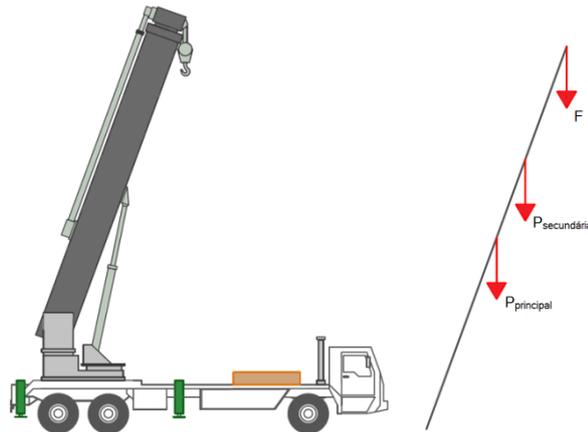
$$1,12 \times (18,88 + 1,3 \times 110,39) + 0,17 \leq 260$$

$$182,04 \text{MPa} \leq 260 \text{MPa}$$

Tendo sido satisfeito este critério, pode-se garantir que não ocorrerá falha por detrimento dos momentos causados na lança principal.

### 3.2.2. Lança principal a 70° com lança secundária retraída

Nesta posição, tem-se a seguinte situação de cargas atuando na estrutura formada por lança principal e lança secundária:

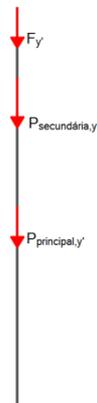


**Figura 3.10: Equilíbrio de forças nas lanças a 70°**

Fonte: Do autor (2015)

Esta situação causa uma força interna de compressão elevada. Desta forma, o enfoque de análise neste ponto será o risco de flambagem. Deve-se realizar o somatório das tensões de compressão que atuarão na lança principal e compará-los com o esforço crítico de flambagem.

Para melhor visualização e análise, faz-se uma rotação de 20° posicionando a lança na vertical. Desta forma, são criados novos eixos  $x'$  e  $y'$  nos quais são decompostas as a força  $F$  e o peso de ambas as lanças.



**Figura 3.11: Diagrama de forças projetadas ao eixo  $y'$**

Fonte: Do autor (2015)

A maior tensão de compressão é obtida somando-se as tensões originadas pelas forças peso e F. Para realizar este somatório, calcula-se o peso de ambas as lanças, soma-se estes pesos com a força F e os projeta na direção longitudinal à lança. A partir deste somatório de forças, calcula-se a tensão total de compressão com a Equação 3.18.

$$P_{principal} = 10 \times (0,5^2 - 0,4^2) \times 7850 \times 9,81$$

$$P_{principal} = 69,31kN$$

$$P_{secundária} = 47,27kN$$

$$F_{comp} = (F + P_{principal} + P_{secundária}) \times \cos(20^\circ) \quad (3.18)$$

$$F_{comp} = (312,78) \times \cos(20^\circ) = 293,92kN$$

Para determinar o esforço crítico de flambagem, é necessário ter conhecimento do módulo de elasticidade, do momento de inércia e do comprimento efetivo de flambagem.

$$F_{comp} \leq P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_f^2} \quad (3.19)$$

O comprimento efetivo de flambagem é obtido através da norma NBR 8400. A lança em estudo comporta-se como uma viga engastada em sua base e livre na extremidade oposta. Desta forma, o comprimento efetivo de flambagem é 2 vezes o comprimento da mesma.

$$L_f = 2 \times L = 20,0m \quad (3.20)$$

De posse deste valor, calcula-se o esforço crítico de flambagem.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times 205 \times 10^9 \times 3,08 \times 10^{-3}}{20^2}$$

$$P_{cr} = 15579,01kN$$

Com a comparação entre o esforço crítico de flambagem e a força de compressão resultante considera-se que não haverá colapso da lança por flambagem em sua situação mais crítica.

$$293,92kN \leq 1557,90kN$$

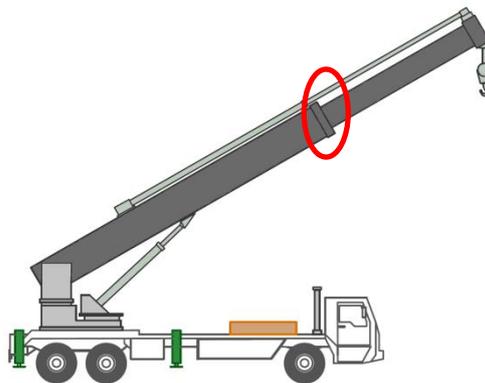
### 3.3. DIMENSIONAMENTO DA LANÇA SECUNDÁRIA

No dimensionamento da lança secundária deve-se levar em conta os mesmos casos considerados no dimensionamento da lança principal. As posições analisadas são:

- equipamento a 30° com a lança secundária estendida (onde calcula-se o momento fletor máximo para aplicar o critério de falha de acordo com a norma NBR8400);
- equipamento a 70° com a lança secundária retraída (onde realiza-se o teste de flambagem).

#### 3.3.1. Lança principal a 30° com lança secundária estendida

Analogamente à situação do tópico 3.1.2.1, percebe-se que o ponto onde incidirá o máximo momento fletor sobre a lança secundária será a 5 metros de sua ponta (Figura 3.12).



**Figura 3.12: Posição de máximo momento fletor na lança secundária**

Fonte: Do autor (2015)

Com a análise apenas da seção da extremidade da lança, descobre-se o momento fletor causado pelo peso próprio da lança secundária e pela carga levantada.

$$M_{secundária,carga} = F \times \cos(30^\circ) \times 5 \quad (3.21)$$

$$M_{\text{secundária,carga}} = 849,57kNm$$

Apenas uma parcela do peso desta lança está em balanço; ou seja, o momento causado pelo peso próprio não será calculado utilizando todo o comprimento da lança secundária, mas somente a parcela em balanço.

O peso total da lança secundária foi calculado na Equação 3.12. A partir deste calcula-se o momento causado pelo peso da mesma conforme a Equação 3.22.

$$M_{\text{secundária,peso}} = 47,27 \times \frac{5}{6} \times 2,5 \times \cos(30^\circ) \quad (3.22)$$

$$M_{\text{secundária,peso}} = 85,29kNm$$

A força do vento que incide na lança secundária foi calculada segundo a Equação 3.13. Com este valor calcula-se o momento que esta força gera no ponto crítico da mesma conforme a Equação 3.23.

$$M_{\text{secundária,vento}} = F_w \times 2,5 \quad (3.23)$$

$$M_{\text{secundária,vento}} = 0,83kNm$$

Para calcular a tensão causada por cada um destes momentos, é necessário saber o módulo de resistência à flexão da lança secundária. Utilizando o mesmo método de cálculo presente no item 3.1.2.1, calcula-se o momento de inércia e o módulo de resistência à flexão da lança em questão.

$$W_x = \frac{I_{\text{perfil}}}{y}$$

Onde,

$$y = \frac{33,0}{2} = 16,5cm$$

$$I_{perfil} = I_{cheio} \quad (3.24)$$

$$I_{perfil} = \frac{b \times h^3}{12} \quad (3.25)$$

$$I_{perfil} = \frac{31,0 \times 33,0^3}{12}$$

$$I_{perfil} = 9,28 \times 10^4 \text{ cm}^4$$

$$W_x = 5,62 \times 10^3 \text{ cm}^3$$

Sendo assim, as tensões causadas por cada um destes fatores são as seguintes:

$$S_G = \frac{M_{secundária,peso}}{W_x}$$

$$S_G = \frac{85,29}{5,62 \times 10^{-6}} = 15,18 \text{ MPa}$$

$$S_w = \frac{M_{secundária,vento}}{W_x}$$

$$S_w = \frac{0,83}{5,62 \times 10^{-6}} = 0,15 \text{ MPa}$$

$$S_L = \frac{M_{secundária,carga}}{W_x}$$

$$S_L = \frac{849,57}{5,62 \times 10^{-6}} = 151,17 \text{ MPa}$$

Utilizando o critério de falha:

$$M_x \times (S_G + \psi \times S_L) + S_W \leq \sigma_{adm}$$

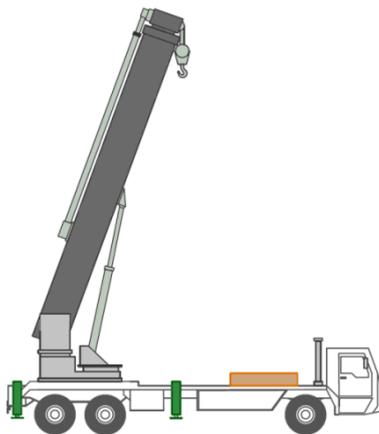
$$1,12 \times (15,18 + 1,3 \times 151,17) + 0,16 \leq 260$$

$$237,26 \text{ MPa} \leq 260 \text{ MPa}$$

Tendo sido satisfeito este critério, pode-se garantir que não ocorrerá falha por detrimento dos momentos causados na lança secundária.

### 3.3.2. Lança principal a 70° com lança secundária retraída

Utilizando a mesma metodologia de cálculo presente no item 3.1.2.2, pode-se calcular a tensão de compressão que atua na lança secundária e também o seu esforço crítico de flambagem. Neste caso, as únicas forças atuantes são a força peso da lança secundária e a força da carga levantada, as quais são projetadas no eixo longitudinal à lança para análise.



**Figura 3.13: Posição de máxima compressão na lança secundária**

Fonte: Do autor (2015)

$$P_{secundária} = 47,27 \text{ kN}$$

$$F_{comp} = (F + P_{secundária}) \times \cos(20^\circ) \quad (3.26)$$

$$F_{comp} = (243,47) \times \cos(20^\circ) = 228,79kN$$

$$L_f = 2 \times L = 12,0m$$

De posse deste valor, calcula-se o esforço crítico de flambagem.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times 205 \times 10^9 \times 9,28 \times 10^{-4}}{12^2}$$

$$P_{cr} = 13038,84kN$$

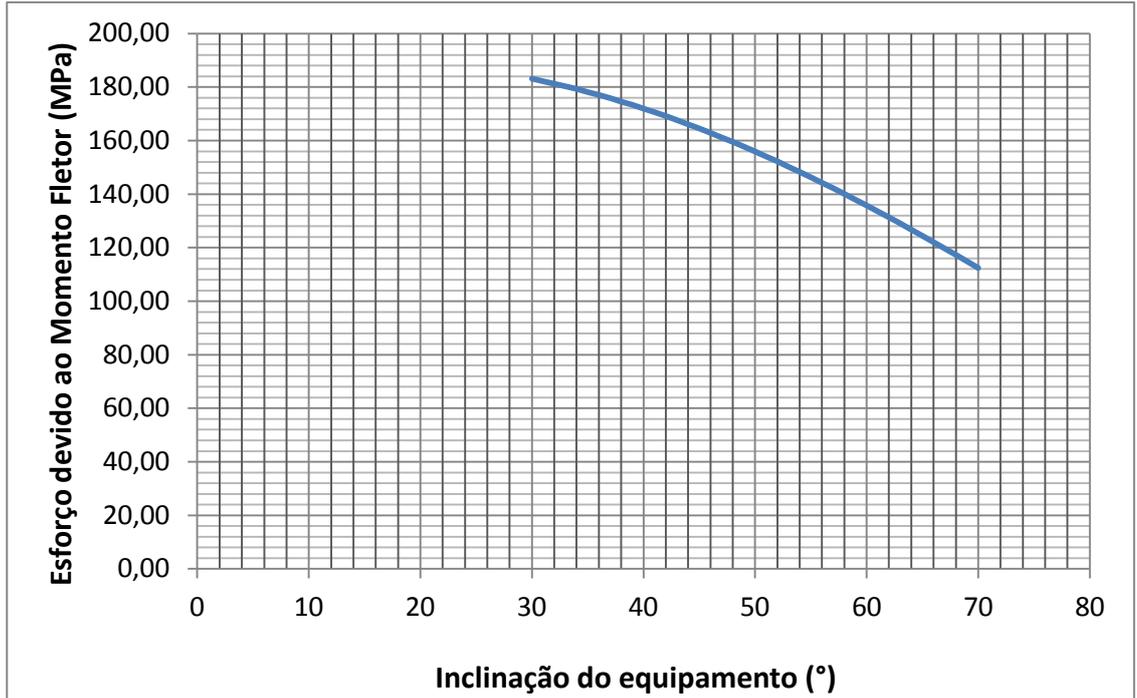
Com a comparação entre o esforço crítico de flambagem e a força de compressão resultante considera-se que não haverá colapso da lança por flambagem em sua situação mais crítica.

$$228,79kN \leq 13038,84kN$$

### 3.4. GENERALIZAÇÃO

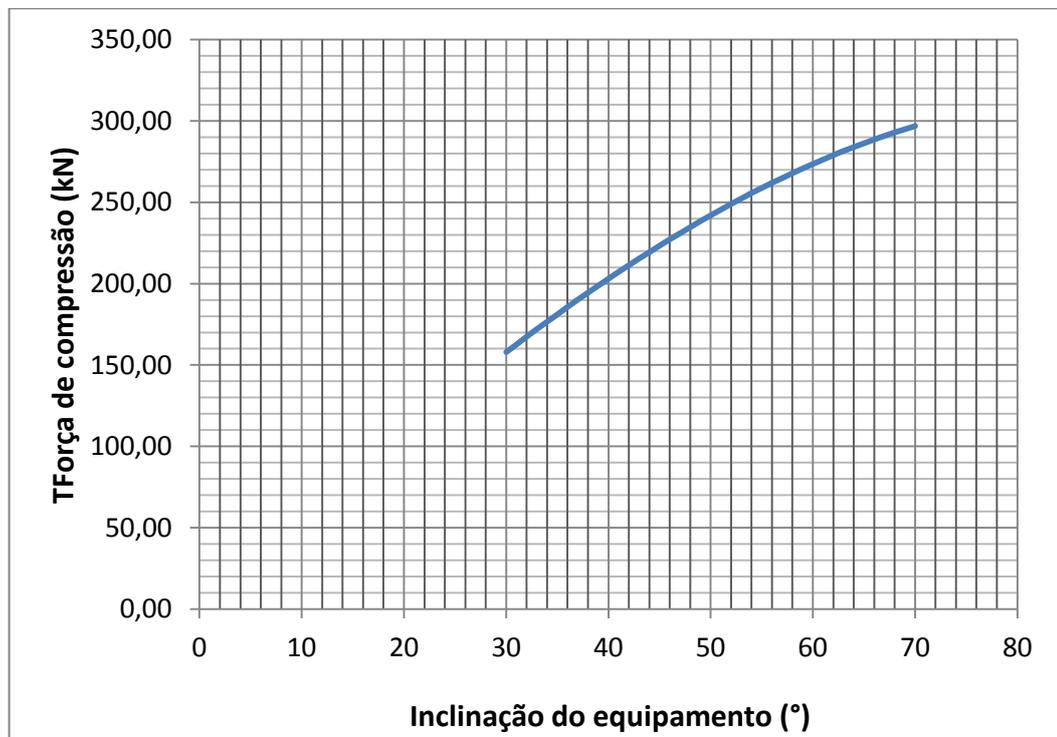
Os estudos presentes nos itens anteriores apresentam enfoque nos casos críticos de compressão e flexão para cada uma das lanças. Para garantir que em qualquer outra posição do equipamento não ocorre falha, faz-se um par de gráficos para cada lança onde são exibidos os valores dos esforços devido ao Momento Fletor (Figuras 3.14 e 3.16) e das Forças Compressivas (Figuras 3.15 e 3.17) atuantes nos pontos críticos de cada uma nas diversas angulações possíveis.

Como pode ser visto nestas figuras, para qualquer posição entre 30° e 70° tanto a lança principal quanto a secundária suportam os esforços se solicitadas por uma carga de 20 toneladas.



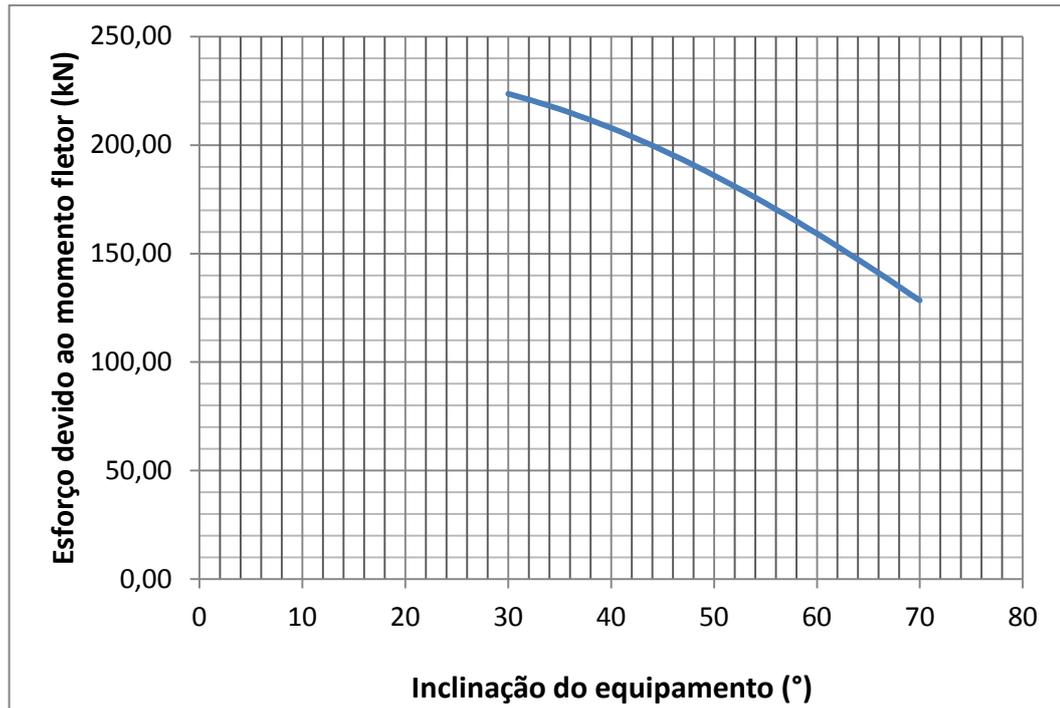
**Figura 3.14: Esforço de flexão na lança principal**

Fonte: Do autor (2015)

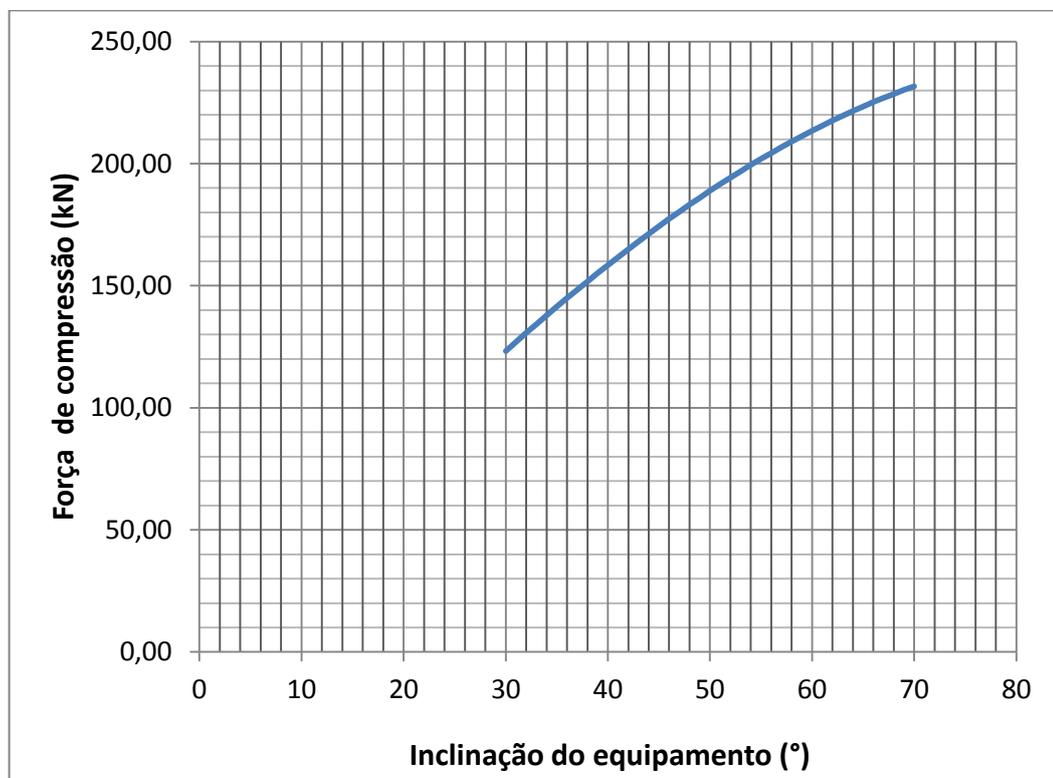


**Figura 3.15: Esforço de compressão na lança principal**

Fonte: Do autor (2015)



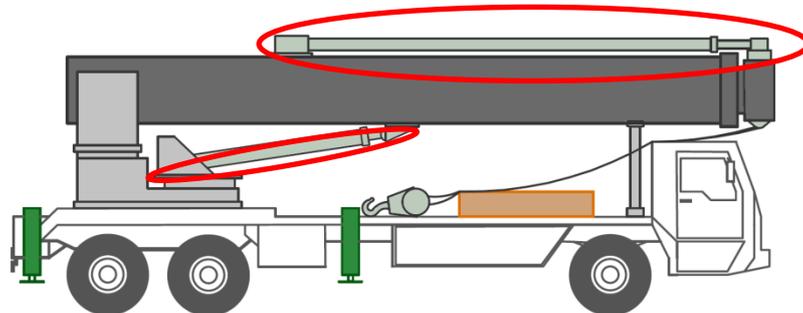
**Figura 3.16: Esforço de flexão na lança secundária**  
Fonte: Do autor (2015)



**Figura 3.17: Esforço de compressão na lança secundária**  
Fonte: Do autor (2015)

## 4. DIMENSIONAMENTO DOS PISTÕES

Atuando sobre a lança deste projeto há dois pistões hidráulicos. O pistão secundário realiza o movimento de extensão da lança retrátil. O pistão principal realiza o movimento de elevação das lanças e da carga. Sendo assim, além da capacidade de movimentar o equipamento, estes pistões também necessitam suportar o peso da estrutura e da carga quando chegam à posição desejada pelo operador.



**Figura 4.1: Pistões do Equipamento**

Fonte: Do Autor (2015)

O pistão principal movimenta o equipamento composto por lança principal, lança secundária, carga e pistão retrátil. Sendo assim, o pistão retrátil é selecionado anteriormente ao pistão principal.

Ambos os pistões são selecionados a partir das orientações encontradas no catálogo de pistões no anexo 1 (Rexroth, Catálogo de Pistões, 2005).

### 4.1. DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DO PISTÃO DA LANÇA RETRÁTIL

As primeiras definições feitas a respeito dos pistões são a força que ele deve exercer e o seu curso. Como a sua finalidade é movimentar a lança secundária para estender o comprimento da estrutura em 5,0 metros, o seu curso já está definido.

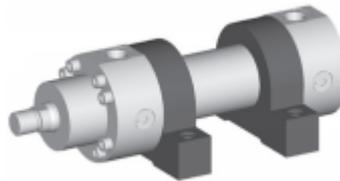
$$C_{\text{secundário}} = 5,0m$$

A força que o pistão deve ser capaz de exercer é a soma da carga máxima com o peso da lança secundária projetados na direção longitudinal às lanças. Este valor está calculado no item 3.2.2. e é de 231,65kN.

$$F_{\text{pistão secundário}} = 228,60kN$$

Tendo-se a força que o pistão precisa exercer, consulta-se na Tabela “Áreas, Forças e Vazões”, da página 3 do catálogo, os diâmetros mínimos do êmbolo e da haste do pistão. Os diâmetros mínimos encontrados para o êmbolo e a haste são 125mm e 90mm, respectivamente.

A próxima etapa da seleção é definir o tipo de montagem a ser adotada. Conforme o item “Visão geral dos tipos de fixação”, da página 4 do catálogo, a fixação que deve ser adotada é a CDH1 MS2, pois é a única que permite a montagem necessária com restrição de giro do êmbolo.



**Figura 4.2: Pistão CDH1-MS2**

Fonte: Rexroth, A Bosch Group, Catálogo de Pistões, 2005

A última etapa de seleção é aplicar a restrição do curso desejado. De acordo com a Tabela “Curso Admissível - Tipo de Fixação CDH1: MS2”, da página 33 do catálogo, existem cilindros hidráulicos com curso superior a 5000mm disponíveis com diâmetros de êmbolo e haste a partir de 250mm e 180mm, respectivamente.

Sendo assim, o cilindro hidráulico escolhido é definido conforme a Tabela 4.1.

**Tabela 4.1 – Especificações do cilindro hidráulico para acionamento da lança retrátil**

<b>Fabricante</b>		Rexroth
<b>Modelo</b>		CDH1
<b>Tipo de fixação</b>		MS2
<b>Capacidade máxima (kN)</b>		1227,2
<b>Pressão do fluido de operação (bar)</b>		250
<b>Curso Máximo (mm)</b>	<b>Ângulo de operação(°)</b>	-
	0	5420
	45	5630
	90	6000
<b>Diâmetro do êmbolo (mm)</b>		250
<b>Diâmetro da haste (mm)</b>		180
<b>Peso (kg)</b>		2863,00

**Fonte: Do autor (2015)**

#### 4.2. DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DO PISTÃO DA LANÇA PRINCIPAL

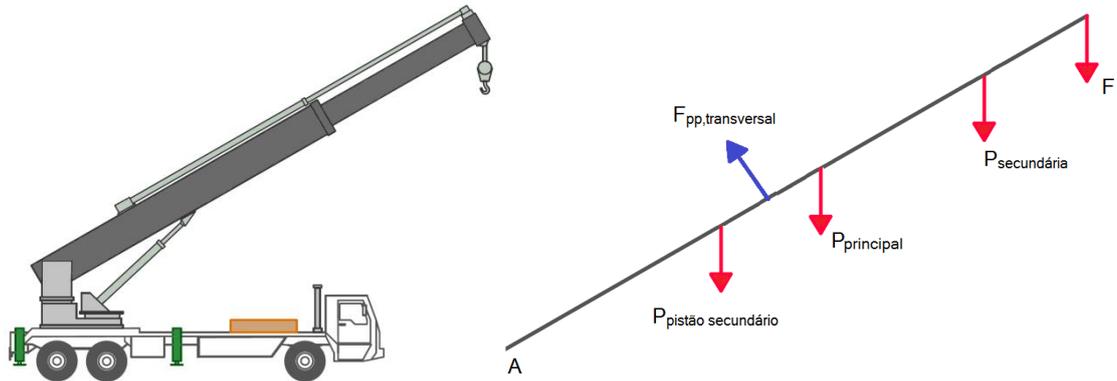
Como no caso anterior, neste pistão é necessário definir inicialmente a carga a ser suportada e o seu curso. Este pistão deve ser capaz de prover um movimento transversal à direção da lança. Quando em repouso, a extensão do pistão é de 5,10m. Na posição de maior extensão (equipamento a 70°), o seu comprimento é 7,59m. O seu curso mínimo então é definido pela Equação 3.27.

$$C_{pistão, mínimo} = 7,59 - 5,10 = 2,49m \quad (4.1)$$

Na posição de maior solicitação (equipamento a 30°) o ângulo entre a direção axial do cilindro e a direção transversal à lança é 72,06°.

$$F_{pistão principal} = \frac{F_{pp, transversal}}{\cos(72,06^\circ)}$$

A força transversal à lança, que o pistão deverá ser capaz de exercer, é encontrada realizando-se o somatório dos momentos de rotação em A, conforme a Figura 4.3.



**Figura 4.3: Diagrama de forças contrárias ao pistão principal**

Fonte: Do autor (2015)

$$7F_{pp,transversal} = (5P_{principal} + 12P_{secundária} + 15F + 9P_{pistão\ secundário}) \cos(30^\circ) \quad (4.2)$$

$$7F_{pp,transversal} = (5 \times 69,31 + 12 \times 47,27 + 15 \times 196,20 + 9 \times 28,09) \cos(30^\circ)$$

$$F_{pp,transversal} = 481,26 \text{ kN}$$

Projetando esta força na direção axial ao cilindro para saber a força real que ele deve suportar:

$$F_{pistão\ principal} = \frac{481,26}{\cos(72,06^\circ)}$$

$$F_{pistão\ principal} = 1561,78 \text{ kN}$$

Consultando a Tabela “Forças, Áreas e Vazões”, da página 3 do catálogo, encontra-se que os modelos capazes de suportar esta pressão têm diâmetros de êmbolo e haste a partir de 320mm e 200mm, respectivamente.

Conforme o item “Visão geral dos tipos de fixação”, da página 4 do catálogo, a fixação que deve ser adotada em ambas as extremidades é a CDH1 MP5, pois esta permite o movimento de rotação do pistão conforme o braço da lança é levantado.



**Figura 4.4: Pistão CDH1-MP5**

Fonte: Rexroth, A Bosch Group, Catálogo de Pistões, 2005

A última etapa de seleção é aplicar a restrição do curso desejado. De acordo com a Tabela “Curso Admissível - Tipo de Fixação CDH1: MP5” da página 31 do catálogo, existem cilindros hidráulicos com curso superior a 2490mm disponíveis com diâmetros de êmbolo e haste de 320mm e 220mm, respectivamente.

Sendo assim, o cilindro hidráulico escolhido foi definido conforme a Tabela 4.2.

**Tabela 4.2 – Especificações do cilindro hidráulico para angulação da lança**

<b>Fabricante</b>		Rexroth
<b>Modelo</b>		CDH1
<b>Tipo de fixação</b>		MP5
<b>Capacidade máxima (kN)</b>		2010,60
<b>Pressão do fluido de operação (bar)</b>		250
<b>Curso Máximo (mm)</b>	<b>Ângulo de operação(°)</b>	-
	0	2590
	45	2760
	90	3850
<b>Diâmetro do êmbolo (mm)</b>		320
<b>Diâmetro da haste (mm)</b>		220
<b>Peso (kg)</b>		3450,40

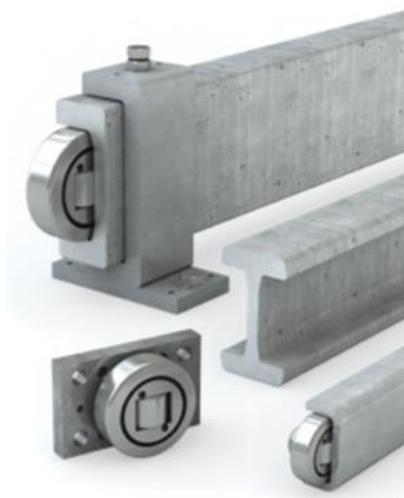
Fonte: Do autor (2015)

## 5. DIMENSIONAMENTO DOS MECANISMOS E ELEMENTOS DE FIXAÇÃO

### 5.1. TRILHOS INTERNOS DE MOVIMENTAÇÃO DA LANÇA RETRÁTIL

Os trilhos são mecanismo fundamental da máquina em questão. Sua principal função é servir de guia e auxiliar no movimento de extensão e retração da lança secundária. Estes trilhos estão em contato tanto com a lança principal quanto com a lança secundária.

Para a devida seleção deste mecanismo, deve-se atentar a alguns fatores, os principais sendo: dimensão e carga a ser suportada. Conforme consulta bibliográfica aos catálogos de produtos das empresas Comercial Forte, Wirth Rail Corporation e PCB Linear, percebe-se que há uma grande variedade de opções aplicáveis. A companhia PCB Linear apresenta com o mecanismo que atende melhor às necessidades dimensionais e de capacidade. O mecanismo faz parte da linha Hevi Rail – Figura 5.1.



**Figura 5.1: Trilho Hevi-Rail**  
Fonte: PCB Linear, 2014

De acordo com o catálogo desta empresa (anexo 2), os elementos do mecanismo que fazem maior esforço são os rolamentos lineares, responsáveis pelo movimento de translação desejado. Estes rolamentos se posicionam no interior de duas placas guias: uma fixada à lança

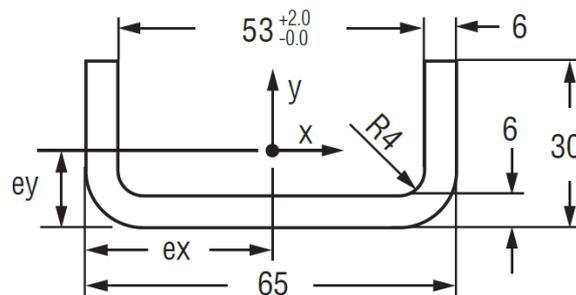
principal e outra fixada à lança retrátil. O movimento destes rolamentos é restrito apenas na direção transversal à do movimento de extensão. Também é recomendada a instalação de múltiplas canaletas e trilhos para utilização em equipamentos de altas cargas, evitando posições que gerem tensões de esmagamento.

Devido ao limite dimensional existente – altura máxima de 45mm do mecanismo – existe apenas uma opção de trilho deslizante para trabalho com cargas pesada aplicável a este caso no catálogo do fornecedor. As especificações estão descritas na Tabela 5.1 e os desenhos esquemáticos nas Figuras 5.2 e 5.3. A carga máxima suportada pelo trilho é definida pelo número de rolamentos lineares utilizados.

**Tabela 5.1 – Detalhes preliminares do trilho**

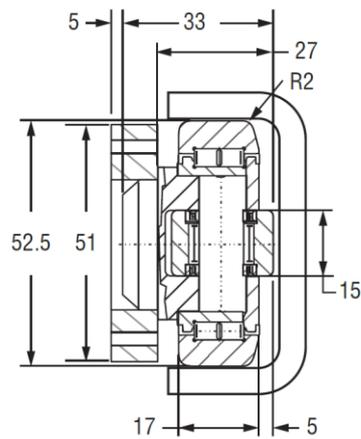
	<b>Trilho</b>	<b>Rolamento Linear</b>
<b>Fabricante</b>	PCB Linear	
<b>Modelo</b>	HVR-S	HVB-053/HVPS
<b>Largura</b>	65,00mm	52,5mm
<b>Altura</b>	30mm	33mm
<b>Peso</b>	5,3kg/m	0,36kg/unidade
<b>Capacidade unitária</b>	Vinculado ao número de rolamentos	5,23kN de carga radial
<b>Quantidade</b>	A definir	A definir

**Fonte: Do autor (2015)**



**Figura 5.2: Corte do trilho**

Fonte: PCB Linear, Catálogo “Roller Bearings & Linear Guideways”, 2014



**Figura 5.3: Corte dos rolamentos**

Fonte: PCB Linear, Catálogo “Roller Bearings & Linear Guideways”, 2014

De acordo com as recomendações do fabricante e os dados da Tabela acima, a análise é feita considerando quatro trilhos posicionados na folga entre as lanças, um par em cada lateral. Não será posicionado trilho abaixo da lança secundária para evitar tensões elevadas de esmagamento. Nesta posição, a força que os trilhos devem contrabalançar é causada pela carga e pelos pesos do pistão extensor e da lança retrátil. Levando em consideração que são utilizados quatro trilhos, a força que cada um suporta deve ser um quarto da força resultante da soma das cargas citadas acima. Um detalhe deste trilho que deve ser considerado é que os rolamentos encontram-se sempre espalhados no espaço entre as lanças: mais distantes com a lança retraída, e mais próximos com a lança estendida.

$$F_{\text{trilho}} = \frac{P_{\text{secundária}} + P_{\text{pistão de extensão}} + F}{4} \quad (5.1)$$

$$F_{\text{trilho}} = \frac{47,27 + 28,09 + 196,20}{4} = 67,89 \text{ kN}$$

Levando-se em consideração a carga suportada por cada rolamento linear e a força que cada trilho deve suportar, calcula-se o número de rolamentos que deve haver em cada trilho. Vale ressaltar que o número de rolamentos deve ser arredondado para cima, pois é impossível haver um número fracionário de rolamentos.

$$n_{\text{rolamentos}} = \frac{F_{\text{trilho}}}{F_{\text{rolamento}}} = \frac{67,89}{5,23} \cong 13 \quad (5.2)$$

Na posição de lança secundária estendida, apenas 1,00m da lança secundário entre a lança principal e a lança secundária. Desta forma, deve-se verificar se o número de rolamentos necessário se encaixa neste espaço. Cada rolamento possui diâmetro 52,5mm. Se a soma dos diâmetros for inferior a 1,0m, o número de rolamentos está correto.

$$n_{rolamentos} \times D_{rolamento} \leq 1,00m \quad (5.3)$$

$$13 \times 0,0525 = 0,623m \leq 1,00m \quad (5.4)$$

Realizados estes cálculos, a Tabela 5.2 apresenta as informações atualizadas deste mecanismo.

**Tabela 5.2 – Detalhes do trilho e do rolamento**

	<b>Trilho</b>	<b>Rolamento Linear</b>
<b>Fabricante</b>	PCB Linear	
<b>Modelo</b>	HVR-S	HVB-053/HVPS
<b>Largura</b>	65,00mm	52,5mm
<b>Altura</b>	30mm	33mm/5mm
<b>Peso</b>	5,3kg/m	0,36kg/unidade
<b>Capacidade unitária</b>	73,22kN de carga radial	5,23kN de carga radial
<b>Quantidade</b>	4	52

**Fonte: Do autor (2015)**

Deve-se atentar também ao método de fixação deste mecanismo nas lanças. Segundo orientação do catálogo, para fixação em paredes com espessura acima de 3/8" deve-se utilizar soldagem MIG. Ambas as lanças possuem espessuras de viga maiores do que esta determinada acima, então o processo de fixação deve ser feito por soldagem.

A lança secundária deve ser estendida por 5 metros. Sendo assim, a dimensão mínima para cada trilho é de 5 metros. Por segurança, utilizar-se-ão trilhos de 6 metros.

O peso, em kN, de cada mecanismo composto por um trilho HVR-S de 6 metros e 13 rolamentos lineares HVB-053/HVPS é calculado na Equação 3.33.

$$P_{\text{trilho completo}} = \frac{(6 \times m_{\text{trilho}} + 13 \times m_{\text{rolamento}}) \times 9,81}{10^3} \quad (5.5)$$

$$P_{\text{trilho completo}} = \frac{(6 \times 5,3 + 13 \times 0,36) \times 9,81}{10^3} = 0,358kN$$

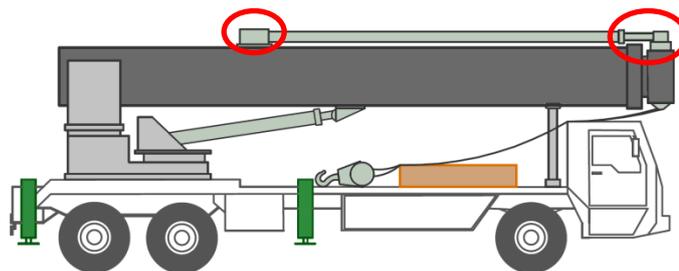
As especificações finais do mecanismo estão descritas na Tabela 5.3.

**Tabela 5.3 – Especificação do conjunto Trilho-Rolamentos**

	<b>Mecanismo completo</b>
<b>Modelo</b>	6 metros de Trilho HVR-S com um total de 13 rolamentos lineares HVB-053/HVPS
<b>Largura</b>	65,00mm
<b>Altura</b>	44mm
<b>Peso</b>	0,358kN
<b>Capacidade</b>	67,99kN de carga radial
<b>Quantidade</b>	4
<b>Fixação</b>	Soldagem MIG

**Fonte: Do autor (2015)**

## 5.2. FIXAÇÃO DO PISTÃO SECUNDÁRIO



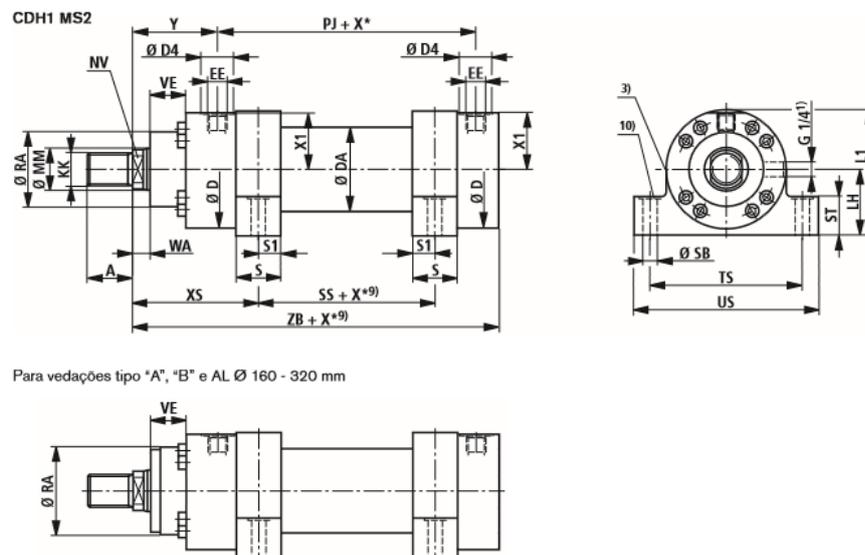
**Figura 5.4: Fixações do pistão secundário**

Fonte: Do Autor (2015)

O tipo de fixação (figura 5.4) utilizada neste pistão está definido no capítulo do dimensionamento do mesmo. Porém, devem ser dimensionados os pinos que promoverão esta fixação. De acordo com o catálogo da Bosch, para cada pé de fixação do pistão são necessários dois pinos. No pistão em questão são utilizados 3 pés: 2 ao longo do corpo do

êmbolo do pistão e 1 fixando a sua extremidade à extremidade da lança secundária. Desta forma, é necessário um total de 6 pinos.

A Figura 5.5, extraída do catálogo, informa as nomenclaturas utilizadas para a confecção da Tabela da Figura 5.6, que contém todas as dimensões do pistão em função do diâmetro da sua haste e do seu êmbolo. Para o pistão em questão sabemos que o diâmetro de sua haste é 180,00mm e o diâmetro do seu êmbolo é 250,00mm.



**Figura 5.5: Desenho técnico dos pistões CDH1-MS2**  
Fonte: Rexroth, A Bosch Group, Catálogo de Pistões, 2005

AL Ø	MM Ø	PK	XS	ZB	ZM	SS	X* min.	S	S1	SB H13	ST	TS js13	US -1	LH	L1	RA <sup>7)</sup> f8	VE <sup>7)</sup>	RA <sup>8)</sup> f8	VE <sup>8)</sup>
40	22/28	120	114	226	278	50	-	30	15	11	32	110	135	45	89	52	40	52	20
50	28/36	120	124.5	233	294	45	-	35	17.5	11	37	130	155	55	106	65	40	65	16
63	36/45	133	142	262	333	49	-	40	20	13.5	42	150	180	65	125	75	45	75	17
80	45/56	146	151	280	354	52	2	50	25	17.5	47	180	220	75	145	95	45	95	13
100	56/70	171	179	330	419	61	3	60	30	22	57	210	255	90	175	115	55	115	20
125	70/90	205	200	382	475	75	-	70	35	26	67	255	305	105	208	135	60	135	17
140	90/100	219	230.5	420	531	70	19	85	42.5	30	72	290	350	115	228	155	70	155	22
160	100/110	240	272.5	475	610	65	44	105	52.5	33	77	330	400	135	267.5	200	80	200	80
180	110/125	264	296.5	515	662	69	50	115	57.5	40	92	360	440	150	296	220	90	220	90
200	125/140	278	307.5	535	688	73	56	125	62.5	40	97	385	465	160	315	235	95	235	95
220	140/160	326	367.5	635	810	75	100	155	77.5	45	102	445	530	185	362.5	270	115	270	115
250	160/180	326	391.5	659	858	75	100	155	77.5	52	112	500	600	205	402.5	300	125	300	125
280	180/200	375	407.5	744	939	124	171	155	77.5	52	127	530	630	225	437.5	325	130	325	130
320	200/220	431	440	815	1005	125	85	190	95	62	142	610	730	255	500	365	155	365	155

AL = Ø do êmbolo  
MM = Ø da haste

**Figura 5.6: Tabela dimensional dos pistões CDH1-MS2**  
Fonte: Rexroth, A Bosch Group, Catálogo de Pistões, 2005

Conforme a Tabela da Figura 5.6, a coluna SB da Tabela informa o diâmetro de pino necessário. Sendo assim, deve-se calcular os esforços sobre pinos com 52mm de diâmetro. Os pinos que estão sob situação mais crítica são os pinos de fixação da extremidade do pistão na extremidade da lança secundária.

Os pinos são normatizados de acordo com a norma DIN 6325. Nesta norma é previsto que o material adequado para a fabricação deste pino é o aço carbono cementado com limite de escoamento de 250MPa. O cálculo para a tensão admissível é feito levando em consideração os critérios estabelecidos na norma NBR 8400.

$$\sigma_{adm,pino} = \frac{250,0}{1,50} = 166,67MPa$$

$$\tau_{adm,pino} = \frac{166,67}{\sqrt{2}} = 96,23Mpa$$

A verificação a ser realizada é a de tensão cisalhante sobre cada pino. A tensão cisalhante atua em duas seções de cada um dos pinos, pelo mesmo atravessar a estrutura da lança.

Sendo assim, a força cortante atuante em cada uma destas seções de cada um dos pinos será o equivalente a um quarto da força cortante total atuante nesta seção da lança, como definido na Equação 5.6. Metade da força cortante é distribuída para cada um dos pinos e metade de cada uma destas frações ocorrerá em cada uma das seções críticas dos pinos.

$$\tau_{real,pino} = \frac{\frac{Q_{pinos}}{4}}{A_{seção,pino}} \quad (5.6)$$

A força cortante atuante sobre o pino é derivada da força que o pistão realiza para promover o movimento de extensão na lança secundária. O desenvolvimento do cálculo leva a um resultado satisfatório, onde está demonstrado que os pinos de diâmetros indicados pelo catálogo suportam adequadamente os esforços a que estarão submetidos.

$$\tau_{real,pino} = \frac{\frac{228,60}{4}}{\frac{\pi \times 52,00^2}{4}} \times 10^3 MPa$$

$$\tau_{real,pino} = \frac{228,60}{\pi \times 52,00^2} \times 10^3 MPa$$

$$\tau_{real,pino} = 26,91 MPa \leq 96,23 MPa = \tau_{adm,pino}$$

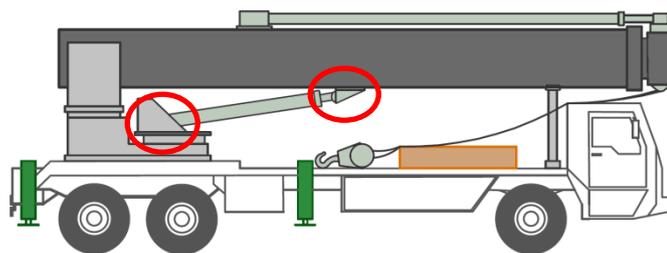
A Tabela 5.4 apresenta um resumo das definições sobre os pinos escolhidos para fixação do pistão secundário.

**Tabela 5.4 – Pinos de fixação do pistão secundário**

<b>Material</b>	Aço carbonado
<b>Diâmetro</b>	52,00mm
<b>Quantidade</b>	6

Fonte: Do autor (2015)

### 5.3. FIXAÇÃO DO PISTÃO PRINCIPAL

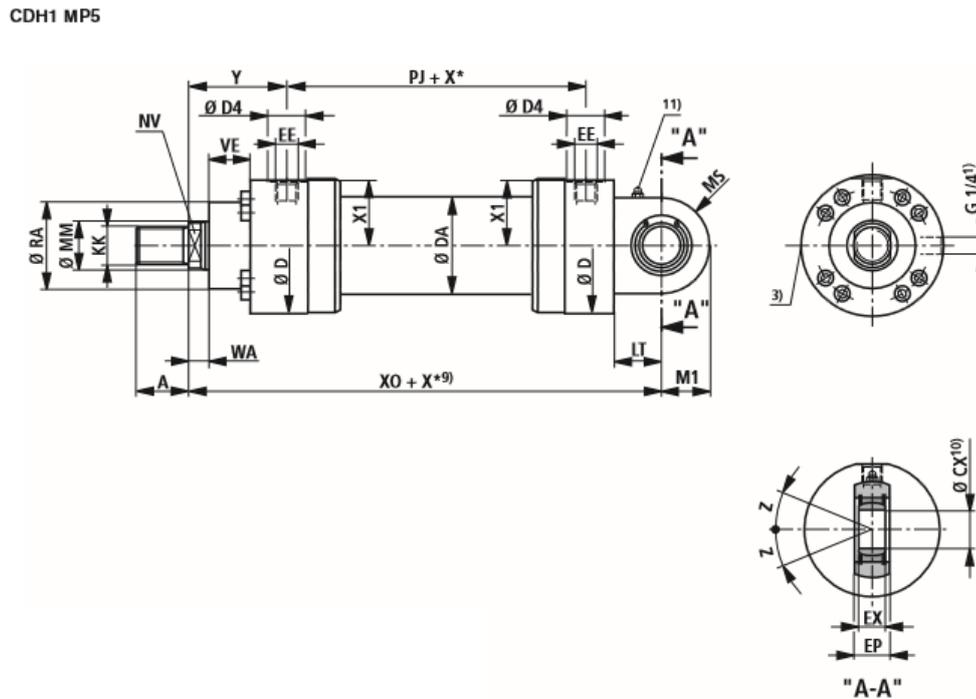


**Figura 5.7: Fixações do pistão principal**

Fonte: Do Autor (2015)

O tipo de fixação (Figura 5.7) utilizada neste pistão está definido no capítulo do dimensionamento do mesmo. Porém, devem ser dimensionados os pinos que promoverão esta fixação. De acordo com o catálogo da Bosch, para cada fixação são necessários dois pés de fixação. Cada pé de fixação precisa de um pino de conexão com a rótula e quatro pinos de conexão com a lança.

A Figura 5.8, extraída do catálogo, informa as nomenclaturas utilizadas para a confecção da Tabela da Figura 5.9, que contém todas as dimensões do pistão em função do diâmetro da sua haste e do seu êmbolo. Para o pistão em questão sabe-se que o diâmetro de sua haste é 220,00mm e o diâmetro do seu êmbolo é 320,00mm.



**Figura 5.8: Desenho técnico dos pistões CDH1-MP5**  
 Fonte: Rexroth, A Bosch Group, Catálogo de Pistões, 2005

AL Ø	MM Ø	WA	XO	X* min	LT	M1	MS	CX	EP - 0.4	EX	Z	RA <sup>(7)</sup> f8	VE <sup>(7)</sup>	RA <sup>(8)</sup> f8	VE <sup>(8)</sup>
40	22/28	14	252	-	32.5	28	31	25 <sub>-0,010</sub>	23	20 <sub>-0,12</sub>	7°	52	40	52	20
50	28/36	18	265	-	37.5	32.5	36	30 <sub>-0,010</sub>	28	22 <sub>-0,12</sub>	6°	65	40	65	16
63	36/45	22	302	-	45	40	42	35 <sub>-0,012</sub>	30	25 <sub>-0,12</sub>	6°	75	45	75	17
80	45/56	20	330	-	50	50	52	40 <sub>-0,012</sub>	35	28 <sub>-0,12</sub>	7°	95	45	95	13
100	56/70	30	385	-	60	62.5	65	50 <sub>-0,012</sub>	40	35 <sub>-0,12</sub>	6°	115	55	115	20
125	70/90	32	447	-	70	70	70	60 <sub>-0,015</sub>	50	44 <sub>-0,15</sub>	6°	135	60	135	17
140	90/100	35	490	-	75	82	82	70 <sub>-0,015</sub>	55	49 <sub>-0,15</sub>	6°	155	70	155	22
160	100/110	40	550	-	85	95	95	80 <sub>-0,015</sub>	60	55 <sub>-0,15</sub>	6°	200	80	200	80
180	110/125	40	610	-	90	113	113	90 <sub>-0,020</sub>	65	60 <sub>-0,20</sub>	5°	220	90	220	90
200	125/140	40	645	-	115	125	125	100 <sub>-0,020</sub>	70	70 <sub>-0,20</sub>	7°	235	95	235	95
220	140/160	40	750	-	125	142.5	132,5	110 <sub>-0,020</sub>	80	70 <sub>-0,20</sub>	6°	270	115	270	115
250	160/180	40	789	-	140	160	150	110 <sub>-0,020</sub>	80	70 <sub>-0,20</sub>	6°	300	125	300	125
280	180/200	40	884	31	150	180	170	120 <sub>-0,020</sub>	90	85 <sub>-0,20</sub>	6°	325	130	325	130
320	200/220	40	980	-	175	200	190	140 <sub>-0,020</sub>	110	90 <sub>-0,20</sub>	7°	365	155	365	155

AL = Ø do êmbolo

MM = Ø da haste

**Figura 5.9: Tabela dimensional dos pistões CDH1-MP5**  
 Fonte: Rexroth, A Bosch Group, Catálogo de Pistões, 2005

A Tabela da Figura 5.9 informa apenas o diâmetro do pino de conexão com a rótula. A seleção dos pinos de conexão da com a lança principal e com a base do equipamento se dá após a seleção do pino de conexão com a rótula. Conforme a Tabela da Figura 5.9, a coluna da CX informa o diâmetro de pino necessário para conexão com a rótula. Sendo assim, deve-se calcular os esforços sobre pinos com 140mm de diâmetro.

Seguindo o método de cálculo utilizado para o cálculo dos esforços nos pinos de fixação do pistão secundário, têm-se que os pinos de conexão com a rótula estão adequadamente especificados pelo catálogo.

$$\tau_{real,pino} = \frac{\frac{1561,78}{4}}{\frac{\pi \times 140,00^2}{4}} \times 10^3 MPa$$

$$\tau_{real,pino} = \frac{1561,78}{\pi \times 140,00^2} \times 10^3 MPa$$

$$\tau_{real,pino} = 25,36 MPa \leq 96,23 MPa = \tau_{adm,pino}$$

Para os demais pinos, deve-se realizar uma definição do diâmetro mínimo necessário e realizar uma padronização do diâmetro calculado de acordo com as opções comuns de mercado.

As condições críticas de falha que levam ao dimensionamento correto são: cisalhamento e esmagamento. Desta forma, a principal tensão a ser levada em conta é a tensão cisalhante, que ocorre em duas seções de cada um dos pinos.

Sendo assim, a força cortante atuante em cada uma destas seções de cada um dos pinos será o equivalente a um quarto da força cortante total atuante nesta seção da lança, como definido na Equação 5.7. Um quarto da força cortante é distribuída para cada um dos pinos e metade de cada uma destas frações ocorrerá em cada uma das seções críticas dos pinos.

$$\tau_{adm,pino} = \frac{\frac{Q_{pinos}}{8}}{A_{seção,pino}} \tag{5.7}$$

$$A_{seção,pino} = \frac{Q_{pinos}}{\tau_{adm,pino}}$$

$$A_{seção,pino} = \frac{1561,78}{96,23} \times 10^3 \text{ mm}^2$$

$$A_{seção,pino} = 2028,71 \text{ mm}^2$$

Com a informação da área da seção do pino, encontra-se o diâmetro mínimo necessário.

$$D_{necessário} = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}}$$

$$D_{necessário} = \sqrt{\frac{4 \times 2028,71}{\pi}}$$

$$D_{necessário} = 50,82 \text{ mm}$$

Por questões de padronização de mercado, o diâmetro dos pinos será de 55,00mm. De posse deste valor, calcula-se a tensão real que atuará sobre os pinos, para comprovar que eles suportam os esforços necessários.

$$\tau_{real,pino} = \frac{8}{A_{seção,pino}}$$

$$\tau_{real,pino} = \frac{\frac{Q_{pinos}}{8}}{\frac{\pi \times D_{pino}^2}{4}}$$

$$\tau_{real,pino} = \frac{1561,78}{2 \times \pi \times 55,00^2} \times 10^3 MPa$$

$$\tau_{real,pino} = 82,17 MPa \leq 96,23 MPa = \tau_{adm,pino}$$

A Tabela 5.5 apresenta um resumo das definições sobre os pinos escolhidos para fixação do pistão principal.

**Tabela 5.5 – Pinos de fixação do pistão principal**

<b>Material</b>	Aço carbono cementado	
<b>Diâmetro</b>	140,00mm	55,00mm
<b>Quantidade</b>	2	8

**Fonte: Do autor (2015)**

#### 5.4. PINOS DA LANÇA

A função destes pinos é suportar o movimento de levantamento da lança do equipamento carregado ou descarregado. Para suportar corretamente estes esforços, deve-se considerar as suas condições críticas, levando em conta os mesmos coeficientes de segurança e majoração utilizados ao longo de todo o dimensionamento.



**Figura 5.10: Exemplo de pino mecânico**

Fonte: < [http://www.maxxtec.com.br/images/produtos/pino\\_sch.jpg](http://www.maxxtec.com.br/images/produtos/pino_sch.jpg) > Acessado em 18/05/15

Para a seleção deste pino, segue-se o método de cálculo utilizado para verificar as tensões atuantes sobre os pinos de fixação dos pistões.

A força cisalhante atuante em ambos os pinos se dá no mesmo sentido e tem a mesma intensidade da força compressiva atuante sobre a estrutura. Como está calculado no capítulo de dimensionamento da lança principal, a força cisalhante máxima atuante nos pinos se dá pela Equação 3.18.

$$F_{comp} = Q_{pinos} = 293,92kN$$

De posse da tensão cisalhante admissível e da tensão cisalhante atuando nos pinos, pode-se calcular a área de seção que os pinos devem ter para suportar estes esforços.

$$A_{seção,pino} = \frac{\frac{Q_{pinos}}{4}}{\tau_{adm,pino}}$$

$$A_{seção,pino} = \frac{\frac{293,92}{4}}{96,23} \times 10^3 mm^2$$

$$A_{seção,pino} = 763,60mm^2$$

Com a informação da área da seção do pino, encontra-se o diâmetro mínimo necessário.

$$D_{necessário} = \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}}$$

$$D_{necessário} = \sqrt{\frac{4 \times 763,60}{\pi}}$$

$$D_{necessário} = 31,18mm$$

Por questões de padronização de mercado, o diâmetro dos pinos será de 35,00mm. De posse deste valor, calcula-se a tensão real que atuará sobre os pinos para comprovar que ele suportará os esforços necessários.

$$\tau_{real,pino} = \frac{\frac{Q_{pinos}}{4}}{A_{seção,pino}}$$

$$\tau_{real,pino} = \frac{\frac{Q_{pinos}}{4}}{\frac{\pi \times D_{pino}^2}{4}}$$

$$\tau_{real,pino} = \frac{293,92}{\pi \times 35,00^2} \times 10^3 MPa$$

$$\tau_{real,pino} = 76,4MPa \leq 96,23MPa = \tau_{adm,pino}$$

A Tabela 5.6 apresenta um resumo das definições sobre o pino escolhido para fixação e rotação da lança do equipamento.

**Tabela 5.6 – Pinos de rotação da lança**

<b>Material</b>	Aço carbonado
<b>Diâmetro</b>	35,00mm
<b>Quantidade</b>	2

**Fonte: Do autor (2015)**

## 5.5. FIXAÇÃO DA CARGA

A fixação da carga será feita através de um moitão e cabos. O moitão com gancho deverá ser capaz de suportar toda a carga a ser levantada. Seu acionamento se dá através de um conjunto de cabos, como na Figura 5.11.



**Figura 5.11: Exemplo de conjunto moitão x gancho**

Fonte: < s5.static.brasilecola.com/img/2014/08/guindaste.jpg > Acessado em 14/03/15

Consultando o catálogo de produtos do fabricante Gunnebo, encontra-se a possibilidade de utilizar um moitão de sua série Shorty J (Figura 5.12) que tem capacidade de 3 a 350 toneladas de carga.



**5.12: Moitão Shorty J**

Fonte: Gunnebo, Catálogo “Blocos Para Elevação Johnson”, 2014

Conforme orientações do fabricante, é necessário definir o cabo a ser utilizado para então definir o diâmetro das polias do moitão.

Como dados iniciais, utilizam-se referências de mercado para os cabos. A metodologia utilizada para dimensionar os cabos segue o orientado na norma NBR 8400. Previamente, sugere-se que o moitão tenha 4 polias e o dimensionamento a seguir é feito com base nesta informação.

O mecanismo em questão é classificado de acordo com a norma NBR 8400, Tabela 20 – classe de funcionamento – e Tabela 21 – estado de solitação dos mecanismos – como sendo um mecanismo com tempo médio diário de utilização entre 8 e 17 horas e estado de solitação médio. Desta forma, de acordo com a Tabela 23, enquadra-se no grupo de mecanismo 4m.

**Tabela 5.7 – Classificação do cabo segundo a NBR 8400**

<b>Mecanismo</b>	Cabo
<b>Classe de funcionamento</b>	V4
<b>Estado de solitação</b>	2 – Médio
<b>Grupo</b>	4m

**Fonte: Do autor (2015)**

O diâmetro do cabo é definido pela norma de acordo com a Equação 5.8.

$$d_{cabo} = Q_{cabo} \times \sqrt{T_{cabo}} \quad (5.8)$$

De acordo com a Tabela 27 da NBR8400, o fator de tensionamento de um cabo normal do grupo 4m, Q, é igual a 0,375.

A tração de projeto no cabo é definida pela Equação 5.9, onde  $n_c$  é o número de cabos que chegam ao moitão do gancho. Como são utilizadas 8 polias, o número de cabos é 16.

$$T_{cabo} = \frac{k_1 \times k_2 \times C_g \times \psi}{n_c} \times 981 \quad (5.9)$$

Os termos  $k_1$  e  $k_2$  consideram o peso de todo o mecanismo e a resistência à flexão do cabo. Para um equipamento de levantamento e movimentação de carga deste porte, recomenda-se a utilização dos termos como sendo 1,05 e 1,02, respectivamente.  $C_g$  é a capacidade no gancho em toneladas que, no caso, é a carga máxima do equipamento: 20 toneladas. O coeficiente dinâmico vertical está definido na seção 2.4 como sendo 1,3.

$$T_{cabo} = \frac{1,05 \times 1,02 \times 20 \times 1,3}{16} \times 981$$

$$T_{cabo} = 1707,31 daN \cong 17,07 kN$$

De posse da tração de projeto no cabo, calcula-se o diâmetro mínimo para o mesmo.

$$d_{cabo} = 0,375 \times \sqrt{1707,31} = 15,50 mm$$

Comumente utiliza-se cabos de alma de fibra com 6 pernas cada uma constituída por 19 fios de aço para aplicação em equipamentos de levantamento de carga. Desta forma, o cabo em questão é conhecido como Af 6x19 e possui 114 fios ao todo. Este cabo enquadra-se na Tabela C.6 da norma NBR 6327 para seleção de cabos. Consultando esta Tabela, definiu-se que o cabo a ser utilizado será da categoria 1770 com um diâmetro de 15,90mm.

Para analisar se o cabo está dimensionado com segurança, avalia-se a sua capacidade real com a tração de projeto do mesmo.

$$F.S._{cabo} = \frac{148,00}{17,07} = 8,71 \quad (5.10)$$

Os dados do cabo dimensionado estão explicitados na Tabela 5.8

**Tabela 5.8 – Especificações do cabo**

<b>Alma</b>	Fibra
<b>Pernas</b>	6
<b>Fios/Perna</b>	16
<b>Total de fios</b>	114
<b>Categoria</b>	1770
<b>Diâmetro</b>	15,90mm
<b>Capacidade</b>	148kN

**Fonte: Do autor (2015)**

Definido o cabo, utiliza-se o procedimento descrito na norma NBR8400 para o dimensionamento das polias. O diâmetro das polias é descrito pela Equação 5.11.

$$D_p \geq H_1 \times H_2 \times d_{cabo} \quad (5.11)$$

Para polias com cabos normais do grupo 4m, o valor de  $H_1$  é definido na Tabela 28 da norma NBR8400 como sendo 25. O valor de  $H_2$  é definido na Tabela 29 da norma NBR8400 como sendo dependente de  $W_t$ .  $W$  é um valor que depende do número de polias e da direção em que passam os cabos nas mesmas. Considerando que não há inversões de sentido de dobramento dos cabos nas polias e apenas um tambor no sistema, o valor de  $W_t$  é 17. Para este valor de  $W_t$ ,  $H_2$  é 1,25. De posse destes dados, calcula-se o diâmetro da polia.

$$D_p \geq 25 \times 1,25 \times 15,90 = 496,88mm$$

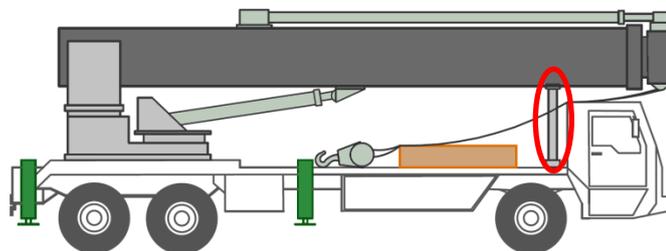
Desta forma, a polia a ser utilizada será de 500,00mm. O moitão selecionado tem suas especificações definidas na Tabela 5.9.

**Tabela 5.9 – Especificações do moitão**

<b>Fabricante</b>	Gunnebo
<b>Série</b>	Shorty J
<b>Carga suportada</b>	20 t
<b>Número de Polias</b>	8
<b>Diâmetro das Polias</b>	500mm
<b>Tipo de Gancho</b>	Em J
<b>Capacidade do Gancho</b>	20 t

Fonte: Do autor (2015)

## 5.6. APOIO FRONTAL



### 5.13: Apoio Frontal

Fonte: Do autor (2015)

Na posição de repouso total do equipamento, a estrutura está na horizontal e apoiada em uma coluna localizada na parte frontal do veículo. Esta coluna deve ser dimensionada contra flambagem, pois o principal esforço que ela sofre é o de compressão.

Realizando o somatório de momentos nesta situação, chega-se à Equação 5.12 de onde calcula-se o valor da força de compressão atuante sobre a coluna.

$$F_{apoio} \times 8,0 = P_{principal} \times 4,5 + P_{secundária} \times 8,5 + P_{pistão\ de\ extensão} \times 7,5 \quad (5.12)$$

$$F_{apoio} = \frac{69,31 \times 4,5 + 47,27 \times 8,5 + 28,09 \times 7,5}{8,0}$$

$$F_{apoio} = 115,55kN$$

Deve-se comparar esta força com o esforço crítico de flambagem. Com estes dados, identifica-se o momento de inércia que a coluna deve ter para suportar as tensões necessárias. A Equação do esforço crítico de flambagem depende do módulo de Young, momento de inércia e do comprimento efetivo de flambagem.

O comprimento efetivo de flambagem é obtido conforme o método utilizado no tópico 3.2.2. A coluna em estudo comporta-se como uma viga engastada em sua base e com a extremidade oposta livre. Desta forma, o comprimento efetivo de flambagem é 2,0 vezes o comprimento da coluna. O comprimento utilizado para esta coluna é 3,15m e o seu material é o mesmo da lança da estrutura.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{L_f^2}$$

$$L_f = 2,0 \times 3,15 = 6,3m$$

De posse deste valor, calcula-se o esforço crítico de flambagem em função do momento de inércia.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times 205 \times 10^9 \times I}{6,3^2}$$

$$P_{cr} = 50,98 \times 10^9 \times I$$

$$115,55 \times 10^3 \leq 50,98 \times 10^9 \times I$$

$$2266,58 \times 10^{-9} \leq I$$

Levando-se em conta que a coluna possui um perfil quadrado não vazado, calcula-se a dimensão de suas laterais.

$$I_{perfil} = \frac{l^4}{12}$$

$$l^4 \geq 2719,89 \times 10^{-8}$$

$$2266,58 \times 10^{-9} \leq \frac{l^4}{12}$$

$$l \geq 7,22 \times 10^{-2}m$$

$$l \geq 7,22cm$$

Utilizando o coeficiente de segurança 1,33 definido no capítulo de entrada de dados, chega-se às dimensões finais da coluna de apoio frontal da estrutura.

$$l_{apoio} = 1,33 \times 7,22 = 9,60 \cong 10,0cm$$

**Tabela 5.10 – Especificações do apoio da lança em repouso**

<b>Material</b>	Aço ASTM A-572 Gr. 50
<b>Perfil</b>	Quadrado
<b>Largura</b>	10,0cm
<b>Altura</b>	3,15m
<b>Cabeçote de apoio</b>	em U

**Fonte: Do autor (2015)**

### 5.7. CABINE DO OPERADOR

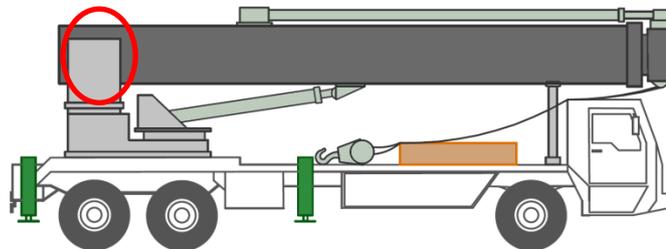
O operador do mecanismo deve ter ampla visão sobre todo o equipamento. Desta forma, não é ideal que ele se localize junto ao motorista do caminhão sobre o qual está o guindaste. A posição ótima avaliada e encontrada nos guindastes usuais é junto à base da lança principal do equipamento.

A posição da cabine do operador foi avaliada qualitativamente e suas especificações técnicas devem ser alvo de análise aprofundada e com abordagem específica a este objetivo. Visto que o objetivo do corrente estudo é projetar um guindaste (estrutura e mecanismos), não é aprofundada a análise sobre a cabine do operador.

## 6. REVALIDAÇÃO DO DIMENSIONAMENTO E TESTE DE FADIGA DA ESTRUTURA DA LANÇA

Um fator determinante do sucesso no projeto de um equipamento é a sua capacidade de resistir à fadiga. Por este motivo realiza-se um teste de fadiga para determinar se a estrutura do equipamento está superdimensionada para fadiga, ou não. Em caso positivo o equipamento resistirá à fadiga na situação para a qual foi projetado.

Para realizar o teste de fadiga é necessário saber as tensões máximas que ocorrem no equipamento, dentre outros fatores. Porém, as tensões calculadas anteriormente devem ser atualizadas devido aos furos na estrutura da lança provenientes do alojamento dos pinos que modificaram as condições da seção crítica da lança (seção crítica na Figura 6.1). Por este motivo, devem-se recalcular as tensões máximas que ocorrem e revalidar as condições de falha para garantir a estabilidade e segurança do equipamento.



### 6.1: Localização da seção crítica

Fonte: Do autor (2015)

#### 6.1. REVALIDAÇÃO DO DIMENSIONAMENTO

A metodologia de cálculo para estas tensões é idêntica à utilizada durante o capítulo de dimensionamento das lanças principal e secundária. O fator que promove alteração é o momento de inércia do perfil, cujo cálculo está explicitado na Equação 6.1.

$$I_{perfil,critico} = I_{perfil} - 2 \times I_{furo} \quad (6.1)$$

O momento de inércia do furo deve ser calculado em relação ao mesmo ponto para o centro do perfil. Para este cálculo, primeiro calcula-se o momento de inércia do furo em relação ao seu centro geométrico e então utiliza-se o Teorema de Steiner (BEER, Resistência dos Materiais, pág 1185), para deslocar este momento à posição correta.

$$I_{furo} = I_{furo,CG} + A_{furo} \times R_{giração} \quad (6.2)$$

$$I_{furo} = \frac{e \times D_{pino}^3}{12} + e \times D_{pino} \times \left(\frac{l - e}{2}\right)$$

$$I_{furo} = \frac{5 \times 3,5^3}{12} + 5 \times 3,5 \times \left(\frac{50 - 3,5}{2}\right)$$

$$I_{furo} = 424,74 cm^4$$

$$I_{perfil,critico} = 3,08 \times 5 - 2 \times 4,25 \times 10^2$$

$$I_{perfil,critico} = 3,07 \times 10^5 cm^4$$

O módulo de resistência à flexão da seção crítica é dado pela Equação 6.3.

$$W_{x,critico} = \frac{I_{perfil,critico}}{y} \quad (6.3)$$

$$W_{x,critico} = \frac{9,80 \times 10^4}{25}$$

$$W_{x,critico} = 12,28 \times 10^3 cm^3$$

Os novos valores de tensão de flexão devido ao peso próprio, peso do pistão de extensão, carga e vento e o novo valor da pressão de compressão crítica estão descritos a seguir.

$$S_G = 35,95MPa$$

$$S_w = 0,17MPa$$

$$S_L = 110,75MPa$$

De posse destes valores, são aplicados os critérios de aceitação contra falha por flexão e por compressão, ambos os quais são cumpridos.

$$M_x \times (S_G + \psi \times S_L) + S_w \leq \sigma_{adm}$$

$$201,69 MPa \leq 260,00 MPa$$

$$(F + P_{principal} + P_{secundária} + P_{pistão\ de\ extensão}) \times \cos(20^\circ) \leq P_{cr}$$

$$320,31kN \leq 15528,59kN$$

Convertendo o valor da força compressiva para encontrar a tensão compressiva correspondente na seção, tem-se o seguinte:

$$\sigma_{comp} = \frac{320,31}{865,00} \times 10 = 3,70MPa$$

## 6.2. TESTE DE FADIGA

Neste projeto são realizados dois testes de fadiga para a estrutura. Um teste mais rigoroso e conservador – Soderberg – e um usual aconselhado pela norma NBR 8400.

### 6.2.1. Teste de fadiga pelo critério de Soderberg

Para realizar este teste é necessário ter conhecimento da amplitude de tensões, da tensão média, da tensão de escoamento e da tensão limite de resistência à fadiga.

$$\frac{\sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{\sigma_e} = \frac{1}{n_f} \quad (6.4)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (6.5)$$

$$\sigma_a = \frac{|\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}|}{2} \quad (6.6)$$

Destes fatores, apenas a tensão limite de resistência à fadiga e a tensão mínima na seção requerem maior detalhamento no cálculo, dada a quantidade de fatores que os influenciam. Os demais valores são conhecidos e possibilitam o cálculo imediato da tensão média e da amplitude de tensão.

A condição de tensão mínima na seção de interesse do equipamento é a sua condição de repouso na horizontal. Nesta condição a sua tensão é originada devido ao cortante e ao momento na seção do apoio onde se localiza o pino. O cortante nesta posição é dado pela Equação 6.8 e o momento nesta posição é dado pela Equação 6.9.

$$\sigma_{min} = \sigma_{min,cortante} + \sigma_{min,momento} \quad (6.7)$$

$$V_{apoio} = P_{principal} + P_{secundária} + P_{pistão\ de\ extensão} \quad (6.8)$$

$$V_{apoio} = 144,67kN$$

$$\sigma_{min,cortante} = \frac{V_{apoio}}{A_{seção}} = \frac{144,67}{865,00} \times 10 = 1,67MPa$$

$$M_{apoio} = P_{principal} \times 4,5 + P_{secundária} \times 7,5 + P_{pistão\ de\ extensão} \times 5,5 \quad (6.9)$$

$$M_{apoio} = 820,92\text{kNm}$$

$$\sigma_{min,momento} = \frac{820,92}{12,28} = 66,85\text{MPa}$$

$$\sigma_{min} = 1,67 + 66,85 = 68,52\text{MPa}$$

O cálculo da tensão média e da amplitude de tensão está definido nas Equações 6.5 e 6.6.

$$\sigma_m = \frac{201,69 + 68,52}{2} = 135,11\text{MPa}$$

$$\sigma_a = \frac{|201,69 - 68,52|}{2} = 66,59\text{MPa}$$

O cálculo da tensão limite de resistência à fadiga requer o conhecimento dos fatores de Marin. A Equação 6.10 demonstra a forma como estes fatores influenciam no valor de tensão limite de resistência à fadiga a ser considerado.

$$S_n = k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \times S_n' \quad (6.10)$$

De acordo com Shigley (BUDYNAS, Elementos de Máquinas de Shigley, pág. 300) o valor teórico do limite de resistência à fadiga deve ser a metade do limite de ruptura do material.

$$S_n' = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{450,00}{2} = 225,00\text{MPa} \quad (6.11)$$

Cada um dos fatores de Marin tem a sua explicação e modo de cálculo detalhados a seguir.

O fator  $k_a$  (fator de modificação de superfície) depende da qualidade do acabamento superficial da peça e da resistência à tração do material de que é feita. A Tabela 6.1 indica os fatores a serem utilizados na Equação 6.12 para o cálculo de  $k_a$ . A peça em questão deve ser fabricada por laminação a quente.

**Tabela 6.1 – Parâmetros para o fator de modificação de superfície de Marin**

Acabamento superficial	Fator $a$ $S_{ut}$ , MPA	Expoente $b$
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou laminado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

**Fonte: Adaptado pelo autor, Budynas, Richard G.; Nisbett, J. Keith; 2011, p.306**

$$k_a = a \times S_{ut}^b \quad (6.12)$$

$$k_a = 57,7 \times 450,00^{-0,718} = 0,72$$

O fator  $k_b$  (fator de tamanho) depende das dimensões da peça utilizada. A Equação 6.13 utilizada para definir este fator foi pensada para eixos sob flexão e torção, mas existe uma aproximação definida pela Equação 6.14 quando se trata de eixos de seção retangular. Como o eixo em questão é vazado, calcula-se esta aproximação para um eixo cheio com a dimensão externa e para um eixo cheio com a dimensão interna. A diferença entre os valores das duas aproximações é o  $d_e$  que deve ser utilizado para calcular  $k_b$ .

$$k_b = \begin{cases} 1,24 \times d_e^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51mm \\ 1,51 \times d_e^{-0,157} & 51 < d < 254mm \end{cases} \quad (6.13)$$

$$d_{e,t} = 0,808 \times (h \times b)^{1/2} \quad (6.14)$$

$$d_{e,t} = d_{e,1} - d_{e,2} \quad (6.15)$$

$$d_{e,1} = 0,808 \times (500 \times 500)^{1/2} = 404,0mm$$

$$d_{e,2} = 0,808 \times (400 \times 400)^{1/2} = 323,20mm$$

$$d_e = 404,00 - 323,20 = 80,80mm$$

$$k_b = 1,51 \times d_e^{-0,157} = 1,51 \times 80,80^{-0,157} = 0,80$$

O fator  $k_c$  (fator de carregamento) depende do tipo de solicitação crítica que a peça sofre. Na lança em questão, a solicitação que gera a tensão que mais se aproxima dos limites do material é a solicitação por flexão. A Equação 6.16 indica os valores de  $k_c$  para cada solicitação.

$$k_c = \begin{cases} 1,00 & \text{flexão} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torção} \end{cases} \quad (6.16)$$

$$k_c = 1,00$$

O fator  $k_d$  (fator de temperatura) depende da relação entre a temperatura em que a peça é utilizada e a temperatura ambiente (considerada 20°C). O equipamento em questão trabalha a temperatura ambiente, mas, no Rio de Janeiro, comumente constata-se temperaturas da ordem de 35°C a 40°C com sensações térmicas de até 45°C. Sendo assim, deve-se consultar a Tabela 6.2 para definir o fator de temperatura mais próximo ao presente caso. Na Tabela há valores de  $k_d$  para temperaturas de 20°C e 50°C. Para garantir a segurança do equipamento, utiliza-se o valor correspondente à temperatura de 50°C.

**Tabela 6.2 – Efeito de temperatura de operação na resistência à tração do aço**

Temperatura, °C	$k_d$
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,943
400	0,900
450	0,843
500	0,768
550	0,672
600	0,549

**Fonte: Adaptado pelo autor, Budynas, Richard G.; Nisbett, J. Keith; 2011, p.308**

$$k_d = 1,01$$

O fator  $k_e$  (fator de confiabilidade) depende da confiança do projetista nas fontes de dados utilizadas, abordagem e do material. A Tabela 6.3 define o fator  $k_e$  com base na confiabilidade arbitrada pelo projetista. Arbitrou-se a confiabilidade em 90%

**Tabela 6.3 – Fatores de confiabilidade  $k_e$  correspondentes a 8% de desvio padrão do limite de resistência à fadiga**

<b>Confiabilidade, %</b>	<b>Variante de transformação <math>z_a</math></b>	<b>Fator de confiabilidade <math>k_e</math></b>
50	0,000	1,000
90	1,288	0,897
95	1,645	0,868
99	2,326	0,814
99,9	3,091	0,753
99,99	3,719	0,702
99,999	4,265	0,659
99,9999	4,753	0,620

**Fonte: Adaptado pelo autor, Budynas, Richard G.; Nisbett, J. Keith; 2011, p.311**

$$k_e = 0,90$$

O fator  $k_f$  (fator de efeitos diversos) tem a proposta de levar em conta todos os fatores não considerados anteriormente, como corrosão, tensões residuais, chapeamento eletrolítico, frequência cíclica, etc. No caso em questão, deve-se levar em conta o fator de corrosão, devido ao ambiente ao qual o equipamento está exposto, porém, Shigley não sugere um fator de correção devido à corrosão pela dificuldade de obtenção de dados com um corpo de prova. Deste modo, propõe-se um fator de 95% de correção devido à corrosão.

$$k_f = 0,95$$

De posse de todos os fatores de ajuste, calcula-se o novo valor para o limite de resistência à fadiga.

$$S_n = 0,72 \times 0,80 \times 1,00 \times 1,00 \times 0,90 \times 0,95 \times 225,00$$

$$S_n = 105,27MPa$$

Todos os valores necessários para encontrar o valor de  $n_f$  estão definidos. Substituindo estes valores na Equação 6.4, obtém-se:

$$\frac{66,59}{110,81} + \frac{135,11}{345,00} = \frac{1}{n_f}$$

$$n_f = 1,01$$

O valor para o coeficiente de segurança em fadiga é superior a 100% e próximo a este valor, significando que o equipamento está dimensionado adequadamente para atender à sua proposta.

### 6.2.2. Teste de fadiga de acordo com a norma NBR 8400

Para realizar este teste é necessário ter conhecimento da tensão máxima, da tensão mínima, do grupo da estrutura e do tipo de solda utilizada no perfil da estrutura. As tensões máximas e mínimas estão calculadas no item 6.2.1. O grupo da estrutura está definido no item 2.4 – grupo 5.

$$\sigma_{min} = 68,52MPa$$

$$\sigma_{máx} = 201,69MPa$$

O tipo de solda recomendado para soldar vigas caixão, de acordo com a Tabela 61 da norma NBR 8400 é solda classe K0 do tipo 0,33.

Calcula-se R (relação entre a tensão máxima e mínima), segundo a Equação 6.17.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{máx}} \quad (6.17)$$

$$R = \frac{68,52}{201,69} = 0,34$$

De posse dos valores de R, do tipo de solda, do grupo da estrutura e sabendo-se que as tensões mais relevantes são de compressão (e não tração), consulta-se a Figura 30 da norma NBR 8400 para definir a tensão limite de fadiga.

$$\sigma_{xa} = 240,00 \text{ MPa}$$

Compara-se a tensão limite de fadiga com a tensão máxima com a Equação 6.18 e calcula-se o coeficiente de segurança à fadiga de acordo com a Equação 6.19.

$$\sigma_{xa} \geq \sigma_{m\acute{a}x} \quad (6.19)$$

$$240,00 \text{ MPa} \geq 201,69 \text{ MPa}$$

$$n_f = \frac{\sigma_{xa}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (6.20)$$

$$n_f = \frac{240,00}{201,69} = 1,19$$

Analisando-se o resultado obtido da Equação 6.19, julga-se que a estrutura do equipamento resistirá à fadiga, pois a sua tensão máxima é menor do que a tensão limite de fadiga calculada. Comparando os coeficientes de segurança calculados nas Equações 6.4 e 6.20, percebe-se que em ambos os métodos a estrutura resiste e os resultados dos coeficientes de segurança à fadiga foram obtidos conforme as proporções esperadas.

## 7. SISTEMA DE GIRO

O sistema de giro deste equipamento consiste no motor e reduções envolvidas para realizar a rotação da lança de levantamento ao redor de sua base. O interesse é a realização de um movimento de rotação circular completo, cobrindo os 360° de uma circunferência.

Inicialmente deve-se escolher um motor que tenha potência suficiente para movimentar toda a estrutura e a carga. Após ser especificado o torque necessário para o motor, escolhe-se o modelo indicado de acordo com um catálogo do fabricante desejado. Escolhido o motor, comparam-se as condições de velocidade de rotação e aceleração de saída do motor com as velocidades e aceleração de projeto. Sendo incompatíveis, é necessário projetar um sistema de redução de velocidade de rotação para garantir o funcionamento ideal.



### 7.1: Motor Rexroth

Fonte: <[http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/images/internet/images/MCR03\\_Foto-web.jpg](http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/images/internet/images/MCR03_Foto-web.jpg)>, Acessado em 19/05/15

#### 7.1. MOTOR

Os fatores causadores de torque no motor são: a inércia da estrutura, mecanismos e carga e a ação do vento. A posição crítica de operação se dá quando a lança está a 30° com a horizontal, perpendicular à direção do vento, totalmente estendida e levantando sua carga total.

Utiliza-se a Equação 7.1 para calcular o momento de inércia de toda a estrutura, carga e mecanismos baseando-se nos momentos de inércia de cada um destes itens. Os momentos de

inércia das lanças foram calculados em relação ao seu próprio centro de gravidade e, desta forma, devem ser transportados utilizando os seus raios de giração.

$$J_{conjunto} = J_{carga} + J_{pistão,principal} + J_{pistão,secundário} + J_{lança,principal} + J_{lança,secundária} \quad (7.1)$$

Para a carga,

$$J_{carga} = m_{carga} \times d_{carga}^2 = 20000,00 \times (14 \times \cos(30^\circ))^2 = 2940,00 \times 10^3 \text{kgm}^2$$

Para os pistões,

$$J_{pistão,principal} = 3450,40 \times (2,55 \times \cos(72,06^\circ))^2 = 2,18 \times 10^3 \text{kgm}^2$$

$$J_{pistão,secundário} = 2863,00 \times (7,5 \times \cos(30^\circ))^2 = 120,78 \times 10^3 \text{kgm}^2$$

Para a lança principal,

$$J_{lança,principal} = J_{o,principal} + m_{principal} \times d_{giração,principal}^2 \quad (7.2)$$

$$J_{o,principal} = \frac{m_{principal} \times (L_{principal} \times \cos(30^\circ))^2}{12}$$

$$J_{o,principal} = \frac{7065,24 \times (10 \times 0,87)^2}{12} = 44,16 \times 10^3 \text{kgm}^2$$

$$J_{lança,principal} = 44,16 \times 10^3 + 7065,24 \times (5,00 \times 0,87)^2 = 176,63 \times 10^3 \text{kgm}^2$$

Para a lança secundária,

$$J_{lança,secundária} = J_{o,secundária} + m_{secundária} \times d_{giração,secundária}^2$$

$$J_{o,secundária} = \frac{m_{secundária} \times (L_{secundária} \times \cos(30^\circ))^2}{12}$$

$$J_{o,secundária} = \frac{4818,55 \times (6 \times 0,87)^2}{12} = 10,84 \times 10^3 \text{kgm}^2$$

$$J_{lança,secundária} = 10,84 \times 10^3 + 4818,55 \times (12,00 * 0,87)^2 = 531,24 \times 10^3 \text{kgm}^2$$

Calculados os momentos individualmente, realiza-se a soma para determinar o momento de inércia total do conjunto.

$$J_{conjunto} = (2940,00 + 2,18 + 120,78 + 176,63 + 531,24) \times 10^3 \text{kgm}^2 = 3,77 \times 10^6 \text{kgm}^2$$

Definido o momento de inércia total do conjunto, calcula-se o torque necessário (Equação 7.3) para acelerar o centro de massa desta estrutura com a aceleração necessária. Com base em equipamentos similares e observações na norma NBR8400, define-se os valores da Tabela 7.1 para velocidade de giro e aceleração angular do equipamento.

**Tabela 7.1 – Velocidade de giro e aceleração angular**

<b>Velocidade de Giro (rpm)</b>	1
<b>Aceleração Angular (rpm/s)</b>	0,5

**Fonte: Do autor (2015)**

$$T_{conjunto} = J_{conjunto} \times \alpha_{conjunto} \quad (7.3)$$

$$T_{conjunto} = 3770,83 \times 10^3 \times 0,5 \times 0,1047 = 197,40 \text{kNm}$$

O torque causado pela ação do vento no equipamento será calculado com vento de serviço máximo como indicado pela Norma 13129. A norma indica o valor de 20m/s na Tabela 1. A força causada pelo vento em ambas as lanças foi calculada anteriormente. O torque causado pelo vento é descrito pela Equação 7.4.

$$T_{vento} = F_{w,1} \times d_1 + F_{w,2} \times d_2 = 0,30 \times 4,0 + 0,33 \times 12,0 = 5,16kNm \quad (7.4)$$

Desta forma, o torque mínimo necessário para movimentar a estrutura com a velocidade desejada é dado pela soma dos torques calculados acima.

$$T_{necessário} = T_{conjunto} + T_{vento} = 202,86kNm \quad (7.5)$$

Conforme consulta ao catálogo da Rexroth (mesma fabricante dos pistões), encontrou-se um motor hidráulico com velocidade mínima de rotação de 50rpm e torque máximo de 4,44kNm. Desta forma, será necessária uma redução de 50:1 na velocidade de rotação para atingir a velocidade desejada, o que acarreta um aumento de torque na ordem de 1:50. A partir da Equação 7.6 verifica-se se o torque disponível será suficiente.

$$T_{disponível} = T_{motor} \times \frac{n_{motor}}{n_{equipamento}} \quad (7.6)$$

$$T_{disponível} = 4,44 \times \frac{50}{1} = 222,00kNm$$

Como mostrado acima, o torque disponível por este motor, após passar por uma redução de 50:1, é suficiente para promover a rotação do equipamento na velocidade desejada. A Tabela 7.2 especifica todos os detalhes do motor escolhido.

**Tabela 7.2 – Especificações do motor de giro**

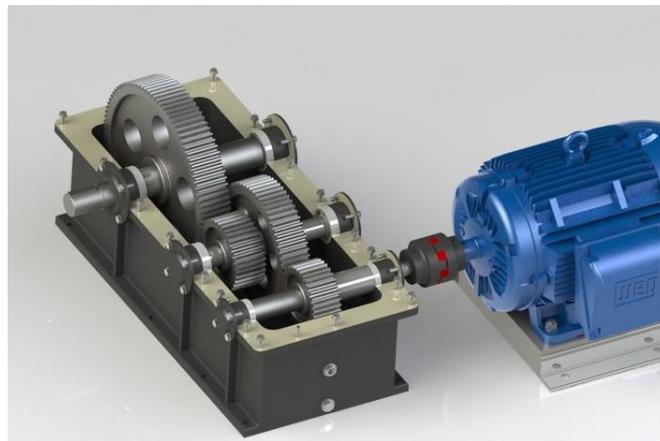
<b>Fabricante</b>	Rexroth, Bosch Group
<b>Modelo</b>	MCR Frame Size 5 - 750
<b>Torque máximo</b>	4,44kNm
<b>Vel. de operação na condição de torque máximo</b>	50rpm
<b>Pressão hidráulica</b>	400bar

Fonte: Do autor (2015)

## 7.2. REDUÇÃO

Como especificado na seção 5.1., a redução a ser utilizada deve ser de 50:1, o que significa que a velocidade de saída é 50 vezes menor do que a velocidade de entrada no redutor.

A redução máxima recomendada por etapa é 5:1. Desta forma, são necessárias três etapas. Uma inicial de 50:15, uma intermediária de 15:4 e uma final de 4:1. Para cada redução são escolhidas as engrenagens com base nos seus diâmetros primitivos e são especificados os torques e velocidades de entrada e saída de cada uma.



### 7.2: Exemplo de redução com engrenagens de dentes retos

Fonte: <<https://d2t1xqejof9utc.cloudfront.net/screenshots/pics/edcd4d3a11512a379a8de8170311cac0/medium.jpg>>, Acessado em 19/05/15

O sistema é composto por 4 eixos: um de entrada contendo uma engrenagem; dois eixos intermediários com duas engrenagens cada um de mesma rotação e diâmetros diferentes; e um eixo que recebe o torque do segundo eixo intermediário.

Para a escolha das engrenagens são necessárias algumas observações. O módulo e o diâmetro primitivo da engrenagem inicial devem ser escolhidos de acordo com padrão de mercado. A altura da circunferência deve ter o mesmo módulo da engrenagem. A largura do dente deve ser de 9 a 15 vezes o valor do módulo da engrenagem. Escolheu-se um módulo de engrenagem de 4,0mm para uma engrenagem inicial com diâmetro primitivo de 64,0mm. Utilizando as Equações 7.7 e 7.8 calcula-se o passo e a largura de todas as engrenagens.

$$P_{engrenagens} = \pi \times m_{engrenagem} = \pi \times 4,0 = 12,6 \text{ mm} \quad (7.7)$$

$$L_{engrenagem} = 15 \times m_{engrenagem} = 15 \times 4 = 60,00 \text{ mm} \quad (7.8)$$

Utilizando-se as Equações 7.9, 7.10 e 7.11 calcula-se o número de dentes, velocidade inicial e torque inicial da primeira engrenagem.

$$Z_1 = \frac{D_{p,1}}{m_{engrenagem}} = \frac{64,0}{4,0} = 16 \text{ dentes} \quad (7.9)$$

$$T_{engrenagem,1} = T_{motor} = 4,44 \text{ kNm} \quad (7.10)$$

$$n_{engrenagem,1} = n_{motor} = 50 \text{ rpm} \quad (7.11)$$

Após a primeira redução, calcula-se a velocidade de rotação, diâmetro, torque e numero de dentes da segunda engrenagem.

$$n_{engrenagem,2} = n_{engrenagem,1} \times \frac{15}{50} = 50 \times \frac{15}{50} = 15 \text{ rpm} \quad (7.12)$$

$$D_{p,2} = D_{p,1} \times \frac{50}{15} = 64,0 \times \frac{50}{15} = 215 \text{ mm} \quad (7.13)$$

$$T_{engrenagem,2} = T_{engrenagem,1} \times \frac{50}{15} = 4,44 \times \frac{50}{15} = 14,8 \text{ kNm} \quad (7.14)$$

$$Z_2 = \frac{D_{p,2}}{m_{engrenagem}} = \frac{215,00}{4,0} = 54 \text{ dentes}$$

Escolhendo para a primeira engrenagem da segunda transmissão um diâmetro primitivo de 64,00mm, tem-se os seguintes dados para a terceira engrenagem do conjunto.

$$n_{engrenagem,3} = n_{engrenagem,2} = 15 \text{ rpm} \quad (7.15)$$

$$D_{p,3} = 64,00 \text{ mm}$$

$$T_{engrenagem,3} = T_{engrenagem,2} = 14,8kNm \quad (7.16)$$

$$Z_3 = \frac{D_{p,3}}{m_{engrenagem}} = \frac{64,0}{4,0} = 16 \text{ dentes}$$

Após a segunda redução, calcula-se a velocidade de rotação, diâmetro, torque e numero de dentes da quarta engrenagem, situada no segundo eixo intermediário.

$$n_{engrenagem,4} = n_{engrenagem,3} \times \frac{4}{15} = 4 \times \frac{4}{15} = 4 \text{ rpm}$$

$$D_{p,4} = D_{p,3} \times \frac{15}{4} = 64,0 \times \frac{15}{4} = 240,00mm$$

$$T_{engrenagem,4} = T_{engrenagem,3} \times \frac{15}{4} = 14,8 \times \frac{15}{4} = 55,5kNm$$

$$Z_4 = \frac{D_{p,4}}{m_{engrenagem}} = \frac{240,00}{4,0} = 60 \text{ dentes}$$

Escolhendo para a primeira engrenagem da terceira transmissão um diâmetro primitivo de 64,00mm, tem-se os seguintes dados para a terceira engrenagem do conjunto.

$$n_{engrenagem,5} = n_{engrenagem,4} = 4 \text{ rpm}$$

$$D_{p,5} = 64,00mm$$

$$T_{engrenagem,5} = T_{engrenagem,4} = 55,5kNm$$

$$Z_5 = \frac{D_{p,5}}{m_{engrenagem}} = \frac{64,0}{4,0} = 16 \text{ dentes}$$

Após a terceira redução, calcula-se a velocidade de rotação, diâmetro, torque e número de dentes da sexta engrenagem, situada no eixo final do redutor.

$$n_{engrenagem,6} = n_{engrenagem,5} \times \frac{1}{4} = 4 \times \frac{1}{4} = 1 \text{ rpm}$$

$$D_{p,6} = D_{p,5} \times \frac{4}{1} = 64,0 \times \frac{4}{1} = 256,00 \text{ mm}$$

$$T_{engrenagem,6} = T_{engrenagem,5} \times \frac{4}{1} = 55,5 \times \frac{4}{1} = 222,00 \text{ kNm}$$

$$Z_4 = \frac{D_{p,4}}{m_{engrenagem}} = \frac{256,00}{4,0} = 64 \text{ dente}$$

A Tabela 7.3 mostra as especificações para cada engrenagem do sistema de redução. Conforme contato com o fornecedor de engrenagens Azanelli, engrenagens com 64 e 54 dentes são fora de padrão, porém engrenagens de 65 e 55 dentes, respectivamente, são capazes de atender aos requisitos do projeto. Desta forma, são utilizados os valores informados pelo fornecedor

**Tabela 7.3 – Especificações das engrenagens do sistema de redução**

<b>Engrenagem</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
<b>Módulo (mm)</b>	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00	4,00
<b>Passo (mm)</b>	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60	12,60
<b>Largura (mm)</b>	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00	60,00
<b>Diâmetro primitivo (mm)</b>	64,00	215,00	64,00	240,00	64,00	256,00
<b>Número de dentes</b>	16	55	16	60	16	65
<b>Rotação (rpm)</b>	50	15	15	4	4	1
<b>Torque (kNm)</b>	4,44	14,8	14,8	55,5	55,5	222,00

**Fonte: Do autor (2015)**

## 8. SISTEMAS CONTRA TOMBAMENTO LATERAL E LONGITUDINAL

O equipamento possui duas condições críticas de trabalho nas quais deve-se fazer um estudo de estabilidade do caminhão. Estas situações são:

- lança paralela ao eixo das rodas (risco de tombamento lateral);
- lança perpendicular ao eixo das rodas (risco de tombamento longitudinal).

Em ambos os casos a lança está completamente estendida, à 30° com o solo e suportando sua carga máxima.



### 8.1: Exemplo de sistema de estabilização com sapatas

Fonte: <<http://statis.hsw.com.br/gif/hydraulic-crane-16.jpg>>, Acessado em 19/05/15

Após a definição das posições críticas, inicia-se o estudo de estabilidade do equipamento. A norma NBR 13595 (ABNT, Cálculo para Verificação de Estabilidade em Guindastes Automotores, 1996) orienta sobre o procedimento de cálculo necessário para verificação de

estabilidade em guindastes. Na norma estão presentes orientações que levam em conta a carga máxima, força do vento e forças de inércia. Devido à baixa aceleração angular que é utilizada neste equipamento, as forças de inércia se tornarão desprezíveis em comparação com as demais, então serão desconsideradas.

Para prosseguir com os cálculos adequados, deve-se especificar o caminhão a ser utilizado para suportar o peso de todo o equipamento. O veículo necessário é um caminhão de tipo especial devido à sua aplicação e capacidade de carga. A carga total que o caminhão deve ser capaz de suportar é o somatório das massas da carga máxima, estrutura e mecanismos, dado pela Equação 8.1.

$$C_{total} = M_{carga} + M_{pistões} + M_{lanças} \quad (8.1)$$

$$C_{total} = 20,00 + 6,40 + 11,88 = 38,28ton$$

Levando-se em consideração que houve elementos com baixo peso (trilhos, pinos) que não foram considerados no cálculo, o caminhão deve ser capaz de suportar uma carga de aproximadamente 40 toneladas. Após consulta a catálogos de caminhões de diversos fornecedores, selecionou-se o modelo TGX 29.440 da MAN que tem capacidade de 50 toneladas com largura de aproximadamente 2,5 metros.

A norma NBR 13595 estabelece as variáveis fundamentais e Equações a serem utilizadas neste cálculo de estabilidade. A Equação 8.2 leva em conta os fatores de carga e vento causadores de tombamento.

$$F_{tombamento,com\ vento} = 1,1 \times P_{carga} + F_w = 1,1 \times 20 \times 9,81 + (0,3 + 0,33) \quad (8.2)$$

$$F_{tombamento,com\ vento} = 216,45kN$$

A Equação 8.3 leva em conta os fatores causadores de tombamento: carga e peso das lanças.

$$F_{tombamento,sem\ vento} = 1,25 \times 20 \times 9,81 + 116,58 \quad (8.3)$$

$$F_{tombamento,sem\ vento} = 361,83kN$$

A Equação 8.3 resulta em uma carga final superior à da Equação 8.2 e, dessa forma, deve ser utilizada para aplicação dos critérios de estabilidade por ser mais severa.

O momento causador de tombamento é dado pela Equação 8.4, levando em conta que toda a força de tombamento seja aplicada na extremidade da lança.

$$M_t = F_{tombamento,semvento} \times 15 \times \cos 30^\circ = 361,83 \times 15 \times 0,866 \quad (8.4)$$

$$M_t = 4600,31kNm$$

As condições de tombamento lateral e longitudinal devem ser analisadas separadamente, pois os sistemas de prevenção dos mesmos também são diferenciados.

Para ambos os casos de tombamento, o centro de gravidade em relação ao solo é mesmo. O caso mais crítico para tombamento é aquele em que a lança está à 30° com a lança secundária estendida. Para o cálculo do centro de gravidade do conjunto utiliza-se como referencial e ponto para encontro dos eixos o eixo de rotação da lança principal. O centro de gravidade do conjunto em relação ao eixo vertical é igual para os casos extremos de tombamento lateral e de tombamento longitudinal e é dado pelas Equações 8.5, 8.6 e 8.7.. No cálculo de centro de gravidade são levados em conta apenas os pesos do caminhão, estrutura e pistões, pois os demais apresentam ordem de grandeza muito inferior aos considerados. A altura da carga considerada é a da ponta da lança.

$$C. G._z = \frac{P_{caminhão} \times d_{caminhão} + P_{est} \times d_{est} + P_{pist} \times d_{pist} + P_{carga} \times d_{carga}}{P_{total}} \quad (8.5)$$

$$P_{estrutura} \times d_{estrutura} = P_{principal} \times d_{principal} + P_{secundária} \times d_{secundária} \quad (8.6)$$

$$P_{estrutura} \times d_{estrutura} = (69,31 \times 5 + 47,27 \times 12) \times \sin(30^\circ) = 320,8kNm$$

$$P_{pistões} \times d_{pistões} = P_{principal} \times d_{principal} + P_{secundário} \times d_{secundário} \quad (8.7)$$

$$P_{pistões} \times d_{pistões} = 33,8 \times 1 \times \text{sen}(72,06^\circ) + 28,1 \times 9 \times \text{sen}(30^\circ) = 158,6kNm$$

$$C. G._z = \frac{225,63 \times (-1) + 320,8 + 158,6 + 196,2 \times 7,5}{571,73} = 3,02m$$

Desta forma, o centro de gravidade está 3,02m acima do plano horizontal que passa pelo eixo de angulação da lança.

### 8.1. TOMBAMENTO LATERAL

Para prevenção do tombamento lateral, comumente utilizam-se sapatas extensoras por ação de pistões. Neste caso é utilizado um conjunto de 4 sapatas estabilizadoras, sendo duas em cada lado do caminhão.

Com a lança posicionada para as duas laterais, o centro de gravidade do corpo é o mesmo em relação ao eixo do caminhão. No caso mais crítico, o centro de gravidade em relação ao eixo do caminhão - x - é calculado de acordo com as Equações 8.8, 8.9 e 8.10, o centro de gravidade em relação do eixo das rodas do caminhão - y - é calculado de acordo com as Equações 8.11, 8.12 e 8.13.

$$C. G._x = \frac{P_{caminhão} \times d_{caminhão} + P_{est} \times d_{est} + P_{pist} \times d_{pist} + P_{carga} \times d_{carga}}{P_{total}} \quad (8.8)$$

$$P_{estrutura} \times d_{estrutura} = P_{principal} \times d_{principal} + P_{secundária} \times d_{secundária} \quad (8.9)$$

$$P_{estrutura} \times d_{estrutura} = (69,31 \times 5 + 47,27 \times 12) \times \cos(30^\circ) = 219,4kNm$$

$$P_{pistões} \times d_{pistões} = P_{principal} \times d_{principal} + P_{secundário} \times d_{secundário} \quad (8.10)$$

$$P_{pistões} \times d_{pistões} = 33,8 \times 1 \times \sin(72,06^\circ) + 28,1 \times 9 \times \cos(30^\circ) = 251,2kNm$$

$$C. G._x = \frac{225,63 \times 0 + 219,4 + 251,2 + 196,2 \times 12,99}{571,73} = 5,28m$$

Desta forma, o centro de gravidade está 5,28m de distância do eixo do caminhão.

$$C. G._y = \frac{P_{caminhão} \times d_{caminhão} + P_{est} \times d_{est} + P_{pist} \times d_{pist} + P_{carga} \times d_{carga}}{P_{total}} \quad (8.11)$$

$$P_{estrutura} \times d_{estrutura} = P_{principal} \times d_{principal} + P_{secundária} \times d_{secundária} \quad (8.12)$$

$$P_{estrutura} \times d_{estrutura} = (69,31 \times 0,00 + 47,27 \times 0,00) = 0,00$$

$$P_{pistões} \times d_{pistões} = P_{principal} \times d_{principal} + P_{secundário} \times d_{secundário} \quad (8.13)$$

$$P_{pistões} \times d_{pistões} = 33,8 \times 0,00 + 28,1 \times 0,00 = 0,00kNm$$

$$C. G._y = \frac{225,63 \times 2 + 0,00 + 0,00 + 196,2 \times 0,00}{571,73} = 0,79m$$

Desta forma, o centro de gravidade está 0,79m de distância à frente do eixo das rodas traseiras do caminhão.

Com a lança posicionada para cada lateral, apenas duas sapatas estão em operação. Verticalmente as sapatas devem suportar os esforços do momento de tombamento. Horizontalmente, os pistões devem contrabalançar a reação vertical que as sapatas causam devido à carga que estarão suportando. Os cálculos são feitos considerando sapatas com 2,5m de comprimento de extensão e 1,2m de altura quando em contato com o solo, como observado no catálogo da Terex Cranes.

Considerando a lança paralela ao eixo das rodas do caminhão, a força que cada sapata deve exercer é dada pela Equação 8.14.

$$F_{sapatas} = \frac{M_t}{n_s \times d_h} = \frac{4600,31}{2 \times 2,5} = 920,06kN \quad (8.14)$$

Realizando o equilíbrio de forças sobre a sapata, calcula-se, através da Equação 8.15, a força que cada pistão deve exercer.

$$F_{pistões,sapatas} = \frac{F_{sapatas} \times 2,5}{1,5} = \frac{920,06 \times 2,5}{1,5} = 1533,43kN \quad (8.15)$$

Será utilizado o catálogo da Rexroth para selecionar o pistão. Consultando-se a Tabela “Forças, Áreas e Vazões”, da página 3 do catálogo, encontra-se que os modelos capazes de suportar esta pressão têm diâmetros de êmbolo e haste a partir de 280mm e 180mm, respectivamente.

Conforme o item “Visão geral dos tipos de fixação”, da página 4 do catálogo, a fixação que deve ser adotada em ambas as extremidades é a CDH1 MS2 (Figura 8.2), pois não é necessário o movimento de rotação neste caso.



**Figura 8.2: Pistão CDH1-MS2**

Fonte: Rexroth, A Bosch Group, Catálogo de Pistões, 2005

A última etapa de seleção é aplicar a restrição do curso desejado. De acordo com a Tabela “Curso Admissível - Tipo de Fixação CDH1: MS2” da página 33 do catálogo, existem cilindros hidráulicos com curso superior a 2490mm, disponíveis com diâmetros de êmbolo e haste de 280mm e 200mm, respectivamente.

Sendo assim, o cilindro hidráulico escolhido foi definido conforme a Tabela 8.1.

**Tabela 8.1 – Especificações do pistão de acionamento das sapatas**

<b>Fabricante</b>		Rexroth
<b>Modelo</b>		CDH1
<b>Tipo de fixação</b>		MS2
<b>Capacidade máxima (kN)</b>		1539,4
<b>Pressão do fluido de operação (bar)</b>		250
<b>Curso Máximo (mm)</b>	<b>Ângulo de operação(°)</b>	-
	0	2750
	45	2830
	90	3140
<b>Diâmetro do êmbolo (mm)</b>		280
<b>Diâmetro da haste (mm)</b>		200
<b>Peso (kg)</b>		2042,00

**Fonte: Do autor (2015)**

De acordo com os cálculos acima, define-se que são necessárias 4 sapatas de 2,5m de extensão com altura de 1,5m, para cujos acionamentos são necessários 4 pistões CDH1-MS2 de 280mm de diâmetro de êmbolo.

Conforme verificado no tópico 3.3.2, cada pistão deste modelo utiliza 6 pinos de aço carbono cementado com 52,00mm de diâmetro. Desta forma, são necessários 24 pinos para a fixação das sapatas.

## **8.2. TOMBAMENTO LONGITUDINAL**

Para prevenção do tombamento longitudinal comumente utilizam-se contrapesos próximos à cabine do caminhão que, somados ao peso do mesmo e aos esforços exercidos pelas sapatas, realizam momento nas rodas traseiras contra tombamento.

Com a lança posicionada para a traseira do caminhão, o centro de gravidade do corpo em relação ao eixo do caminhão está localizado no próprio eixo. No caso mais crítico, o centro de gravidade em relação do eixo das rodas do caminhão - y - é calculado de acordo com as Equações 8.8, 8.9 e 8.10.

$$C. G.y = \frac{225,63 \times 2 - 219,4 - 251,2 - 196,2 \times 12,99}{571,73} = -4,49m$$

Desta forma, o centro de gravidade está 4,49m de distância para trás do eixo das rodas traseiras do caminhão.

Deve-se considerar que neste caso as sapatas que são utilizadas são as duas que se situam na parte mais anterior, do caminhão, a cerca de 2,0 metros do eixo de tombamento longitudinal.

Considerando-se que o caminhão selecionado pesa em torno de 23 toneladas, conforme catálogo do fornecedor, a Equação 8.16 define o peso do contrapeso, se o mesmo for utilizado a 4 metros do eixo traseiro, supondo o peso do caminhão concentrado a 4 metros de seu eixo traseiro.

$$P_{contrapeso} = \frac{M_t - P_{caminhão} \times d_{CM,eixos} - 2 \times F_{sapatas} \times d_{tl}}{d_{contrapeso}} \quad (8.16)$$

$$P_{contrapeso} = \frac{4600,31 - 23 \times 9,81 \times 4,0 - 2 \times 920,06 \times 2,0}{5,0}$$

$$P_{contrapeso} = 3,45kN \cong 0,4ton$$

Portanto, o recomendado é utilizar-se um contrapeso de cerca de 1 tonelada atribuindo-se um fator de segurança de 2,5 a este sistema de segurança.

## 9. ESTIMATIVA DE CUSTO

Utilizando-se de pesquisas de preços e solicitações de orçamentos realizados junto a fornecedores dos materiais e equipamentos necessários para este projeto, faz-se uma estimativa do custo total de equipamento. Na Tabela 9.1 são apresentados os custos das diversas partes que compõem o equipamento.

**Tabela 9.1 – Custos das partes**

<b>Item</b>	<b>Especificação</b>	<b>Fabricante</b>	<b>Preço</b>
<b>Lança principal</b>	Viga Caixão 10m x 500 x 500mm (e=50mm) – Aço ASTM A572 Gr50	Perfimec	R\$26.400,00
<b>Lança secundária</b>	Viga 6m x 330mm x 310mm - Aço ASTM A572 Gr50	Perfimec	R\$15.900,00
<b>Pistão principal</b>	CDH1-MP5 (320mm x 220mm)	Rexroth	-
<b>Pistão de extensão</b>	CDH1-MS2 (250mm x 180mm)	Rexroth	-
<b>Trilho</b>	24m de HVR-S + 52 HVB- 053/HVPS	PCB Linear	R\$16.088,21
<b>Pino do pistão de extensão</b>	6x (Aço Carbono Cementado D=52mm)	DiFerro	R\$67,50
<b>Pino do pistão principal</b>	2x (Aço Carbono Cementado D=35mm)	DiFerro	R\$11,20
<b>Pino do pistão principal</b>	8x (Aço Carbono Cementado D=55mm)	DiFerro	R\$100,88
<b>Pino da lança</b>	2x (Aço Carbono Cementado D=140mm)	DiFerro	R\$301,34
<b>Pino do pistão da sapata</b>	24x (Aço Carbono Cementado D=52mm)	DiFerro	R\$270,00
<b>Gancho</b>	Shorty J 20t	Gunnebo	R\$12.213,86

<b>Motor</b>	MCR Frame Size 5 - 750	Rexroth	-
<b>Engrenagem</b>	3x (Dp=64mm; Z=16; m=4mm)	Azanelli	R\$209,19
<b>Engrenagem</b>	Dp=215mm; Z=55; m=4mm	Azanelli	R\$359,97
<b>Engrenagem</b>	Dp=240mm; Z=60; m=4mm	Azanelli	R\$408,75
<b>Engrenagem</b>	Dp=256mm; Z=65; m=4mm	Azanelli	R\$475,45
<b>Pistões das sapatas</b>	4x CDH1-MS2 (280mm x 200mm)	Rexroth	-
<b>Veículo</b>	Caminhão MAN TGX 29.440	MAN	R\$300.000,00
<b>Custo total</b>	R\$372.806,35		

**Fonte: Do autor (2015)**

O fornecedor dos pistões e do motor informou que o custo aproximado para cada um dos pistões é de R\$25.000,00 e do motor de R\$30.000,00. Somando-se estes valores ao custo total informado na Tabela 7.1, define-se o custo total das partes.

R\$ = 552.806,35

A definição da mão-de-obra de montagem do equipamento e a definição de um percentual de lucro para a empresa que vá produzir este equipamento fogem do escopo do atual projeto. Desta forma, não serão arbitrados valores para estes custos.

Equipamentos de fabricantes renomados como Terex Cranes, Altec e Sotreq/Cat que possuem características e capacidades similares situam-se numa faixa de preços que vai de R\$500.000,00 a R\$700.000,00.

Há formas possíveis para reduzir os custos desse projeto como, por exemplo: utilizar pistões que operem com maiores pressões (reduzem-se os diâmetros e material utilizado na confecção do mesmo, reduzindo-se também o preço) ou utilizar caminhões específicos e de menor porte para este tipo de aplicação. Desta forma, entende-se que o valor final atingido para o equipamento trata-se, na verdade de um valor máximo que o mesmo pode atingir.

## 10. CONCLUSÕES

A proposta deste projeto é idealizada sob o conceito de um equipamento com a função de erguer cargas em ambientes portuários, tais como containers, com peso máximo de 20 toneladas, a fim de auxiliar nos trabalhos de movimentação de carga necessários.

A análise de custos presente neste projeto indica a viabilidade do mesmo em comparação com equipamentos similares no mercado. Desta forma, a metodologia do estudo mostra-se adequada ao contexto em que se insere.

Com o constante crescimento em volume e exigência de qualidade nas movimentações portuárias, o objeto deste projeto torna-se de grande utilidade no atual cenário econômico, devido à sua aplicação contínua no setor portuário.

Finalizado este projeto, ficam sugestões para aprofundamentos em diversos aspectos do mesmo. Os principais focos de atenção a serem destacados são:

- Cuidados com manutenção;
- Simulação computacional por elementos finitos da estabilidade e pontos críticos de tensão da estrutura;
- Dimensionamento aprofundado da cabine do operador
- Novo cálculo de dimensionamento para um guindaste com lança com mais do que uma extensão;
- Adequação dos cálculos e das análises a um guindaste que opere sobre um veículo de menor dimensão, facilitando seu posicionamento em ambientes menores;
- Análise e seleção de componentes responsáveis pelo bombeamento hidráulico aos pistões e motor;
- Análise de possibilidades de redução de custos.

## 11. REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO

ABNT, Norma NBR 10852 – “Guindastes de rodas com pneus – Terminologia”, 1989.

ABNT, Norma NBR 13129 – “Cálculo de carga de vento em guindaste – Procedimento”, 1994

ABNT, Norma NBR 13595 – “Cálculo para verificação de estabilidade de guindastes automotores – Procedimento”, 1996.

ABNT, Norma NBR 7557 – “Guindaste de pneus – Especificação”, 1987.

ABNT, Norma NBR 8400 – “Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas – Procedimento”, 1984.

Alves, Fabio P.; Costa, Rafael B. da; “Dimensionamento de um Sistema Mecânico para Descarregamento”, Niterói, 2014, 85 f. Monografia – Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Federal Fluminense, Niterói. 2014.

Beer, Ferdinand P.; Johnston Jr., E. Russel - “Resistência dos Materiais”, 3ª Edição, 1981, Ed. Pearson.

Budynas, Richard G; Nisbett, J. Keith – “Elementos de Máquinas de Shigley”, 8ª Edição, 2011, Ed. AMGH.

Crespo, Gustavo B.; “Guindaste Móvel Sobre Pneus Com Cesta Aérea”, Niterói, 2011, 75 f. Monografia – Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Federal Fluminense, Niterói. 2003.

DIN, Norma DIN 6325, “Pinos de articulação cilíndricos”.

Globo, “A importância dos portos para o crescimento da economia”, Jornal Nacional, 2006.

Gunnebo, Catálogo “Blocos Para Elevação Johnson”, 2014.

Kappel, Raimundo F., “Portos Brasileiros, Novo Desafio para a Sociedade”, 2014

MAN, “Catálogo de Caminhões, TGX 29.440”, 2014.

Mesquita, Patrícia L. de, “Planejamento Portuário Nacional”, Portos do Brasil, 2014.

Nassar, Wilson Roberto, “Máquinas de Elevação e Transportes”, Universidade Santa Cecília, 2013.

PCB Linear, Catálogo “Roller Bearings & Linear Guideways”, 2014.

Rexroth, A Bosch Group, Catálogo de Pistões rp17331, 2005.

Rexroth, A Bosch Group, Catálogo de Motores e Reduções re90112, 2006.

Soufer Industrial, “Perfis Laminados Gerdau”, 2008

## **12. ANEXOS**

- 12.1. CATÁLOGO DE PISTÕES, REXROTH, A BOSCH GROUP, 44 páginas
- 12.2. CATÁLOGO “ROLLER BEARINGS AND LINEAR GUIDEWAYS”, PCB LINEAR, 68 páginas
- 12.3. CATÁLOGO “BLOCOS PARA ELEVAÇÃO JOHNSON”, GUNNEBO, 14 páginas
- 12.4. CATÁLOGO DE MOTORES E REDUÇÕES – REXROTH, A BOSCH GROUP, 16 páginas
- 12.5. CATÁLOGO DE CAMINHÕES – MAN, 2 páginas