



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE  
FACULDADE DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJEÇÃO DE ESTRUTURA METÁLICA PARA ELEVAÇÃO DE  
CARGA PESADA**

*Discente:*

Mazenga, Edmundo Sousa

*Supervisor da UEM:*

---

Eng. Dionisio Langa

*Supervisor da Mecvide Moçambique:*

---

Eng. Henrique Margarido

Maputo, Agosto de 2022



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE  
FACULDADE DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE LICENCIATURA EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJEÇÃO DE ESTRUTURA METÁLICA PARA ELEVAÇÃO DE  
CARGA PESADA**

*Discente:*

Mazenga, Edmundo Sousa

*Supervisor da UEM:*

---

Eng. Dionisio Langa

*Supervisor da Mecwide Moçambique:*

---

Eng. Henrique Margarido

Maputo, Agosto de 2022

ourselves.

We've been made in image of God! Didn't we become gods

## ÍNDICE

AGRADECIMENTOS .....	iii
LISTA DE ABREVIATURAS UTILIZADAS .....	vii
RESUMO.....	8
INTRODUÇÃO.....	10
1.2. APRESENTAÇÃO DA EMPRESA .....	11
1.3. PROBLEMÁTICA .....	12
1.4. PROBLEMA .....	12
1.5. OBJECTO.....	12
1.5.1. Objectivo geral .....	12
1.5.2. Objectivo específico .....	12
1.6. Perguntas de investigação.....	13
1.7. Hipótese: .....	13
1.9. Estrutura do trabalho .....	13
2.0. MARCO TEÓRICO – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	15
2.1. Conceitos básicos .....	15
2.1.1. Sistema de elevação de carga .....	15
2.1.2. Tipos de ponte rolante .....	15
2.1.3 Ponte rolante apoiada.....	16
2.1.4. Ponte rolante suspensa.....	16
2.1.5 Pórtico.....	17
2.1.6. Componentes principais do sistema de elevação.....	19
3. Abordagem investigativa.....	20
3.1. Procedimentos técnicos .....	20
3.2. Técnica de recolha de dados .....	21
3.3. Abordagem consultiva.....	22
4. ANÁLISE CONSTRUTIVA E TÉCNICA .....	23
4.1. Cálculo e dimensionamento da viga principal do sistema.....	23
4.2. Cálculo e dimensionamento dos suportes.....	29
4.2.5. Determinação do diâmetro do cilindro .....	34
4.2.6. Determinação da pressão de suprimento do cilindro.....	34

4.2.7 Características do cilindro .....	35
4.3. Seleção da Bomba .....	36
4.3.1. Determinação do caudal volumétrico necessário .....	37
4.3.2. Determinação da capacidade do reservatório .....	37
4.3.3. Seleção da bomba Hidráulica .....	37
4.4. Seleção de acessórios.....	39
4.4.1. Parafusos de fixação da Base dos cilindros .....	39
4.4.2. Filtro de sucção de óleo – reservatório .....	39
4.4.3 Manômetro vertical.....	40
4.4.4 Mangueiras .....	40
4.4.5 Fluido Hidráulico.....	40
5. APRESENTAÇÃO, ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	41
6.CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....	42
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	43
7. ANEXOS .....	44
ANEXO-A .....	44
ANEXO-B .....	45

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar e acima de tudo agradecer a Deus todo-poderoso pelo dom da vida e oportunidade de aqui estar hoje.

Em especial agradecer aos meus pais Júlio Mazenga e Maria Manuel pelo apoio, ensinamento, direção, acima de tudo pela a educação e discernimento a mim transmitido, o meu muito obrigado por tudo. Desejo-lhes tudo que há de bom nesta terra enquanto vivos.

Aos meus irmãos Manuel Mazenga, Anândia Mazenga e Kleberson Mazenga, que acompanharam de perto o meu longo e árduo percurso e mesmo assim incentivaram-me a continuar de modo alcançar os meus objetivos.

Ao meu supervisor Eng<sup>a</sup> Dionisio Langa pela orientação, apoio e assistência necessária para realização deste trabalho, o meu muito obrigado.

Aos meus colegas de curso que diretamente ou indiretamente contribuíram para o meu êxito no mesmo, alguns passaram de colegas de carteira para colegas de trabalho e por fim amigos da vida, nada mais e nada menos que Gerson Taisone; Carlos Chicucua; Vanódio Manhique; Calisto Manguete; Chivavel Jaime; Mugunda Francisco; Zefanias Tivane e Edmilson Hilario.

Aos meus professores que tiveram um papel fundamental no meu desenvolvimento pessoal.

Não menos importante agradecer a MECWIDE MOÇAMBIQUE pela oportunidade a mim concedida de fazer parte desta grande e maravilhosa família em especial ao Luís Marques, Henrique Margarido e o pessoal da secção da produção, o meu muitíssimo obrigado.

## Índice de Figuras

Figura 1: Organograma da Empresa.....	11
Figura 2: Viga principal univiga apoiada. ....	16
Figura 3: Ponte Rolante Biviga Suspensa.....	17
Figura 4: Pórtico rolante (RUDENKO, 1976).....	17
Figura 5: Pórtico Móvel (RAY, 2008).....	18
Figura 6: Semi-pórtico rolante (RAY, 2008).....	18
Figura 7: componentes principais de uma ponte rolante .....	19
Figura 8: reações internas na viga (Hibler 7ª edição).....	19
Figura 9: Distribuição da carga a elevar .....	23
Figura 10: Esforços internos da viga principal.....	24
Figura 11: Momentos flectores em vários pontos do troço .....	25
Figura 12: diagramas de esforços interno.....	26
Figura 13: Efeito de forcas externas na viga .....	27
Figura 14: secção transversal da viga.....	27
Figura 15: Cilindro Hidráulico Simples .....	30
Figura 16: Casos de flambagem para a determinação do fator de curso (FIALHO, 2004).....	32
Figura 17: Determinação do fator de curso segundo a fixação (PARKER HYDRAULICS, 2003) .....	32
Figura 19: Dimensões externas do cilindro .....	35
Figura 20: Características da bomba elétrica (Enerpac).....	38
Figura 21: Filtro para o reservatório do óleo hidráulico.....	39
Figura 22: Manómetro de Glicerina para controlo de pressão .....	40

## Índice de Tabelas

Tabela 1: Tipo de pesquisa quanto aos procedimentos técnicos .....	21
Tabela 2: Escolha do Diâmetro do cilindro .....	34
Tabela 3: Dimensões externas e de montagem (Parker Hydraulics ,2017) .....	36
Tabela 4: Dimensões da Haste (Parker Hydraulics ,2017).....	36
Tabela 5: Dados das bombas elétricas (ENERPACK, 2014) .....	38

## Índice de gráficos

Gráfico 1: Diâmetro da haste do cilindro (PARKER HYDRAULICS) .....	33
--	----

## LISTA DE ABREVIATURAS UTILIZADAS

m-Massa kg

g- Força de Gravidade  $m/s^2$

$L_{viga}$ - Comprimento da Viga m

$q_0$ - Carga distribuída kN/m

$F$ - Força em kN

R –Reação de apoio kN

$N$  – Esforços Normais kN

T –Esforços Transversos kN

M– Momento flector kN.m

$\sigma$  – Tensão máxima na viga Mpa

$I$  – Momento de Inercia  $m^4$

$E$  – Modulo de elasticidade Mpa

$P_{cr}$  –Carga crítica kN

$d_{haste}$  – Diâmetro da Haste mm

A – Área de secção transversal  $mm^2$

$L$  – Curso do pistão  $mm$

$v$  – Velocidade do pistão  $cm/s$

$Q$  – Caudal  $l/s$

## **RESUMO**

A construção metalomecânica tem sido um dos maiores pilares na indústria e no desenvolvimento do mesmo, contribuindo significativamente para o desenvolvimento do sector, desde a construção de obras minúsculas, complexas e a construção de obras gigantescas (PONTES METÁLICAS, estruturas metálicas no geral).

Apesar da mesma ser uma área que acompanha a história já há muito tempo, tem sempre surgido desafios novos, que precisam de soluções económicas e inovadoras.

Em específico um dos grandes problemas que a empresa tem enfrentado na construção mecânica é a dificuldade que as mesmas apresentam para o manuseio de cargas elevadas e longas, desde o carregamento, gestão do espaço e a logística, em específico o carregamento das mesmas indoors (dentro das instalações de produção/fabrico).

Na empresa em questão o processo de içamento de cargas elevadas, é realizado a partir de colocação de suportes (perfis) numa base de aço (a partir da soldadura) com ajuda de vários diferenciais e cilindros hidráulicos, e é realizado o processo de içamento e suspensão da carga.

Neste âmbito o presente trabalho trás como proposta a construção de um sistema de içamento de carga pesada cujo tem como objetivo principal o carregamento e suspensão de cargas pesadas e longas, podendo realizar movimentos ao longo da sua longitudinal assim como transversalmente (Multidirecional).

### **PALAVRAS CHAVES:**

Carga Pesada; Ponte Rolante; Elevação

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

## INTRODUÇÃO

A construção metalomecânica tem sido um dos maiores pilares da indústria e do desenvolvimento do mesmo, contribuindo significativamente para o desenvolvimento do sector, desde a construção de obras minúsculas, complexas e a construção de obras gigantescas (PONTES METÁLICAS, estruturas metálicas no geral).

Apesar da mesma ser uma área que acompanha a história já há muito tempo, tem sempre surgido desafios novos, que precisam de soluções económicas e inovadoras.

Em específico um dos grandes problemas que as empresas têm enfrentado na construção mecânica é a dificuldade que as mesmas apresentam para o manuseio de cargas pesadas e de grandes dimensões, desde o carregamento, gestão do espaço e a logística, em específico o carregamento das mesmas indoors (dentro das instalações de produção/fabrico).

Na empresa em questão o processo de elevação de cargas pesadas, é realizado a partir de colocação de suportes (perfis) numa base de aço (a partir da soldadura) com ajuda de vários diferenciais e cilindros hidráulicos (São macacos hidráulicos com grandes capacidades de elevação, podendo variar de 2T a 500T), e é realizado o processo de elevação e suspensão da carga.

Neste âmbito o presente trabalho traz como proposta a construção de um sistema de elevação de carga pesada cujo objetivo principal é o carregamento e suspensão de cargas pesadas e de grandes dimensões, podendo realizar movimentos ao longo da sua longitudinal assim como transversalmente (Multidirecional).

## 1.2. APRESENTAÇÃO DA EMPRESA

A empresa Mecwide Moçambique eh uma multinacional que opera em vários ramos a nível industrial especificamente no ramo de Construção metálica, Sistema Modulares, Minas e Cimentos, Indústria e Energia e na indústria de Petróleo e gás.

A Mecwide tem como projecto actualmente a construção de 3 pontes metálicas em diferentes regiões do pais, entre vários projectos.

A estrutura organizacional da Mecwide Moçambique obedece a estrutura apresentada abaixo:

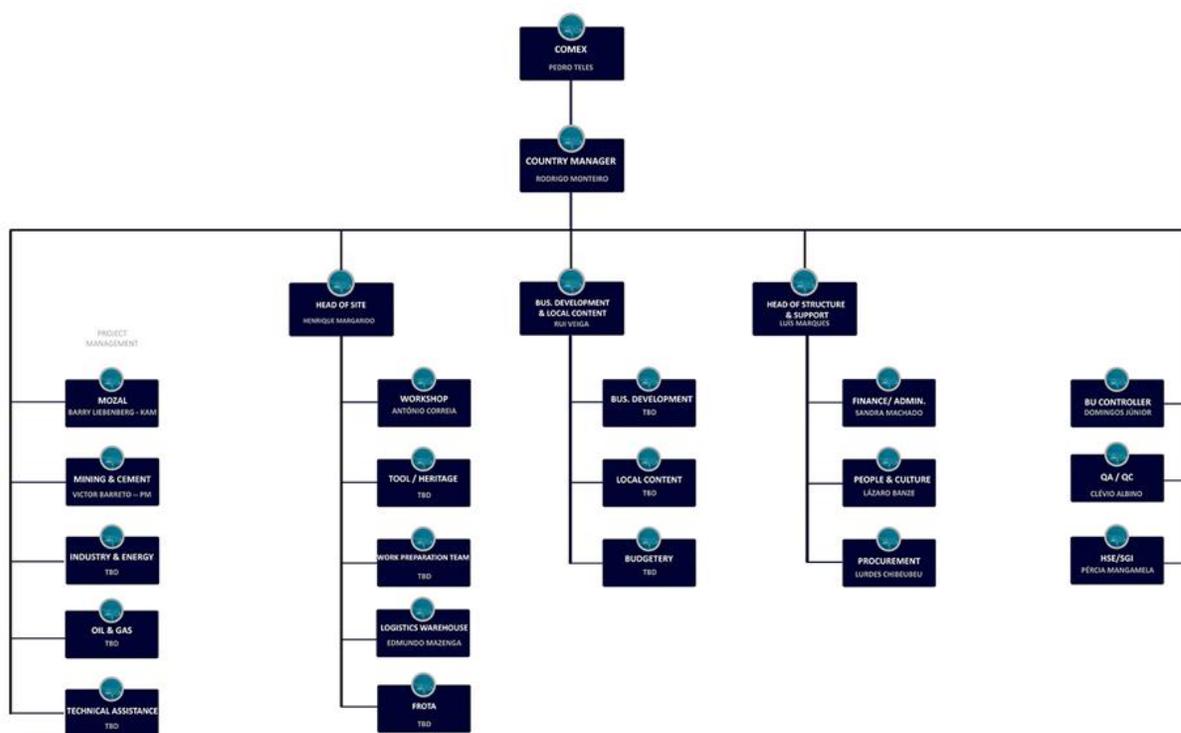


Figura 1: Organograma da Empresa

### **1.3. PROBLEMÁTICA**

Um dos grandes problemas que a indústria metalomecânica tem se deparado com eles frequentemente, tem sido um sistema prático para o manuseio de cargas pesadas dentro das instalações de produção.

Com a crescente demanda de trabalhos de grande magnitude dentro da empresa em questão constata-se com frequência o seguinte:

- I. Tempo elevado para montagem de estrutura para o içamento e elevação de carga;
- II. Necessidade de reconstrução da estrutura para trabalhos diferentes;

### **1.4. PROBLEMA**

Como fazer a elevação de cargas pesadas em locais fechados, desde vários tipos de carga (Longa ou curta)

### **1.5. OBJECTO**

- Elevação de cargas pesadas em locais fechados.

#### **1.5.1. Objetivo geral**

- Elevação de carga pesada em locais fechados
- Dimensionamento de um sistema de Geral de elevação de cargas pesadas em locais fechados, especialmente dentro das unidades de produção, workshop.

#### **1.5.2. Objetivo específico**

- Estudar o sistema actual de elevação de carga, vantagens e desvantagens
- Estudar tipos de carga pesada predominante na instalação
- Projetar um sistema para elevação de carga, para locais fabris fechados
- Apresentar políticas de uso do equipamento, para um meio de trabalho seguro

## 1.6. Perguntas de investigação

1. Qual é o problema do actual meio de elevação de carga?
2. Que vantagens o novo sistema de elevação de carga apresenta em relação ao antigo?
3. Que tipo de carga pode-se elevar?
4. Qual é a capacidade máxima do sistema?
5. Como deve ser operado o equipamento?
6. O sistema pode ser usado fora de locais fechados?
7. Em termos de características construtivas, qual deve ter o sistema?
8. O Sistema é sustentável?
9. A relação ergonómica é sustentável?

## 1.7. Hipótese:

A carga será distribuída sobre a estrutura de elevação o que com que o sistema seja capacitado a elevar e suportar carga elevada por longo período de tempo facilitando os vários tipos de trabalhos sobre ela.

## 1.9. Estrutura do trabalho

A estrutura do trabalho em questão obedece o organograma descrito abaixo,

**Introdução:** faz-se a introdução do trabalho, demonstrando quais são os objectivos que se pretendem alcançar, de que forma se manifesta o problema que se pretende resolver e que relevância tem o tema em estudo para com a área de estudo.

**Marco teórico-conceitual da investigação:** neste capítulo é apresentado, discutido, uma gama de conceitos teóricos que suportam a solução que se pretende implementar, quais as ferramentas essenciais para o seu desenvolvimento. Demonstrando-se desta forma os antecedentes do objecto de estudo, assim como as soluções implementadas no país.

**Contextualização da investigação:** neste capítulo será apresentada a contextualização do objecto de estudo, onde se faz uma descrição detalhada do mesmo e qual o seu estado actual. Para tal, serão apresentados os objectivos, visão e missão deste objecto de estudo, bem como o organograma e a estrutura organizacional.

**Metodologia de resolução de problema:** serão apresentadas todas metodologias utilizadas na prossecução da pesquisa, e de que forma foram alcançados os objectivos previamente traçados

**Apresentação, análise e discussão de resultados:** nesta secção serão exibidos os resultados obtidos ao longo da pesquisa, através da exposição de diagramas, fluxogramas, tabelas, figuras e também é neste capítulo apresentado todo o protótipo do sistema que se pretende desenvolver.

**Conclusões e recomendações:** por fim, neste capítulo serão apresentadas as conclusões feitas perante os resultados obtidos na análise e interpretação de resultados no final do projecto.

## **2.0. MARCO TEÓRICO – REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

A produção fabril na indústria tem sido marcada e continua sendo, pela tendência do manuseio de cargas elevadas principalmente na área maquina-equipamento, tendo com muita influência afetado área de produção e armazenamento industrial.

Deste modo seguimos com a definição de sistema de elevação de carga.

A elevação de carga pode ser caracterizada por todo sistema /operação que nos permite manusear cargas pesadas variando de 3 a 500toneladas, desde o içamento, elevação e a movimentação da mesma.

As grandes linhas de produção tem sido extremamente dependentes do sistema de manuseio de cargas, assim sendo no presente trabalho pretende-se apresentar um sistema de elevação de carga, manuseio pela qual vai ser extremamente importante para apresentar designs totalmente funcionais, económicos e acima de tudo condições de trabalhos em segurança extremamente excelente.

Para áreas fabris, linhas de produção, oficinas de produção mecânica e workshops os sistemas predominantes de elevação de carga tem sido realizado a partir de pontes rolantes que são instaladas no interior da unidade de produção, a partir da qual esta tipicamente realiza movimentos na longitudinal, transversal e ao longo da sua vertical.

A ponte rolante usada dentro de unidades fabris tem capacidades variadas desde 3-300toneladas, sendo uma das, mas usadas a ponte rolante elétrica com uma viga.

### **2.1. Conceitos básicos**

#### **2.1.1. Sistema de elevação de carga**

A movimentação de cargas compreende operações de elevação, transporte e descarga de objetos e/ou materiais, além de poder ser executada mecanicamente ou manualmente. Porém de acordo com (RUDENKO, 1976), “as máquinas de elevação e transporte devem ser mecanizadas ao máximo possível, de modo a empregar um pequeno número de trabalhadores para controle, manutenção e serviços auxiliares”

#### **2.1.2. Tipos de ponte rolante**

As pontes rolantes podem ser caracterizadas como ponte rolante apoiada e ponte rolante suspensa, sendo distinguidas entre univiga ou biviga. A definição de qual modelo de ponte rolante a se usar é determinada pelo projetista, pela análise do local, verificação de possíveis restrições, o que será carregado, e como precisa ser carregado.

### 2.1.3 Ponte rolante apoiada

Neste tipo de ponte rolante, a viga principal faz o deslocamento em cima dos trilhos do caminho de rolamento, e os trilhos são sustentados pelas colunas do próprio local. Caso o projeto do local não tenha previsto a instalação de uma ponte rolante, os trilhos são sustentados por estruturas fabricadas de aço, permitindo o funcionamento da ponte rolante.

A Figura 2 representa uma ponte rolante univiga apoiada, que permite um melhor aproveitamento da altura, pois a mesma comporta o caminho de rolamento como sendo inferior à altura de elevação da carga. A ponte rolante univiga tem por característica uma única viga na cobertura de seu vão, que por sua vez atua em sentido transversal limitando assim a capacidade da mesma.



Figura 2: Viga principal univiga apoiada.

Fonte: <https://movequip.com.br/produtos/pontes-rolantes/>

### 2.1.4. Ponte rolante suspensa

A viga principal desse tipo de ponte rolante é formada por duas vigas paralelas que cobrem o vão de trabalho (Figura 3). Elas se deslocam por debaixo do caminho de rolamento, o que permite um melhor aproveitamento do comprimento do local, visto que a talha possui um espaço maior para se mover.



Figura 3: Ponte Rolante Biviga Suspensa

Fonte: <https://www.directindustry.com/pt/prod/verlinde/product-8590-2011852.html>

## 2.1.5 Pórtico

Pórticos são estruturas muito similares às pontes rolantes, mas nesse caso a viga na qual está o equipamento de elevação está ligada às pernas rigidamente, com rodas que possibilitam o seu deslocamento no chão. São muito práticos, pois, ao contrário das pontes rolantes, não necessitam de uma estrutura predial para serem instalados. Podem ser utilizados em ambientes externos.

### 2.1.5.1 Pórtico Fixo

São fixados ao chão, podendo percorrer somente a extensão de um trilho pré-definido. Suportam grandes cargas e são mais seguros, mas não perdem em praticidade e versatilidade. A estrutura desses pórticos pode ser vista na Figura 4.3. Figura 4.3:

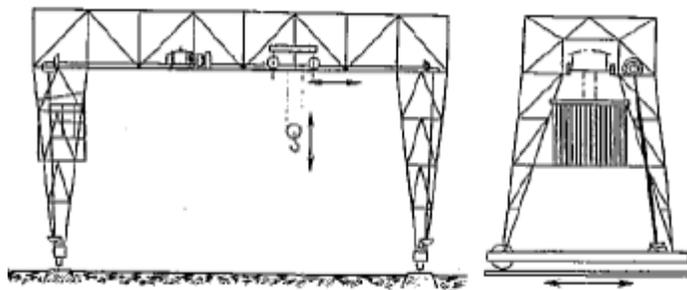


Figura 4: Pórtico rolante (RUDENKO, 1976)

### 2.1.5.2 Pórtico Móveis

Em cada uma das pernas são acopladas rodas que podem correr sobre qualquer piso estável e plano. São utilizados para cargas menores, já que não são muito seguros e não podem ser muito pesados, o que prejudicaria a capacidade de movimento. São muito práticos e de fácil construção.



Figura 5: Pórtico Móvel (RAY, 2008)

### 2.1.5.3 Semi-Pórtico

Nesse caso a viga principal é apoiada sobre uma perna em uma das pontas e em um trilho, como no caso de uma ponte rolante, do outro lado. Suportam grandes cargas e possuem mais liberdade de movimento que uma ponte rolante.

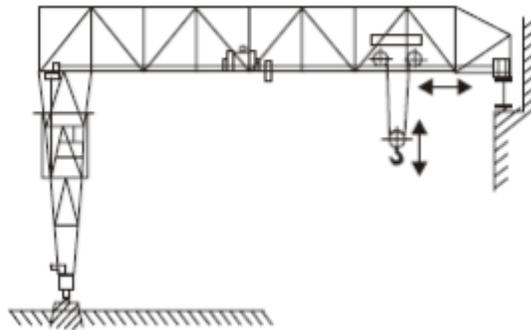


Figura 6: Semi-pórtico rolante (RAY, 2008)

### 2.1.6. Componentes principais do sistema de elevação

Em geral todo sistema de elevação mecânica de carga independente da aplicação da mesma é composta pelos seguintes elementos principais:



Figura 7: componentes principais de uma ponte rolante

#### a) Viga principal

É a principal estrutura da ponte e a primeira a ser dimensionada pelo projetista. É nela que o conjunto trole e talha se movimentam, e onde se concentra um grande esforço fletor e cisalhante (Figura 2.6 item 1.1).

Quando a viga está sujeita a esforços transversos, as reações internas sobre qualquer parte da seção da viga vão consistir em *esforço transversal* ( $V$ ) e *Momento fletor* ( $M$ ) figura abaixo:

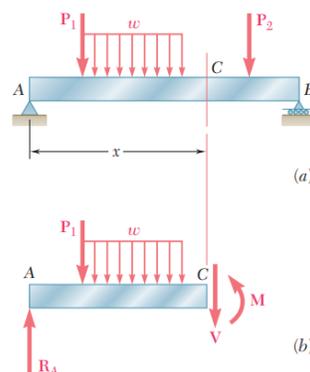


Figura 8: reações internas na viga (Hibler 7ª edição)

b) Carro Trole

Equipamento responsável pelo movimento vertical e horizontal da carga. Possui uma talha que permite o levantamento do material, um tambor para recolhimento do cabo de aço e um gancho na extremidade do cabo de aço para fixação da carga (*Figura 2.6 carro em que o item 1.3 está fixado*).

c) Cabeceiras

As cabeceiras estão localizadas nos extremos da viga principal (*Figura 2.6 item 1.2*). Nelas estão as rodas, responsáveis pelo movimento da viga principal da ponte rolante, que por sua vez deslizam sobre o caminho de rolamento.

d) Caminho de rolamento

É a base por onde as cabeceiras se movem (*Figura 2.6 item 1.4*). Esse caminho é construído por vigas ou trilhos fixados por solda, em alguns casos particulares por concreto. Em pórticos esse caminho é feito no chão, e em pontes rolantes é apoiado sob os pilares.

e) Talha elétrica

A talha (*Figura 2.6 item 1.3*) é o equipamento responsável pelo içamento e locomoção da carga em uma direção. É constituída basicamente por um motor fixado a uma estrutura, um tambor para o movimento do cabo de aço, um gancho para fixar a carga, o cabo de aço, e um sistema de controlo de operação.

f) Rodas

Acopladas nas cabeceiras geralmente são fabricadas de aço e variam de acordo com as dimensões do trilho no qual irão se movimentar. Contém uma aba lateral que impede com que a cabeceira saia dos trilhos (*Figura 5*).

### **3. Abordagem investigativa**

#### **3.1. Procedimentos técnicos**

Na óptica de Prodanov and Freitas (2013), quanto aos procedimentos técnicos, as pesquisas podem assumir as seguintes variantes:

Tipo de pesquisa	Característica
Bibliográfica	A pesquisa bibliográfica serve-se fundamentalmente, das contribuições científicas de vários autores sobre um determinado assunto.
Documental	Baseia-se em materiais que ainda não receberam um tratamento analítico.
Experimental	Destina-se à obtenção por experiência, de novos sistemas, produtos ou processos.
Estudo de caso	Consiste na recolha e análise de informações sobre um determinado indivíduo, uma família, um grupo ou uma comunidade, a fim de estudar aspectos variados de sua vida, de acordo com o assunto da pesquisa.

*Tabela 1: Tipo de pesquisa quanto aos procedimentos técnicos*

### 3.2. Técnica de recolha de dados

No ponto de vista de Prodanov and Freitas (2013), a fase de recolha de dados num projecto denominada fase do método de pesquisa, tem como objectivo obter informações sobre a realidade.

As técnicas de recolha de dados classificam-se em:

- Observação directa intensiva, realizada por meio de observação e entrevistas, tanto estruturadas, como semiestruturadas e não estruturadas;
- Observação directa extensiva, realizada por meio de testes, discussões em grupo, formulários, entre outro.

Neste projecto a técnica utilizada foi de observação directa intensiva, dos quais foram assumidos os dados abaixo:

- Carga nominal: A ponte rolante será dimensionada para um carregamento máximo de 25 [Ton];
- Altura de elevação: 3,6 [m];
- Velocidade de elevação do sistema Hidráulico: 5-15 [m/min];

- Tempo médio de trabalho: 4 a 8 [H/dia];
- Vão: 4 [m].

Nota: *Os dados aqui definidos estão relacionados com o local de instalação da ponte rolante*

### **3.3. Abordagem consultiva**

Para apresentação de uma solução prática do trabalho em questão, foram feitas abordagens consultivas correspondentes abaixo:

- Consultas em referências bibliográficas relacionadas com o tema em questão em websites na internet,
- Visita a empresas que realizam o mesmo trabalho que a empresa em questão, algumas como a DICE, CAPITAL STAR STEEL que enfrentam as mesmas dificuldades em relação a cargas elevadas,
- Observação e Análise do sistema corrente de elevação de carga pesada, coleta de informação e dados para efeito;
- Consulta a especialistas nas respectivas áreas no relatório, colegas e engenheiros na empresa e faculdade.

## 4. ANALISE CONSTRUTIVA E TÉCNICA

### 4.1. Cálculo e dimensionamento da viga principal do sistema

#### *Reações de apoio*

Dados

$$m = 25000\text{kg}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$L_{\text{viga}} = 4\text{m}$$

Onde:  $m$  = massa da carga

$g$  = Gravidade

$L_{\text{viga}}$  = Comprimento da Viga

Cálculo da carga ( $P$  em N)

$$P = m \cdot g$$

$$P = 25000 \cdot 9.81 = 245250,00 \text{ N}$$

$$P = 245.250 \text{ KN}$$

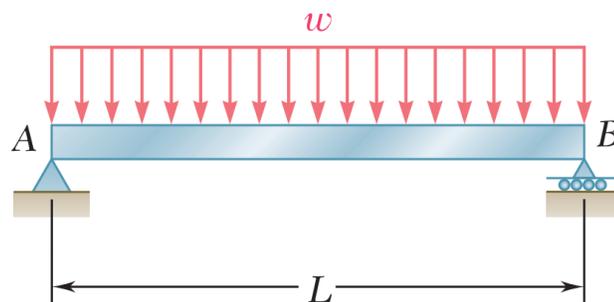


Figura 9: Distribuição da carga a elevar

De acordo com a disposição da carga (ver figura acima) nota-se que a carga está distribuída sobre a viga assim sendo estaremos trabalhando com um sistema de carga distribuída ( $q_0$ ).

$$q_0 = P/4 = 245.250/4 = 61,3125 \text{ kN/m}$$

Equações de equilíbrio:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0 \\ \sum M_A = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} \sum R_{AX} = R_{BX} = 0 \\ \sum R_{AY} + R_{BY} - qo = 0 \\ \sum R_{BY} \cdot L - qo \cdot \frac{1}{2} \cdot L = 0 \end{cases} \quad \text{Das equações temos que:}$$

$$R_{AX} = R_{BX} = 0$$

$$R_{AY} = R_{BY} = 122.625 \text{ KN}$$

### Cálculo dos esforços internos ( N,T & M )

Onde: N em N representa o esforço normal

T em N representa o esforço transversal

M em Nm representa o momento flector

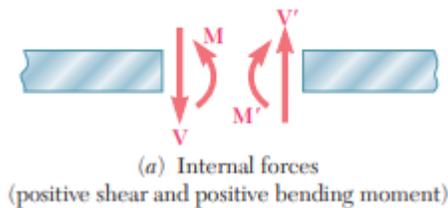


Figura 10: Esforços internos da viga principal

Equações de equilíbrio.

$$\begin{cases} R_{AX} = N = 0 \\ T - R_{AY} + qo \cdot s = 0 \\ M - R_{AY} \cdot S + qo \cdot s \cdot \frac{s}{2} = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{AX} = N = 0 \\ T(S) = R_{AY} - qo \cdot s \\ M(S) = R_{AY} \cdot S - \frac{qo \cdot s^2}{2} \end{cases}$$

Substituindo S (0...4) nas equações acima temos que:

### Esforços transversos

$$T(0) = R_{AY} = 122.625 \text{ KN}$$

$$T(2) = 122.625 - 61.25 \cdot 2 = 0 \quad T(4) = 122.625 - 61.25 \cdot 4 = - 122.625 \text{ KN}$$

### Momentos fletores

$$M(0) = 122.625 \cdot 0 - \frac{61.3125 \cdot 0^2}{2} = 0$$

$$M(2) = 122.625 \cdot 2 - \frac{61.3125 \cdot 2^2}{2} = 122.63 \text{ kNm} \text{ Nota-se que neste ponto temos o momento máx.}$$

$$M(4) = 122.625 \cdot 0 - \frac{61.3125 \cdot 0^2}{2} = 0$$

Em resumo a tabela abaixo dos momentos para vários.

Troços [m]	Momento Flector [kN.m]
0	0,00
1	91,97
2	122,63
3	91,97
4	0,00

Figura 11: Momentos flectores em vários pontos do troço

Assim sendo com os resultados acima, podemos fazer o Plot dos diagramas.

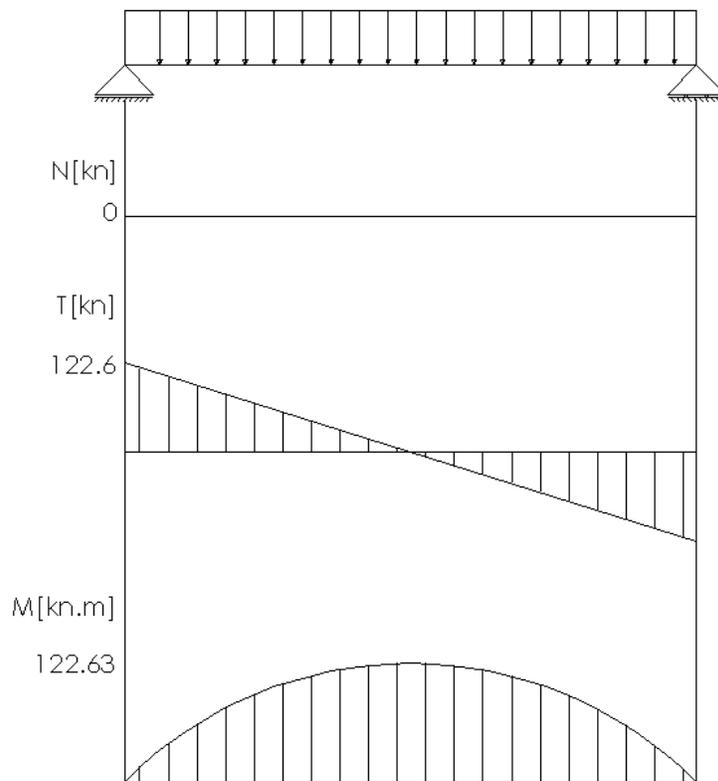


Figura 12: diagramas de esforços interno

### Cálculo tensão de flexão na viga

Quando a viga sofre flexão nas partes tencionadas da viga surgem tensões concentração de tensão nas extremidades da viga, de compressão e de tração.

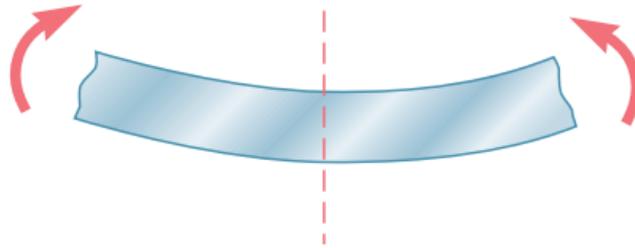


Figura 13: Efeito de forças externas na viga

Para o dimensionamento da viga principal para o suporte da carga, vai se usar o perfil de secção H240 de S255JR (DIN).

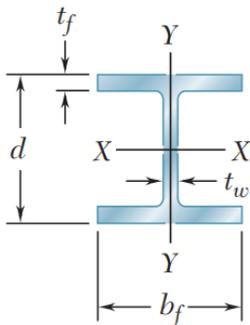


Figura 14: secção transversal da viga

Dados:

$$d = 240\text{mm}$$

$$b_f = 226\text{mm}$$

$$t_w = 15.5\text{mm}$$

$$t_f = 26\text{mm}$$

$$M_{\max} = 122.63 \text{ kN.m}$$

Tensão máxima na viga é dada pela equação:

$$\sigma = \frac{My}{I}$$

Do apêndice C do livro de resistência das matérias 6ª edição podemos tirar o valor de inércia *APPENDIX C Properties of Rolled-Steel Shapes A19* ou também podemos calcular pela fórmula:

### **Teorema dos eixos paralelos**

$$I_x = \sum(I_x + A d y^2)$$

$$I_{x1} = \frac{bh^3}{12} + A1y^2 = I_{x1} = \frac{15.5 \cdot 188^3}{12} + 188 \cdot 15.5 \cdot 0^2 = 8.53 \cdot 10^6 mm^4$$

$$I_{x2} = \frac{bh^3}{12} + A1y^2 = I_{x2} = \frac{226 \cdot 26^3}{12} + 226 \cdot 26 \cdot 107^2 = 67.6 \cdot 10^6 mm^4$$

$$I_x = 7.62 \cdot 10^{-5} m^4$$

Assim sendo o valor da tensão será:

$$\sigma_{max} = \frac{122625 \cdot 0.12}{7.62 \cdot 10^{-5}} = 193.14 Mpa$$

Onde a tensão máxima admissível para aço estrutural é de 250Mpa (ASTM-A36) logo  $\sigma_{max} \leq \sigma_{adm}$

### **Cálculo de deslocamento**

O deslocamento é calculado pela equação da linha elástica, que é dada abaixo:

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI} \quad \text{Equação da linha elástica}$$

$$EIY = \int_0^x \left[ \int_0^x M(x) dx + C1 \right] dx + c2 = EIY = \int_0^x \left[ \int_0^x M(x) dx + C1 \right] dx + c2$$

Fazenda a substituição:

$$EIY = \int_0^x \left[ \int_0^x (RAY \cdot X - qo \cdot \frac{x^2}{2}) dx + C1 \right] dx + c2$$

$$EIY = \int_0^x \left[ \int_0^x (RAY \cdot X - qo \cdot \frac{x^2}{2}) dx + C1 \right] dx + c2$$

Condições de contorno, para a carga distribuída temos que:

$$\text{Para } x = \frac{L}{2} ; \frac{dy}{dx} = 0$$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{RAX \cdot X^2}{2} - \frac{qo \cdot x^3}{6} + c1 \quad \text{Substituindo com as condições acima temos:}$$

$$0 = \frac{122630 \cdot 4^2}{8} - \frac{61312.5 \cdot 4^3}{48} + c1$$

$$C1 = -163510$$

A inclinação nos pontos  $X = 0$  e  $X = L$

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{122630 \cdot 0^2}{8} - \frac{61312.5 \cdot 0^3}{48} + (-163510)$$

$$EI \frac{dy}{dx} = (-163510) \Leftrightarrow \frac{dy}{dx} = \frac{-163510}{EI} = \frac{-163510}{200 \cdot 10^9 \cdot 7.62 \cdot 10^{-5}} = -0.01072$$

$$\theta = \tan^{-1} -0.01072 = -0.06142 \text{ rad}$$

O deslocamento Máximo, derivamos a equação da linha neutra mais uma vez.

$$EYI = \frac{RAy \cdot x^3}{6} - \frac{q_0 \cdot x^4}{24} + C1x + C2$$

Nos pontos A e B como a barra se encontra fixa, não teremos deslocamento, ou seja, para X=0 o valor de Y = 0;

Assim sendo temos que C2 = 0

Logo a equação para o deslocamento será dada por:

$$EYI = \frac{RAy \cdot x^3}{6} - \frac{q_0 \cdot x^4}{24} + C1x$$

À partir do digrama do momento flector podemos notar que o deslocamento é máximo no centro da viga onde temos o momento flector máximo assim sendo temos:

$$EYI = \frac{RAy \cdot \frac{1}{2} L^3}{6} - \frac{q_0 \cdot \frac{1}{2} L^4}{24} + (-163510) \cdot \frac{1}{2} L$$

$$EYI = \frac{RAy \cdot \frac{1}{2} 4^3}{6} - \frac{q_0 \cdot \frac{1}{2} 4^4}{24} + (-163510) \cdot \frac{1}{2} 4$$

$$EYI = -189060.22$$

$$Y = \frac{-189060.22}{200 \cdot 10^9 \cdot 7.62 \cdot 10^{-5}}$$

$$y_{max} = \frac{-189060.22}{200 \cdot 10^9 \cdot 7.62 \cdot 10^{-5}}$$

$$y_{max} = -0.01240m$$

## 4.2. Cálculo e dimensionamento dos suportes

Os suportes das vigas dimensionadas no capítulo anterior serão suportados por cilindros hidráulicos que funcionam como actuadores para o sistema de elevação.

A força axial sobre o cilindro e o pistão é de  $R_{AY} = R_{BY} = 122.625 \text{ KN}$ .

## Modelo de calculo do cilindro Hidráulico

O primeiro passo é estabelecer as características principais de cilindro hidráulico: velocidade, tamanho do curso e carga. A partir desses parâmetros é possível fazer a seleção da haste, que é a peça crítica no projeto de elevação por meio de cilindros. Os passos do processo estão dispostos a seguir:

1. Determinação da carga axial;
2. Determinação do curso necessário;
3. Determinação do tipo de fixação;
4. Determinação do fator de curso;
5. Obtenção do diâmetro da haste por meio da tabela do fabricante;
6. Determinação do diâmetro do cilindro;
7. Determinação da pressão de suprimento do cilindro;
8. Determinação da vazão utilizando a velocidade e a área do cilindro.

### 4.2.1 Determinação Da Carga Axial

Como descrito no capítulo acima, peso que deve ser considerado é 25 toneladas, o que equivale à 245.25kN. Para elevar essa carga com dois cilindros é necessário que a capacidade deles seja maior do que 12.5 toneladas, ou seja, 122.63kN.

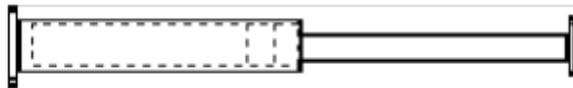


Figura 15: Cilindro Hidráulico Simples

### 4.2.2 Determinação Do Curso Necessário

A título de ensaio a carga a ser usada é de formato rectangular pela concluir-se que o curso do pistão deve ser de 1800 mm.

### 4.2.3 Determinação da Fixação

O cilindro deve ser engastado à base do equipamento de elevação, levando à seleção de um cilindro com flange em sua base. O tipo de fixação selecionado foi do tipo HB, pois possui flange Quadrangular traseira com furos para a fixação com parafusos do cilindro

### 4.2.4 Determinação do factor do Curso

O fator de curso é um parâmetro utilizado no cálculo de flambagem da haste. Esse cálculo é baseado na teoria de deflexão axial de Euler. A flambagem ou encurvadura é um fenômeno que ocorre em peças esbeltas (peças onde a área de secção transversal é pequena em relação ao seu comprimento), quando submetidas a um esforço de compressão axial.

A flambagem acontece quando a peça sofre flexão transversalmente devido à compressão axial. A flambagem é considerada uma instabilidade elástica, assim, a peça pode perder sua estabilidade sem que o material já tenha atingido a sua tensão de escoamento. Este colapso ocorrerá sempre na direção do eixo de menor momento de inércia de sua seção transversal. A tensão crítica para ocorrer a flambagem não depende da tensão de escoamento do material, mas do seu módulo de Young. Quando a flambagem ocorre na fase elástica do material, a carga crítica (K) é dada pela fórmula de Euler:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

Onde:

$E$  = Modulo de Elasticidade do aço =  $2.1 \cdot 10^7 \text{ N/cm}^2$

$L$  = Comprimento Livre da Flambagem mm

$I$  = Momento de inercia para Secção Circular  $\text{mm}^2$

$d_h$  = Diametro da Haste mm

Onde:

$$I = \frac{d_h^4 \cdot \pi}{64}$$

$$F = \frac{P_{CR}}{S}$$

Para a avaliação desse fenômeno é necessário conhecer como estão apoiadas ou fixadas as extremidades da viga. Para cada caso é associado um fator de correção comprimento de flambagem. Os casos e seus respectivos fatores de correção são apresentados na Figura 8.4. Figura

Tipo de carga	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
Uma extremidade livre e a outra fixa	Uma extremidade livre e a outra fixa	Dois extremidade articuladas	Uma extremidade articulada e a outra fixa	Dois extremidade fixas
Representação gráfica				
Comprimento livre de flambagem	$e = 2L$	$e = L$	$e = L\sqrt{1/2}$	$e = L/2$
Situação de montagem para cilindros hidráulicos				

Figura 16: Casos de flambagem para a determinação do fator de curso (FIALHO, 2004)

Como o pistão terá tanto sua base quanto a extremidade da haste fixos, tem-se a seleção mostrada na Figura 4.2.4.1

	Tipo de Montagem	Tipo de Fixação do Cilindro	Fator de Curso
Fixa e Guiada Rigidamente	TB, TD, C, J, JB		0,5
Articulada e Guiada Rigidamente	TB, TD, C, J, JB		0,7
Fixa e Guiada Rigidamente	TC, H, HB		1,0
Articulada e Guiada Rigidamente	D		1,0
Articulada e Guiada Rigidamente	TC, H, HB, DD		1,5
Suportada, Porém Não Guiada Rigidamente	TB, TD, C, J		2,0
Articulada e Guiada Rigidamente	BB, DB, SB, SBa, SBb		2,0
Articulada e Suportada, Porém Não Guiada Rigidamente	DD		3,0
Fixa, Porém Não Guiada Rigidamente	TC, H, HB		4,0
Articulada, Porém Não Guiada Rigidamente	BB, DB, SB, SBa, SBb		4,0

Figura 17: Determinação do fator de curso segundo a fixação (PARKER HYDRAULICS, 2003)

Para o cálculo do diâmetro da haste, temos que relacionar as fórmulas do momento de inércia e carga crítica.

Fazendo as substituições temos:

$$d_{haste} = \sqrt[4]{\frac{P_{cr} \cdot L^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot E}}$$

Para projectos hidráulicos o coeficiente de segurança (s) é de 3.5.

Assim sendo a

$$d_{haste} = \sqrt[4]{\frac{F \cdot 3.5 \cdot L^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{122625 \cdot 3.5 \cdot 1.80^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot 2.1 \cdot 10^{11}}} = 0.061m = 61mm$$

De acordo com a teoria de flambagem o diâmetro mínimo é de aproximadamente 61mm.

Há um método mais simples e pratico para obter o diâmetro da haste do cilindro, que através do cruzamento da força e o comprimento da haste.

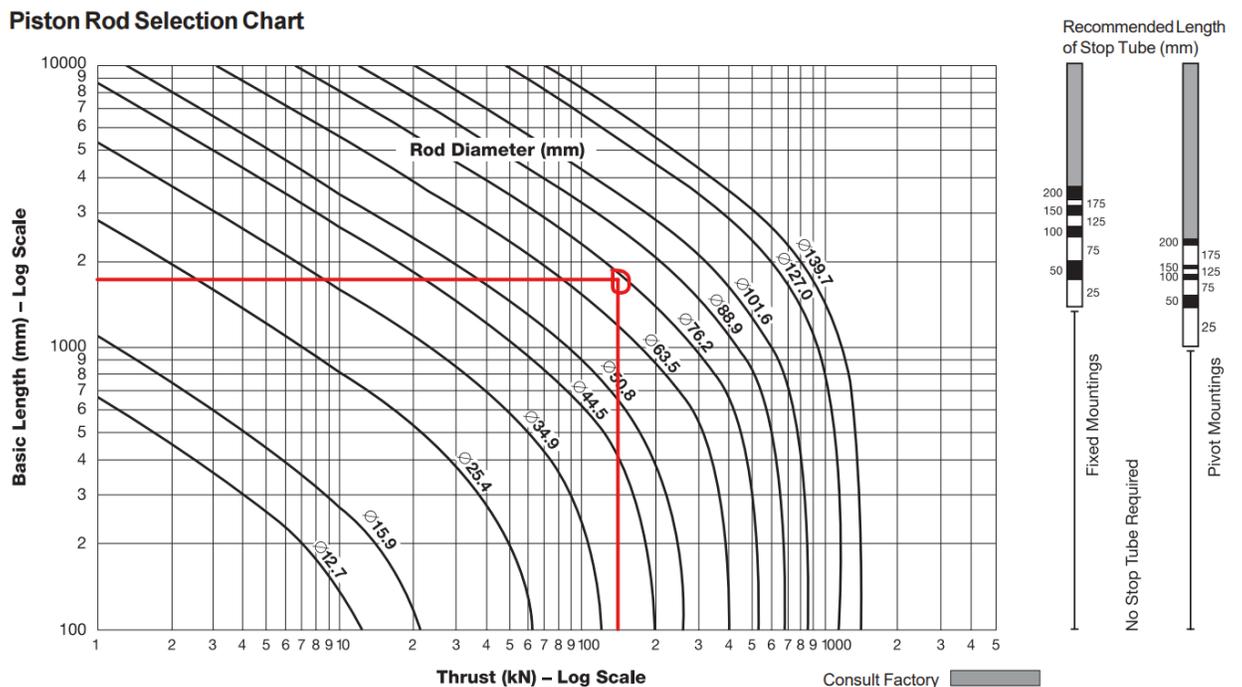


Gráfico 1: Diâmetro da haste do cilindro (PARKER HYDRAULICS)

Da figura acima facilmente podemos tirar o valor do diâmetro da haste simplesmente com a força e o comprimento da haste como dados de entrada, assim sendo o dhaste = 76.2mm aproximado.

#### 4.2.5. Determinação do diâmetro do cilindro

A determinação do diâmetro do cilindro é realizada de acordo com uma tabela do fabricante na qual variam o tipo de montagem e o diâmetro da haste. Na mesma tabela é possível descobrir também a pressão máxima de operação do cilindro.

##### Pressões máximas (bar)

As pressões indicadas abaixo são as recomendadas para a maioria das aplicações de serviço pesado, porém deve ser considerada a intensificação de pressão no interior do cilindro conforme aplicação, circuito e amortecimento.

Diâmetro do cilindro mm (pol)	Nº haste	Diâmetro da haste mm (pol)	Montagens TB, TC, TD, JB, HB, C, BB, D, DB, DD	Montagem J		Montagem H		Montagem SB	Montagem SBa	Montagem SBb
				Avanço/Retorno	Avanço	Retorno	Avanço	Retorno	Avanço/Retorno	Avanço/Retorno
38,1 (1 1/2)	1	15,9 (5/8)	210	180	210	210	210	90	-	-
	2	25,4 (1)	210	110	210	210	210	90	160	-
50,8 (2)	1	25,4 (1)	210	180	210	210	210	155	160	-
	2	34,9 (1 3/8)	210	110	210	210	210	155	160	-
63,5 (2 1/2)	1	25,4 (1)	210	180	210	210	210	100	-	-
	2	44,5 (1 3/4)	210	110	210	210	210	100	160	160
	3	34,9 (1 3/8)	210	130	210	210	210	100	160	160
82,6 (3 1/4)	1	34,9 (1 3/8)	210	180	210	210	210	105	-	-
	2	50,8 (2)	210	110	210	210	210	105	160	160
	3	44,5 (1 3/4)	210	150	210	210	210	105	160	160
101,6 (4)	1	44,5 (1 3/4)	210	180	210	210	210	130	-	-
	2	63,5 (2 1/2)	210	110	210	210	210	130	160	160
	3	50,8 (2)	210	130	210	210	210	130	160	160
127,0 (5)	1	50,8 (2)	210	160	210	210	140	140	-	-
	3	63,5 (2 1/2)	210	120	210	210	180	140	160	160
	4	76,2 (3)	210	80	210	210	200	140	-	-
152,4 (6)	1	63,5 (2 1/2)	210	130	210	210	140	125	-	-
	2	101,6 (4)	210	60	210	210	210	125	160	160
	3	76,2 (3)	210	100	210	210	180	125	-	-

▷ Para aplicações severas, é recomendado utilizar: pressão de trabalho = 0,7 x pressão máxima.

Tabela 2: Escolha do Diâmetro do cilindro

Há duas opções para a seleção do diâmetro do cilindro. A decisão será determinada a partir da determinação da pressão de suprimento do cilindro.

#### 4.2.6. Determinação da pressão de suprimento do cilindro

Para avaliar qual diâmetro de cilindro será selecionado, será feita uma avaliação da pressão de suprimento. Aquele cuja pressão se encaixar dentro do limite de 90% da pressão máxima de trabalho será selecionado. No caso de mais de um diâmetro atender a esse parâmetro, será selecionado o mais compacto.

Dados:

Dcilindro = 127mm

F = 122625 N

P = ?

$$P = \frac{F}{A} = \frac{122625}{1,27 \cdot 10^{-2}} = 9,68 \text{Mpa} = 96,80 \text{Bar}$$

Para os dois diâmetros a pressão máxima de operação é de 210 bar, como visto na Tabela 4.2, ou seja, a pressão máxima admitida no projeto será de 18,9 Mpa ( $210 * 0,9 = 189 \text{bar} = 18,9 \text{MPa}$ ). Nesse caso os dois maiores cilindros são capazes operar no cenário previsto sem exceder o limite imposto. Assim como dito anteriormente o cilindro selecionado será a opção mais compacta, ou seja, o cilindro de diâmetro de 127.0 mm (5”).

## 4.2.7 Características do cilindro

Catálogo HY-2017 BR  
**Dimensões**

Cilindro Hidráulico  
**Série 2H**

 Cilindros com prazo de entrega de até 5 dias úteis.

**Tipo H - Montagem por flange retangular traseiro (NFPA tipo MF2)**

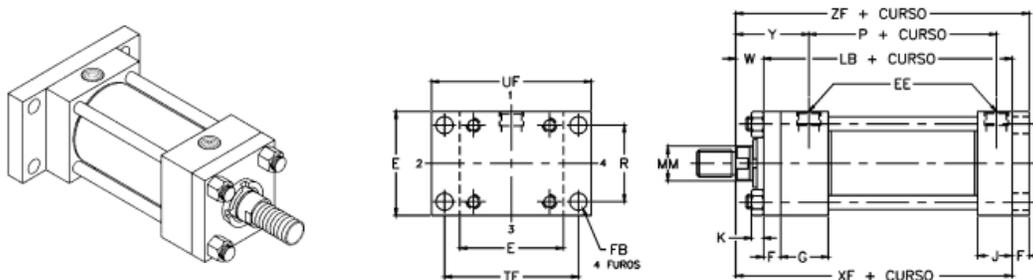


Figura 18: Dimensões externas do cilindro

### Tabelas de dimensões

Tabela 1 - Dimensões externas e de montagem (mm)

Ø do cilindro mm (pol)	E	EE		F	FB	G	J	K	R	TF	UF	Somar o curso	
		NPT	BSP									LB	P
38,1 (1 1/2)	63,5	1/2	1/2	9,5	11,1	44,5	38,1	9,5	41,4	87,3	108,0	127,0	73,0
50,8 (2)	76,2	1/2	1/2	15,9	14,3	44,5	38,1	11,1	52,1	104,8	130,2	133,4	73,0
63,5 (2 1/2)	88,9	1/2	1/2	15,9	14,3	44,5	38,1	11,1	64,8	117,5	142,9	136,5	76,2
82,6 (3 1/4)	114,3	3/4	3/4	19,1	17,5	50,8	44,5	14,3	82,6	149,2	181,0	158,8	88,9
101,6 (4)	127,0	3/4	3/4	22,2	17,5	50,8	44,5	14,3	97,0	161,9	193,7	168,3	95,3
127,0 (5)	165,1	3/4	3/4	22,2	23,8	50,8	44,5	20,6	125,7	208,0	247,7	181,0	108,0
152,4 (6)	190,5	1	1	25,4	27,0	57,2	57,2	22,2	145,5	239,7	285,8	212,7	123,8

Série 2H

Tabela 3: Dimensões externas e de montagem (Parker Hydraulics ,2017)

Tabela 2 - Dimensões da haste (mm)

Ø do cilindro mm (pol)	Haste n°	Haste diâmetro mm (pol)	Dimensões das extremidades da haste								Y	Somar o curso	
			A	B +0 - 0,05	C	D	LA	NA	V	W		XF	ZF
38,1 (1 1/2)	1	15,9 (5/8)	19,1	28,55	9,5	12,7	34,9	14,3	6,4	15,9	50,8	142,9	152,4
	2	25,4 (1)	28,6	38,07	12,7	22,2	54,0	23,8	12,7	25,4	60,3	152,4	161,9
50,8 (2)	1	25,4 (1)	28,6	38,07	12,7	22,2	47,6	23,8	6,4	19,1	60,3	152,4	168,3
	2	34,9 (1 3/8)	41,3	50,77	15,9	28,6	66,7	33,3	9,5	25,4	66,7	158,8	174,6
63,5 (2 1/2)	1	25,4 (1)	28,6	38,07	12,7	22,2	47,6	23,8	6,4	19,1	60,3	155,6	171,5
	2	44,5 (1 3/4)	50,8	60,30	19,1	38,1	82,6	42,9	12,7	31,8	73,0	168,3	184,2
	3	34,9 (1 3/8)	41,3	50,77	15,9	28,6	66,7	33,3	9,5	25,4	66,7	161,9	177,8
82,6 (3 1/4)	1	34,9 (1 3/8)	41,3	50,77	15,9	28,6	63,5	33,3	6,4	22,2	69,9	181,0	200,0
	2	50,8 (2)	57,2	66,65	22,2	42,9	88,9	49,2	9,5	31,8	79,4	190,5	209,6
	3	44,5 (1 3/4)	50,8	60,30	19,1	38,1	79,4	42,9	9,5	28,6	76,2	187,3	206,4
101,6 (4)	1	44,5 (1 3/4)	50,8	60,30	19,1	38,1	76,2	42,9	6,4	25,4	76,2	193,7	215,9
	2	63,5 (2 1/2)	76,2	79,35	25,4	52,4	111,1	60,3	9,5	34,9	85,7	203,2	225,4
	3	50,8 (2)	57,2	66,65	22,2	42,9	85,7	49,2	6,4	28,6	79,4	196,9	219,1
127,0 (5)	1	50,8 (2)	57,2	66,65	22,2	42,9	85,7	49,2	6,4	28,6	79,4	209,6	231,8
	3	63,5 (2 1/2)	76,2	79,35	25,4	52,4	111,1	60,3	9,5	34,9	85,7	215,9	238,1
	4	76,2 (3)	88,9	95,22	25,4	66,7	123,8	73,0	9,5	34,9	85,7	215,9	238,1
152,4 (6)	1	63,5 (2 1/2)	76,2	79,35	25,4	52,4	108,0	60,3	6,4	31,8	88,9	244,5	269,9
	2	101,6 (4)	101,6	120,62	25,4	85,7	133,4	98,4	6,4	31,8	88,9	244,5	269,9
	3	76,2 (3)	88,9	95,22	25,4	66,7	120,7	73,0	6,4	31,8	88,9	244,5	269,9

▷ Pressão de trabalho, vide página 12.

Tabela 4: Dimensões da Haste (Parker Hydraulics ,2017)

### 4.3. Seleção da Bomba

A bomba foi selecionada de acordo com os fabricantes Parker e Enerpac, que apresentaram soluções mais compactas e práticas. Foram selecionadas bombas compactas com reservatório próprio.

#### 4.3.1. Determinação do caudal volumétrico necessário

A determinação da vazão é realizada a partir da velocidade e da área do cilindro.

Onde:

$$v = \frac{\text{Comprimento do curso (mm)}}{\text{Tempo Necessario (s)}}$$

$$v = \frac{\text{Comprimento do curso (cm)}}{\text{Tempo Necessario (s)}} = \frac{180}{270} = \frac{0.66\text{cm}}{\text{s}} = 6.6 \cdot 10^{-3} \frac{\text{dm}}{\text{s}}$$

O caudal é dado por:

$$Q = \frac{180 \cdot 127 \cdot 60}{270 \cdot 1000} = 5.8\text{l/s}$$

#### 4.3.2. Determinação da capacidade do reservatório

A capacidade do reservatório é calculada pelo método apresentado pelo autor A. Fialho (FIALHO, 2004). Esse autor afirma que o reservatório deve ter capacidade para manter o equivalente a três minutos de vazão, ou seja,  $v = Q \cdot 3$ . Dessa forma tem-se que o volume útil de óleo no reservatório deve ser de 17.4L (17400cm<sup>3</sup>).

#### 4.3.3. Seleção da bomba Hidráulica

Foi selecionada uma bomba elétrica da serie 8000 da fabricante Enerpac.

## 8000-Series Electric Pumps

▼ Shown: PEM-8418



Figura 19: Características da bomba elétrica (Enerpac)

Used with Cylinder	Usable Oil Capacity (gal)	Model Number	Pressure Rating (psi)		Output Flow Rate (gal/min)		Valve Type	Valve Function	Current Draw (Amps)	Motor Voltage* (VAC)	Sound Level (dBA)	Weight (lbs)
			1st stage	2nd stage	1st stage	2nd stage						
Single-acting	18	PEM-8218	3,700	10,000	4.4	2.0	Manual (VM-2)	3-way, 2-pos.	33.0	230	78-84	720
	18	PEM-8218C	3,700	10,000	4.4	2.0			16.5	460	78-84	720
Double-acting	18	PEM-8418	3,700	10,000	4.4	2.0	Manual (VM-4)	4-way, 3-pos.	33.0	230	78-84	720
	18	PEM-8418C	3,700	10,000	4.4	2.0			16.5	460	78-84	720
	18	PER-8418	3,700	10,000	4.4	2.0	Solenoid (VE43)	4-way, 3-pos.	33.0	230	78-84	765
	18	PER-8418C	3,700	10,000	4.4	2.0			16.5	460	78-84	765

\* Consult Enerpac for availability of other voltages.

Tabela 5: Dados das bombas elétricas (ENERPACK, 2014)

A bomba selecionada é a PEM-8218, que possui pressão de operação e reservatório condizentes com as exigências do projeto. Dessa forma temos uma força exercida de 122,62kN considerando uma perda de carga de 10%, o que não afeta a funcionalidade do projeto.

## 4.4. Seleção de acessórios

### 4.4.1. Parafusos de fixação da Base dos cilindros

Os parafusos de fixação da base do cilindro e da ponteira não serão dimensionados, mas será realizada somente uma indicação do diâmetro e comprimento necessários. Isso se dá pelo fato de que não há esforços atuantes sobre eles. Tendo isso em vista, é correto afirmar que a função desses parafusos é de posicionamento, sendo incoerente dimensioná-los. Os diâmetros dos parafusos serão baseados nos diâmetros dos furos feitos pelo fabricante nas flanges do cilindro selecionado. São cantoneiras comerciais compatíveis com a furação das flanges do cilindro (23.8mm”).

### 4.4.2. Filtro de sucção de óleo – reservatório

Para a sucção de óleo pela bomba do reservatório é importante que exista um filtro para evitar que possíveis resíduos presentes no óleo comprometam o funcionamento de todo o sistema.



Figura 20: Filtro para o reservatório do óleo hidráulico

#### 4.4.3 Manômetro vertical

Este elemento do circuito hidráulico tem grande importância para que o operador possa ver qual é a real pressão no sistema dada pela bomba. O manômetro selecionado para este projeto foi o manômetro vertical ¼ CX NPT 63 mm de 600 bar com glicerina, ilustrado na Figura 4.4.3



Figura 21: Manômetro de Glicerina para controle de pressão

#### 4.4.4 Mangueiras

A seleção das mangueiras e conexões depende da pressão de trabalho do sistema, da temperatura do óleo e das roscas de cada equipamento hidráulico (bomba e válvulas). Dessa forma, foi escolhido o fabricante ENERPAC, por dispor das roscas e especificações ideais para os equipamentos selecionados. Anexo A.

#### 4.4.5 Fluido Hidráulico

O óleo hidráulico escolhido para utilização no sistema hidráulico, é o HIDRALUB AW ISO 68 recomendado pelo fabricante da bomba, e utilizado para o uso em máquinas industriais, compressores, sistemas hidráulicos e mecânicos, equipamentos de uso intenso e em condições severas, conforme Anexo B.

## **5. APRESENTAÇÃO, ANÁLISE E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS**

O principal propósito deste trabalho foi dimensionar o sistema hidráulico de levantamento de carga e unidades fabris a identificar as propriedades mecânicas de corpos de provas. Com dados de entrada 122,64 kN para avanço. Primeiramente, foram realizados cálculos de resistência do elemento principal do sistema, a viga na qual a carga será colocada ou mesmo suspensa sobre este elemento. Onde foi selecionado um perfil H com dimensões das abas iguais a: 226x240mm escolhido devido alta resistência a cargas elevadas devido a geometria da secção transversal e sua a disponibilidade de mercado regional.

O reservatório do sistema foi dimensionado de acordo com a vazão da bomba, sendo necessário levar em consideração o volume de óleo utilizado pelo sistema hidráulico, no caso o maior consumidor, o cilindro hidráulico.

Foram selecionados através de catálogos e apresentados os demais componentes sem a necessidade de equações, onde foi analisado de acordo com a pressão do sistema. Determinado os componentes que apresentaram maior rendimento, levando em consideração a durabilidade do sistema e o custo de aquisição juntamente com o custo de manutenção

## 6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Primeiramente, foram realizados os cálculos do sistema hidráulico, iniciando pelo cilindro hidráulico, resultando em um cilindro de diâmetro de 127mm, escolhido devido a disponibilidade de mercado regional. Para a seleção da bomba hidráulica, utilizou-se como base a velocidade de  $4.5mm\ min$  para realização de ensaio, porém foi selecionada uma bomba com vazão maior que a necessária pelo sistema, necessitando assim a inserção de uma válvula reguladora de vazão. Já para a bomba hidráulica, foi utilizada uma bomba de engrenagem devido ao modo de operação permitir que esta seja realizada em alta pressão e pelo custo de manutenção.

Como sugestão para trabalhos futuros, propõe-se a construção do sistema hidráulico, juntamente com a bancada para realização de ensaios mecânicos, onde possa ser desenvolvido ensaios de ensaios de tração, compressão, dobramento, cisalhamento, flexão, torção, fadiga, juntamente com sistemas de aquisição de dados, de modo a possibilitar a coleta de dados durante os ensaios.

## **REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

GARCIA, Amauri; SPIM, Jaime A.; SANTOS, Carlos A, Ensaios dos materiais. 2ª ed. Rio de Janeiro: R.O. Moura, 2012.

FIALHO, A. B. Automação Hidráulica - Projeto, dimensionamento e análise de circuitos. 2ª. ed. São Paulo: Érica tda, 2004.

GRAVIA. Catálogo Técnico Grávia. Grávia. Brasília. 2013.

NORTON, R. Design of Machinery. 2ª. ed. Nova Jersey: McGraw-Hill, 1999.

PARKER HYDRAULICS. Catálogo Cilindro Hidráulico 2H. Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

DESIGN OF HYDRAULIC CYLINDER, Hydroelectric Machinery Primises

MECHANCS OF MATERIAL, Beer Jhonston sixth edition 2012 Mc Graw Hill;

RESISTENCIA DOS MATERIAS, Russel Hibbeler pearson Education Inc sétima edição

RESISTENCIA DOS MATERIAS, William Nash e Merle C. Potter Education Inc Quinta edição 2014 bookman.

APONTAMENTOS DE RESISTENCIAS DOS MATERIAS 1 & 2. Engª Figueiredo.

# 7. ANEXOS

## ANEXO-A

### High Pressure Hydraulic Hoses



#### Hose Oil Capacity

When using long hose lengths, it is sometimes necessary to fill the pump reservoir after filling the hoses. To determine the hose oil capacity, use the following:

For 0.25" internal diameter hoses:  
Capacity (in<sup>3</sup>) = .5892 x Length (ft)

For 0.38" internal diameter hoses:  
Capacity (in<sup>3</sup>) = 1.3608 x Length (ft)

#### H700 H900 Series



Inside Diameter:  
**0.25 and 0.38 inch**

Length:  
**2 - 50 feet**

Maximum Operating Pressure:  
**10,000 psi**

Internal Dia. (in)	Hose End Assemblies and Couplers*		Hose Length (ft)	700-Series Thermo-plastic		900-Series Heavy-duty Rubber		
	End one	End two		Model Number	Wt. (lbs)	Model Number	Wt. (lbs)	
0.25	1/4" NPTF	1/4" NPTF	6	-	-	H9206Q	2.6	
		3/8" NPTF	6	-	-	H9206S	2.6	
		A630	6	HB7206QB	2.4	HB9206QB	3.1	
		AH630	6	-	-	HB9206Q	2.9	
		CH604	6	HC7206Q	2.3	HC9206Q	3.0	
	3/8" NPTF	3/8" NPTF	2	H7202	1.2	H9202	1.6	
			3	H7203	1.5	H9203	1.9	
			6	H7206	2.0	H9206	2.6	
			10	H7210	3.0	H9210	3.9	
			20	H7220	6.2	H9220	8.0	
			30	H7230	10.0	H9230	13.0	
			50	H7250	15.4	H9250	22.0	
		-	-	-	-	-	-	
		A604	6	HA7206B	2.5	HA9206B	3.2	
			10	-	-	HA9210B	4.5	
	3/8" NPTF	3/8" NPTF	3	-	-	HA9203	2.1	
			AH604	6	HA7206	2.2	HA9206	2.9
			10	HA7210	3.2	HA9210	4.2	
		AH630	6	HB7206	2.2	HB9206	2.9	
		C604	3	HC7203B	2.2	HC9203B	2.9	
	CH604	6	HC7206B	2.8	HC9206B	3.7		
		10	HC7210B	3.9	HC9210B	5.0		
		3	HC7203	1.7	HC9203	2.2		
	CH604	6	HC7206	2.3	HC9206	3.0		
10		HC7210	3.3	HC9210	4.3			
20		HC7220	6.4	HC9220	8.3			
CH604	CH604	6	HC7206C	2.4	HC9206C	3.1		
		50	HC7250C	15.4	HC9250C	20.0		
0.38	3/8" NPTF	3/8" NPTF	6	H7306	3.5	H9306	4.6	
			10	H7310	5.4	H9310	7.0	
			20	H7320	10.0	H9320	13.0	
			30	H7330	16.2	H9330	21.0	
			50	H7350	15.2	H9350	33.0	
	CH604	CH604	6	HC7306	3.4	HC9306	4.9	
			8	-	-	HC9308	6.2	
			10	HC7310	5.6	HC9310	7.3	

\* For technical information on couplers see next page.



**GA45GC Gauge Adaptor**  
Protect yourself from system overloading by simply ordering one part number for a pre-assembled gauge, adaptor block and coupler.

Page: 162



**Torque Wrenches Hoses**  
Use Enerpac 3.5:1 twin safety hoses with double-acting wrenches to ensure the integrity of your hydraulic system. See Selection Matrix.

Page: 303



**Fittings**  
For additional fittings see the fitting page of the System Components section.

Page: 153



**Premium Hydraulic Oil**  
Use only genuine Enerpac hydraulic oil. The wrong oil can destroy seals and pump.

Page: 152

## ANEXO-B



**TG INDÚSTRIA E COMÉRCIO DE LUBRIFICANTES E GRAXAS LTDA**  
Rua Jorge Tieto Iwasa, 63 Capela Velha - Araucária - PR - BRASIL  
CNPJ: 00.200.296/0001-94 - INSC. ESTADUAL: 100.01354-17  
Fone/fax: 55 (41) 3376-1330 - 3014-4056

### **TG HIDRALUB AW 68**

*Óleo tipo AW de alta performance para compressores, sistemas hidráulicos e mecânicos de máquinas e equipamentos. Para condições severas e sob uso intenso, incorpora ampla gama de aditivos, com alta performance em equipamentos onde é indispensável um óleo estável e resistente, com qualidades antidesgaste.*

**LUBRICANTE TIPO AW DE ALTO RENDIMIENTO PARA COMPRESORES, SISTEMAS HIDRAULICOS Y MECANICOS DE MAQUINARIAS Y EQUIPAMIENTOS DE USO INTENSO EN CONDICIONES SEVERAS. INCORPORA UNA ALTA GAMA DE ADITIVOS DE ALTO RENDIMIENTO EN EQUIPOS DONDE ES INDISPENSABLE UN LUBRICANTE ESTABLE Y RESISTENTE, CON CUALIDADES ANTIDESGASTES.**

	32	46	68	100	150	220
Viscosidade cSt 40°C	32.1	47.6	68.2	102.0	152.5	223.0
Viscosidade cSt 100°C	5.1	6.6	8.4	10.8	14.4	17.1
Índice de viscosidade	100	100	98	95	94	93
Densidade 20°C	0.876	0.879	0.883	0.886	0.888	0.890
Ponto de fulgor °C	212	220	230	245	248	255
Corrosão na lâmina de Cobre	1a	1a	1a	1a	1a	a1