



**Franthiesco Lunardi**

**DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO PARA UMA MINI  
EMPILHADEIRA**

**Horizontina - RS  
2018**

**Franthiesco Lunardi**

**DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO PARA UMA MINI  
EMPILHADEIRA**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de bacharel em engenharia mecânica na Faculdade Horizontina, sob a orientação do Prof. Me. Luis Carlos Wachholz.

**Horizontina - RS  
2018**

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho final de curso**

**“Dimensionamento hidráulico para uma Mini Empilhadeira”**

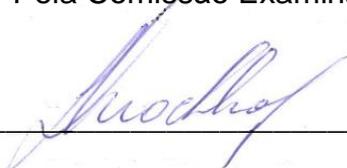
**Elaborada por:**

**Franthiesco Lunardi**

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em  
Engenharia Mecânica

Aprovado em: 08/12/2018

Pela Comissão Examinadora



---

Me. Luis Carlos Wachholz

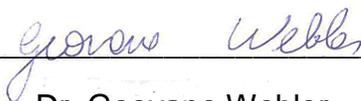
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador



---

Me. Francine Centenaro

FAHOR – Faculdade Horizontina



---

Dr. Geovane Webler

FAHOR – Faculdade Horizontina

**Horizontina - RS  
2018**

## Dedicatória

Dedico esse trabalho a minha família, que não poupou esforços para que concluísse essa etapa da minha vida, meus sinceros e eternos agradecimentos por tudo feito até então.

## RESUMO

As operações de movimentação de cargas em uma pequena empresa de usinagem se limitam devido ao espaço fabril. Assim sendo, necessita-se de uma empilhadeira compacta para locomoção nas pequenas áreas. Há diversos equipamentos que poderiam suprir essa demanda, porém na maioria funcionam eletricamente o que não é viável a empresa, dessa forma surge a possibilidade em desenvolver uma mini empilhadeira com motor a combustão, iniciando o projeto pelo dimensionamento hidráulico. Inicialmente observado as operações de levantamento e deslocamento de cargas a serem realizadas. Realizado uma pesquisa exploratória, afim de conhecer as características das empilhadeiras similares e dos sistemas hidráulicos, em seguida levantado os parâmetros do equipamento de acordo com as operações na empresa, para então, iniciar o dimensionamento. Os componentes dimensionados foram: bomba de engrenagem, os motores hidráulicos para a tração, cilindros hidráulicos da torre de levante, cilindro hidráulico do sistema de direção, as mangueiras, filtro, o radiador ar-óleo e verificação do atendimento do motor a combustão. Todo o dimensionamento visou obter os componentes comerciais, para assim obter um baixo custo de operação e manutenção do equipamento. Os resultados do dimensionamento foram satisfatórios ao ponto de se tornar viável o desenvolvimento de um protótipo para testes, pois na maioria foi possível encontrar os componentes comercialmente, tendo a exceção do cilindro principal de levante devido ao curso de trabalho ser longo e também do reservatório hidráulico. O projeto não chegou a fase orçamentaria, então pode haver mudanças dos componentes escolhidos para resultar em menos custo.

**Palavras-chave:** Mini Empilhadeira. Dimensionamento. Sistema Hidráulico.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Mini empilhadeira .....	17
Figura 2: Divisões sistemas hidráulicos .....	18
Figura 3: Tipo de escoamento.....	22
Figura 4: Diagrama de corpos livres da torre de levante .....	34
Figura 5: Esforço no cilindro sem inclinação da torre .....	35
Figura 6: Esforço no cilindro com inclinação negativa na torre .....	36
Figura 7: Esforço no cilindro com inclinação positiva na torre.....	37
Figura 8: Dimensões de cilindros comerciais .....	38
Figura 9: Relação entre carga, diâmetro da haste e flambagem.....	41
Figura 10: Motor Danfoss orbital OMR 100 .....	44
Figura 11: Modelos bomba de engrenagem hidráulica .....	45
Figura 12: Modelo bomba de engrenagem escolhido .....	46
Figura 13: Modelo filtro de retorno escolhido .....	47
Figura 14: Modelos radiador ar-óleo .....	51
Figura 15: Modelo válvula direcional escolhida .....	52
Figura 16: Curva Torque x Rotação do motor Honda GX390T2 .....	53
Figura 17: Válvula segurança contra impactos.....	54

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Velocidade de escoamento recomendada. ....	22
Tabela 2: Estado de tensões de um elemento .....	24
Tabela 3: Requisitos iniciais para o dimensionamento.....	33
Tabela 4: Coeficiente de atrito.....	41
Tabela 5: Coeficiente de resistência de rolamento.....	42
Tabela 6: Coeficiente gradiente de resistência.....	43

## LISTA DE SIMBOLOS

<b>Símbolo</b>	<b>Significado</b>	<b>Unidade</b>
$\theta$	Ângulo de inclinação	°
A	Área	mm <sup>2</sup>
$\mu$	Coefficiente de atrito	
$\rho$	Coefficiente de rolamento	
C	Comprimento livre de flambagem	mm
V	Deslocamento volumétrico	cm <sup>3</sup> /rot
D <sub>H</sub>	Diâmetro da haste	mm
D <sub>M</sub>	Diâmetro da mangueira	mm
L	Distâncias ou comprimentos	mm
n <sub>g</sub>	Eficiência geral	
n <sub>mh</sub>	Eficiência mecânica hidráulica	
E <sub>G</sub>	Eficiência transmissão, se não houver = 1	
n <sub>vol</sub>	Eficiência volumétrica	
F	Força	N
F <sub>TO</sub>	Força da carga na torre	N
F <sub>F</sub>	Força de compressão axial	N
TE	Força de tração	N
F <sub>T</sub>	Força total	N
g	Força gravitacional	m/s <sup>2</sup>
F <sub>PC</sub>	Força ponto crítico	N
m	Massa	kg
E <sub>M</sub>	Módulo de elasticidade do aço	N/m <sup>2</sup>
J	Momento de inércia	m <sup>4</sup>
N <sub>M</sub>	Número de motores hidráulicos	
Re	Número de Reynolds	
P <sub>AC</sub>	Potência acionamento	kW
P	Pressão do sistema	Bar
R <sub>P</sub>	Raio do pneu	m
G	Relação transmissão, se não houver = 1	
n	Rotação	RPM
t	tempo	seg
T	Torque	N.m
Q	Vazão	l/min
Q <sub>B</sub>	Vazão da bomba hidráulica	l/min
V <sub>fil</sub>	Vazão do filtro	l/min
v	Velocidade do fluido	cm/s

KPH	Velocidade	km/h
$\gamma$	Viscosidade do fluido	Stokes
$V_C$	Volume do cilindro	litros
$V_{res}$	Volume do reservatório	litros

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>13</b>
1.1 TEMA .....	14
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	14
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA .....	14
1.4 HIPÓTESES.....	14
1.5 JUSTIFICATIVA .....	15
1.6 OBJETIVOS .....	15
1.6.1 Objetivo Geral .....	15
1.6.2 Objetivos Específicos .....	16
<b>2 REVISÃO DA LITERATURA</b> .....	<b>17</b>
2.1 EMPILHADEIRAS .....	17
2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	18
2.3 BOMBAS HIDRÁULICAS .....	19
2.5 CILINDROS HIDRÁULICOS .....	20
2.6 VÁLVULAS DE CONTROLE DIRECIONAL E ALÍVIO .....	20
2.7 FILTRO E RESERVATÓRIO.....	21
2.9 MANGUEIRAS .....	23
2.10 TROCADOR DE CALOR ar óleo.....	23
2.11 COEFICIENTE DE SEGURANÇA.....	23
2.12 DIAGRAMA de CORPOS LIVRES .....	24
2.13 FORÇA DE TRAÇÃO E ATRITO .....	24
2.14 DIMENSIONAMENTO do SISTEMA HIDRÁULICO .....	25
2.14.1 Cilindro hidráulico.....	25
2.14.2 Flambagem do cilindro principal.....	26
2.14.3 Força de tração e atrito .....	27
2.14.4 Motor hidráulico.....	28
2.14.5 Bomba hidráulica.....	29
2.14.6 Volume do reservatório .....	30
2.14.7 Capacidade de vazão para o filtro .....	30
2.14.8 Mangueira e fluido.....	31
2.14.9 Potência necessária para o funcionamento da bomba.....	31

<b>3 METODOLOGIA .....</b>	<b>32</b>
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	32
<b>4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS .....</b>	<b>33</b>
4.1 REQUISITOS DO PROJETO .....	33
4.2 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	34
4.2.1 Diagrama de corpos livres .....	34
4.2.2 Dimensionamento do cilindro de inclinação .....	37
4.2.3 Dimensionamento do cilindro principal .....	38
4.2.4 Dimensionamento do cilindro para o sistema de direção .....	41
4.2.5 Dimensionamento dos motores hidráulicos .....	42
4.2.6 Dimensionamento da bomba hidráulica .....	45
4.2.7 Velocidade de avanço do cilindro principal.....	46
4.2.8 Dimensionamento do filtro .....	47
4.2.9 Dimensionamento do reservatório.....	47
4.2.10 Dimensionamento das mangueiras .....	48
4.2.11 Escolha do trocador de calor ar-óleo em função da vazão.....	50
4.2.12 Escolha da válvula direcional .....	51
4.2.13 Escolha do fluido hidráulico .....	52
4.2.14 Verificação do atendimento do motor a combustão .....	52
4.2.15 Escolha da válvula de segurança .....	53
<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>55</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>56</b>
<b>ANEXO A – CARGAS DE EULER .....</b>	<b>59</b>
<b>ANEXO B – MOTORES HIDRÁULICOS DANFOSS.....</b>	<b>60</b>
<b>ANEXO C – FILTROS DE RETORNO PARKER .....</b>	<b>61</b>
<b>ANEXO D – MANGUEIRAS HIDRÁULICAS - GATES DO BRASIL .....</b>	<b>62</b>
<b>ANEXO E – FLUIDO HIDRÁULICO MOBIL .....</b>	<b>63</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A movimentação de carga é a atividade de levantar, deslocar e transportar cargas. Pode ser feita manualmente ou com a utilização de equipamentos específicos (AMARAL, 2016).

Desde o início das civilizações o homem utilizava meios para movimentações de cargas, como alavancas, sistemas de polias e guindastes de madeira. No entanto durante a revolução industrial surgiram máquinas de movimentação de cargas fabricadas em aço. O posterior desenvolvimento de máquinas a vapor e hidráulicas permitiu um grande avanço nos quesitos capacidade de levante e velocidade (AMARAL, 2016).

As máquinas de elevação e transporte passaram por vários avanços e, atualmente, estão divididas em três grupos, são eles: guindastes, máquinas de elevação e elevadores. No grupo dos elevadores se encontram as empilhadeiras que são equipamentos específicos para manuseio de cargas em ambientes fabris, locais de estocagem e almoxarifados, com capacidade de levante entre 0,6 a 6 toneladas (AMARAL, 2016).

Atualmente, com o desenvolvimento industrial e a necessidade de produzir mais e melhor, em menos espaço, surge a necessidade de desenvolver equipamentos eficientes em tamanhos reduzidos. Visando esse mercado, surgiu a necessidade de desenvolver uma mini empilhadeira com motor a combustão, devido os equipamentos atuais a combustão não possuírem dimensões compactas para locomoção nas áreas menores da pequena empresa do ramo de usinagem. A tarefa principal será empilhar, carregar e descarregar caçambas metálicas de peças e matérias-primas.

Assim, o propósito deste trabalho é analisar as funções requeridas do equipamento na empresa. A partir disso, dimensionar todo o sistema hidráulico utilizando componentes comerciais para diminuir o custo de construção, operação e manutenção.

## 1.1 TEMA

Dimensionamento de um sistema hidráulico para uma mini empilhadeira a combustão.

## 1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

O tema restringe-se a dimensionar um sistema hidráulico completo para uma mini empilhadeira a combustão, bem como todos os componentes hidráulicos necessários atendendo as necessidades e requisitos de funcionamento.

## 1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Devido ao aumento de produção em pequenas áreas fabris tem-se a necessidade de equipamentos compactos, leves e de fácil locomoção em pequenos espaços. Com isso, o estudo está focado em dimensionar um sistema hidráulico para uma empilhadeira compacta ou mini empilhadeira com motor a combustão visando atender a uma empresa de pequeno porte do ramo usinagem. Neste aspecto surge a necessidade de um projeto cujo o sistema hidráulico seja eficaz, de alta durabilidade e baixo custo de operação e manutenção, atendendo os requisitos específicos de funcionalidades no ambiente fabril.

Considerando estes aspectos, com este trabalho, pretende-se responder a seguinte questão técnico-científica: é possível dimensionar um sistema hidráulico compacto, que atenda às exigências funcionais da empilhadeira utilizando apenas componentes comerciais?

## 1.4 HIPÓTESES

Inicialmente, são estabelecidas algumas hipóteses relacionadas às condições técnicas do equipamento a ser projetado. Elas serão discutidas ao final do trabalho, sendo avaliadas, confirmadas ou refutadas com base em argumentos técnicos e comerciais que serão apresentados ao longo do desenvolvimento desta pesquisa. Assim, considera-se as seguintes hipóteses:

- É tecnicamente possível dimensionar um sistema hidráulico compacto para a empilhadeira utilizando apenas componentes comerciais;

- Os componentes do sistema hidráulico atenderão os parâmetros propostos;
- É possível utilizar um motor a combustão compacto para atender os parâmetros;
- O dimensionamento apresentará viabilidade em construção de um protótipo;
- O desenvolvimento próprio de uma mini empilhadeira é uma opção viável para atender as necessidades operacionais específicas da pequena empresa;

## 1.5 JUSTIFICATIVA

As empilhadeiras são essenciais no dia-a-dia das empresas do ramo metalúrgico, diariamente utilizadas para movimentação de caçambas metálicas com peças e matérias-primas, cargas, descargas e abastecimento da linha de produção.

Devido suas dimensões, as empilhadeiras a combustão existentes no mercado apresentam algumas dificuldades relacionadas à capacidade de movimentação em pequenos espaços físicos. Com isso o presente dimensionamento se destina a atender a demanda de uma pequena empresa do ramo de usinagem.

A construção de uma empilhadeira exige a projeção de diversos mecanismos e sistemas. Este trabalho não tem como objetivo o desenvolvimento de todo o dispositivo. O passo inicial, aqui proposto, é o dimensionamento hidráulico do equipamento.

## 1.6 OBJETIVOS

### 1.6.1 Objetivo Geral

Dimensionar um sistema hidráulico completo afim de atender as necessidades operacionais do equipamento na empresa.

### 1.6.2 Objetivos Específicos

- Determinar os parâmetros de projeto;
- Dimensionar os componentes hidráulicos (bomba, motores, válvulas e cilindros hidráulicos);
- Verificar se motor a combustão atende o funcionamento do sistema;
- Verificar a disponibilidade de componentes comerciais.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

A revisão da literatura apresenta um fundamento teórico sobre o projeto como um todo, bem como um breve resumo sobre empilhadeiras, sistemas hidráulicos e seus componentes.

### 2.1 EMPILHADEIRAS

Empilhadeiras podem ser definidas como veículo auto propelido, podendo ter ao mínimo três rodas e com o objetivo de elevar, transportar e posicionar materiais (TOMAZ, 2010).

São equipamentos muito versáteis e eficazes para transportes nos mais diversos espaços. Substituindo na maioria dos casos o uso de talhas, pontes rolantes, monovias e o trabalho braçal de pessoas. Muito utilizado em linhas de produção, onde abastecem a linha de montagem, a linha de fabricação e a armazenagem. Assim sendo podem ser utilizadas para movimentação de paletes, bobinas, caçamba metálica, fardos, peças de grande porte e etc. (TOMAZ, 2010).

A Figura 1 demonstra uma mini empilhadeira onde consta os principais componentes para a elaboração do presente projeto.

Figura 1: Mini empilhadeira.



**Fonte:** Adaptado de Okeah (2018).

## 2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS

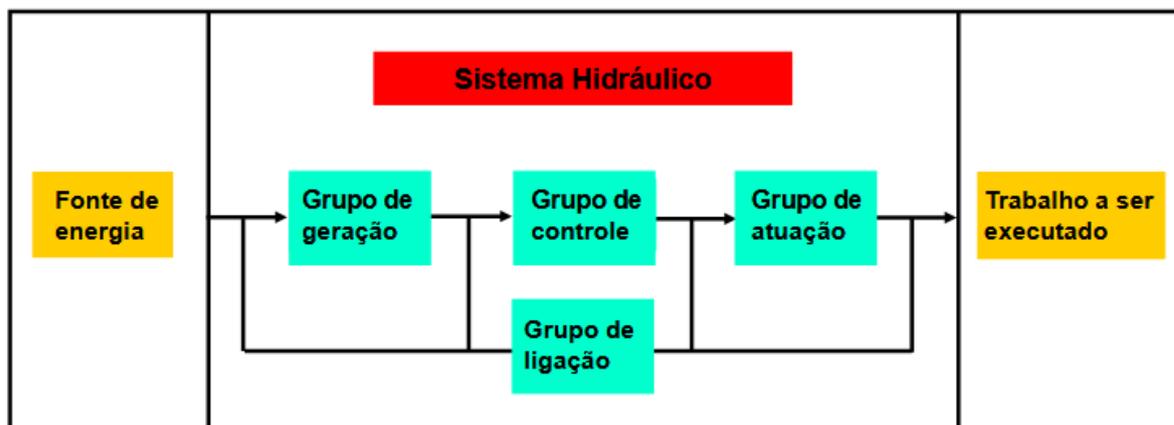
Segundo Linsingen (2003), um sistema hidráulico possui um conjunto de elementos associados que utilizam um fluido como meio de transferência de energia permitindo a transmissão e controle das forças e movimentos.

Serrano (2007), descreve que a maior evolução no controle dos sistemas hidráulicos ocorreu na segunda guerra mundial, posteriormente o sistema foi evoluindo para as áreas de transportes, agricultura, industrial, embarcações e outros.

De acordo com Henn (2006), uma máquina de fluido é um equipamento que provoca a troca de energia de um sistema mecânico para um fluido, assim transformando energia mecânica em fluídica ou energia de fluido em mecânica.

Um sistema hidráulico pode ser caracterizado em três divisões conforme a Figura 2.

Figura 2: Divisões sistemas hidráulicos



**Fonte:** Parker (2018).

Posteriormente é apresentada uma breve simplificação de cada divisão do sistema hidráulico da Figura 2.

- Fonte de energia: Constituído pelo motor elétrico ou a combustão;

- Grupo de geração: Componente pertencente ao sistema hidráulico responsável por transformar potência mecânica em hidráulica, exemplo bomba hidráulica;
- Grupo de controle: Componente pertencente ao sistema hidráulico responsável por controlar a potência hidráulica, exemplo comando e as válvulas;
- Grupo de atuação: Componente pertencente ao sistema hidráulico responsável por transformar a potência hidráulica em mecânica, exemplo cilindros e motores;
- Grupo de ligação: Conjuntos de componentes que intermediam as funções de cada grupo citado acima, exemplo conexões, tubos e mangueiras.

### 2.3 BOMBAS HIDRÁULICAS

Segundo Neves (2005), a bomba hidráulica tem a função de succionar o óleo hidráulico do reservatório para o sistema hidráulico. Geralmente as bombas incorporam pistões, palhetas ou engrenagens. As bombas não geram pressão, o que resulta em pressão é a resistência ao deslocamento do fluido.

Linsingen (2003), define bomba hidráulica como conversão de energia em um sistema hidráulico, sendo a transformação de energia mecânica para hidráulica que posteriormente é transmitida aos atuadores onde é convertida em energia mecânica para realização do trabalho útil.

De acordo com Exner (2003), bombas de engrenagens externas são muito utilizadas na hidráulica, devido a apresentarem características de pressão relativamente alta e com pouco peso, custo baixo de operação, faixa de rotação, viscosidade e temperatura ampla.

### 2.4 MOTORES HIDRÁULICOS

De acordo com Palmieri (1997), os motores hidráulicos possuem a função de transformar a energia hidráulica em energia mecânica rotativa para realizar o trabalho útil.

O deslocamento de um motor hidráulico é gerado pela quantidade de fluido que o motor recebe. Sendo possível obter o torque sem rotação, devido ao giro do eixo ser realizada após o torque ser o suficiente para vencer o atrito e a resistência do peso. Sendo necessário conhecer o torque e o deslocamento para encontrar a pressão necessária no motor (FIALHO, 2011).

## 2.5 CILINDROS HIDRÁULICOS

Cilindros hidráulicos são atuadores lineares capazes de transformar a energia hidráulica, proveniente da pressurização de um fluido em energia mecânica para então realizar o trabalho requerido (AMARAL, 2016).

O fluxo hidráulico gerado pela bomba ocasiona uma pressão pela área de contato no êmbolo do cilindro, esta pressão impulsiona o cilindro gerando o movimento linear. A bomba não gera pressão ao cilindro, ela apenas impulsiona o mesmo (PALMIERI, 1994).

Segundo Palmieri (1994) os cilindros podem ser classificados como cilindros de simples ação ou de duplo efeito. Sendo o cilindro de simples ação um componente que possui o movimento por efeito de pressão e vazão hidráulica em uma das extremidades e em outra um acionamento qualquer que não o fluido hidráulico. Já o cilindro de duplo efeito realiza o seu movimento através da entrada do fluido em qualquer uma de suas extremidades.

## 2.6 VÁLVULAS DE CONTROLE DIRECIONAL E ALÍVIO

De acordo com Linsingen (2003), a flexibilidade de direcionar o fluido a diferentes pontos do sistema hidráulico, realizar desvios ou interromper o escoamento quando necessário constituem as características fundamentais do controle direcional clássico e são conseguidas por meio de válvulas de controle direcional.

O direcionamento do fluido com uma vazão proporcional a um sinal de acionamento ou comando sendo manual por meio de alavancas ou elétrico por meio de tensões ou correntes é uma característica de válvulas de controle direcionais (DE NEGRI, 2011).

Segundo Palmieri (1994), as válvulas reguladoras de pressão têm por função limitar ou determinar a pressão do sistema hidráulico para a obtenção de uma determinada função do equipamento.

O mesmo autor também destaca que válvulas reguladoras de pressão servem para controlar a pressão no sistema hidráulico. Elas são conhecidas como: válvulas de alívio e segurança; válvulas de descarga; válvulas de contrabalanço; válvulas de sequência; válvulas redutoras; válvulas supressoras de choque.

## 2.7 FLUIDO E RESERVATÓRIO

O reservatório possui a função de servir para depósito do fluido a ser utilizado pelo sistema, também auxilia de forma direta no resfriamento do fluido e precipitação das impurezas (PALMIERI, 1994).

Segundo Fialho (2011), as funções do reservatório são basicamente de armazenamento, resfriamento por condução e convecção. Levando em consideração o dimensionamento o reservatório parece ser o elemento mais trivial de um circuito hidráulico, porém, na realidade por não estar sujeito a nenhum critério prévio de unificação pode causar ao projetista algumas dificuldades quanto ao seu dimensionamento e posicionamento de seus elementos e acessórios.

Palmieri (1994) afirma que o fluido hidráulico deve estar sempre livre de impurezas, pois do contrário encurta-se a vida útil do sistema hidráulico. O autor define que a função do filtro é livrar o fluido dessas impurezas para assegurar o bom funcionamento do circuito. A instalação do filtro no sistema é geralmente na linha de retorno, assim opera em menos pressão e também filtra as impurezas dos componentes do sistema antes da chegada do fluido no reservatório.

Para Linsingen (2003), os fluidos hidráulicos constituem o meio para a transferência de energia em qualquer sistema hidráulico, as características do fluido devem combinar com as dos componentes do sistema, tendo em vista a operação nas mais diversas circunstâncias, como em ambientes agressivos ou sujeitos a elevadas variações de temperatura, ou ainda em aplicações de sistemas que requeiram elevadas e rápidas variações de pressão.

Uma característica muito importante para o bom funcionamento do fluido hidráulico é a viscosidade, como por exemplo óleos de baixa viscosidade possuem a capacidade de penetrar mais rapidamente nas tubulações que óleos de alta viscosidade, também deve ser levado em consideração que a viscosidade influencia diretamente na temperatura, pressão e vida útil do fluido (NEVES, 2005).

De acordo com Linsingen (2003), todo o escoamento de fluidos em tubulações é acompanhado de dissipação de energia, que é influenciado pela forma geométrica dos componentes, ao tipo do fluido e o tipo de escoamento.

Segundo Fox et al (2018), o número de Reynolds é quem indica o tipo de escoamento de um fluido dentro de um tubo. Os escoamentos são geralmente laminares quando o número de Reynolds for menor que 2000 e turbulentos quando for maior que 2400

Para Brunetti (2005), o escoamento pode ser: escoamento laminar, escoamento de transição e escoamento turbulento, conforme a Figura 3.

Figura 3: Tipo de escoamento.

Tipo de escoamento	Valores
Escoamento Laminar	$0 < R \leq 2000$
Escoamento de transição	$2000 \leq R \leq 2400$
Escoamento Turbulento	$R \geq 2400$

**Fonte:** Brunetti (2005).

Segundo Palmieri (1994), outro quesito importante a ser observado é a velocidade recomendada para o escoamento do fluido, conforme a Tabela 1.

Tabela 1: Velocidade recomendada de escoamento

Trabalho	Valores
Sucção	60,96 a 121,92 cm/s
Retorno	304,8 a 472,3 cm/s
Pressão	762,2 a 914,4 cm/s

**Fonte:** Autor (2018).

A velocidade de sucção se refere a linha do tanque até a bomba hidráulica, a velocidade de retorno é a linha em que o fluido retorna ao tanque após o trabalho no

componente hidráulico, e a velocidade de pressão é a linha entre a bomba hidráulica e os componentes (PALMIERI, 1994).

## 2.9 MANGUEIRAS

Conforme Gates do Brasil (2012), com avançados sistemas hidráulicos sendo projetados e desenvolvidos a cada dia em mais alta potência para equipamentos de alta pressão, a importância de alta qualidade, flexibilidade e durabilidade do conjunto de mangueiras hidráulicas jamais foi tão crítico.

As mangueiras possuem a funcionalidade de transmitir o fluido de um componente ao outro no sistema. No critério de dimensionamento deve ser prestado atenção na pressão de trabalho e velocidade do escoamento, pois é importante prevenir rupturas das mangueiras enquanto estiver em operação (GATES DO BRASIL, 2012).

## 2.10 TROCADOR DE CALOR AR ÓLEO

Conforme Bergman (2016), o processo de troca de calor de dois fluidos em um radiador acontece quando ambos estão em diferentes temperaturas e separados por uma parede sólida. O trocador de calor é o equipamento utilizado para realizar essa troca de calor, as aplicações envolvem o aquecimento de ambientes, condicionamento de ar, recuperação de calor e resfriamento de sistemas.

De forma simplificada, em sistemas hidráulicos o trocador tem a função de resfriamento do óleo de todo o sistema. A troca de calor é realizada por meio do ar e geralmente é empregado na linha de retorno antes da chegada ao tanque (BERGMAN, 2016).

## 2.11 COEFICIENTE DE SEGURANÇA

O coeficiente de segurança pode ser escolhido conforme a norma NBR 8400 da ABNT, onde dita o coeficiente de segurança a ser adotado para cada caso de aplicação.

Tabela 2: Estado de tensões de um elemento.

Estado de tensões	Definição	Fração mínima de tensão máxima
0 (muito leve)	Elemento submetido excepcionalmente à sua tensão máxima e comumente a tensões muito reduzidas	$P = 0$
1 (leve)	Elemento submetido raramente à sua tensão máxima, mas comumente a tensões de ordem de 1/3 da tensão máxima	$P = 1/3$
2 (médio)	Elemento frequentemente submetido à sua tensão máxima e comumente a tensões compreendidas entre 1/3 e 2/3 da tensão máxima	$P = 2/3$
3 (pesado)	Elemento regularmente submetido à sua tensão máxima	$P = 1$

**Fonte:** Adaptada da NBR 8400 (2018).

Será considerada a Tabela 2, onde consta os estados de tensões de um elemento e o tipo de fração a ser utilizado (NBR 8400, 1984).

## 2.12 DIAGRAMA DE CORPOS LIVRES

Para a aplicação da equação de equilíbrio devem ser consideradas todas as forças atuantes conhecidas e desconhecidas que atuam no sistema. O objetivo é manter o equilíbrio de esforços, assim sendo necessário satisfazer a primeira lei de Newton onde a força resultante deve ser igual a zero (HIBBELER, 2013).

## 2.13 FORÇA DE TRAÇÃO E ATRITO

De acordo com Dias (2011), o esforço de tração é o somatório das forças realizadas que se opõem ao movimento, sendo elas: Resistência ao ar, Resistência ao rolamento e resistência a inclinação.

De acordo com Halliday et al (2016), a força de atrito é a interação do objeto com a superfície, sendo paralela à superfície e se opõe ao movimento. Se o objeto permanece em repouso a força de atrito é estático, se o objeto se move a força de atrito se torna cinética.

## 2.14 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA HIDRÁULICO

Na sequência apresenta-se o memorial de equações para o dimensionamento do sistema hidráulico. No início do trabalho encontra-se a lista de símbolos referente a cada equação.

### 2.14.1 Cilindro hidráulico

De acordo com Palmieri (1994), as equações (1) e (2) servem para encontrar características dimensionais para os cilindros e mangueiras hidráulicas. Por meio da equação (1) encontra-se a área e a equação (2) para descobrir o diâmetro.

- Área em relação a força e pressão A (em mm)

$$A = \frac{F}{P} \quad (1)$$

$$D = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} \quad (2)$$

- Diâmetro D (em mm)

Por meio da equação (3), adaptada de Rexroth (2013) é possível encontrar o volume do cilindro, observando que “L” é o curso da haste.

$$V_C = L \cdot A \quad (3)$$

- Volume cilindro  $V_C$  (em l)

Resolvida a equação (3), utiliza-se a equação (4) adaptada de Rexroth (2013) para descobrir o tempo necessário para toda a extensão do cilindro hidráulico.

$$t = \frac{V_C \cdot 60}{Q} \quad (4)$$

- Tempo de curso cilindro t (em s)

#### 2.14.2 Flambagem do cilindro principal

A flambagem é um fenômeno que ocorre em peças esbeltas, área de seção transversal pequena em relação ao comprimento, quando submetidas a um esforço de compressão axial. A flambagem é considerada uma instabilidade elástica, significa que pode ocorrer a falha antes da tensão de escoamento. O cilindro principal da empilhadeira é responsável por subir e descer os garfos da torre, o curso desse cilindro geralmente é extenso e com cargas sobre os garfos podem acarretar em flambagem e vir a falhar (BEER E JOHNSTON, 1996).

Segundo Linsingem (2003), uma maneira de verificação da estabilidade a flambagem do cilindro é o método Euler, possibilita determinar o diâmetro mínimo necessário para suportar as cargas axiais de compressão sobre hastes. Seguindo o método de Euler inicialmente se calcula a força de compressão axial por meio da equação (5), que é um requisito para determinar o diâmetro mínimo.

$$F_F = \frac{\pi^2 \cdot E_M \cdot J}{C^2} \quad (5)$$

- Força de compressão axial  $F_F$  (em N).

Posteriormente se calcula outro requisito, o momento de inércia necessário que pode ser determinado pela equação (6).

$$J = \frac{\pi \cdot D_H^4}{64} \quad (6)$$

- Momento de inércia J (em m<sup>4</sup>).

De acordo com o mesmo autor, para evitar problemas de flambagem no cilindro utiliza-se um coeficiente de segurança na ordem de 3,5, portanto a força total

( $F_T$ ) a ser aplicada deve ser no máximo a força de compressão ( $F_F$ ) dividida pelo coeficiente, conforme a equação (7).

$$F_T = \frac{F_F}{3,5} \quad (7)$$

- Força total  $F_T$  (em N).

Com os resultados obtidos, das equações (5), (6) e (7), pode ser calculado o diâmetro mínimo da haste para prevenção contra o fenômeno da flambagem por meio da equação (8).

$$D_H = \left( \frac{7,22 \cdot F_T \cdot C^2}{E_M} \right)^{0,25} \quad (8)$$

- Diâmetro mínimo haste para evitar flambagem  $D_H$  (em m).

O valor de comprimento livre de flambagem ( $c = \lambda$ ) pode ser definido por meio do ANEXO A, interpretando o tipo de trabalho que o cilindro irá realizar.

### 2.14.3 Força de tração e atrito

Conforme Eaton (2016), para identificar a força de tração necessária para realização do deslocamento do equipamento pode ser utilizado a equação (9) que se refere a resistência de rolamento entre o pneu e o solo. Utiliza-se a equação (10) para conhecer a força de tração necessária para o equipamento vencer a resistência de inclinação. A equação (11) se refere a força de atrito realizado entre o pneu e o solo para dimensionar o sistema de direção, com esta força pode ser encontrado o esforço necessário para o sistema de direção atuar.

$$R_R = m \cdot g \cdot \rho \quad (9)$$

- Resistência de rolamento  $R_r$  (em N)

$$G_R = m \cdot g (\sin \theta + \rho \cos \theta) \quad (10)$$

- Resistência de inclinação  $G_r$  (em N)

$$F_A = m \cdot g \cdot \mu \quad (11)$$

- Força de atrito  $F_A$  (em N)

Conforme os resultados das equações (9) e (10), é possível determinar as características dimensionais dos motores hidráulicos responsáveis pela tração.

#### 2.14.4 Motor hidráulico

Segundo Eaton (2016), para ter conhecimento das características dimensionais dos motores hidráulicos pode ser utilizado a equação (12) para conhecer a rotação no eixo do motor hidráulico de acordo com a velocidade de deslocamento do veículo. A equação (13) resulta no torque necessário para deslocamento do veículo. Com a equação (14) define-se o deslocamento volumétrico necessário do componente para o funcionamento e a equação (15) a vazão necessária.

- Rotação no eixo N (em RPM)

$$N = \frac{2,65 \cdot KPH \cdot G}{R_p} \quad (12)$$

- Torque motor T (em N.m)

$$T = \frac{TE \cdot R_P}{N_m \cdot G \cdot E_G} \quad (13)$$

$$V = \frac{T \cdot 100}{1,59 \cdot P \cdot E_{MH}} \quad (14)$$

- Deslocamento volumétrico V (em cm<sup>3</sup>/rot)

- Vazão Q (em l/min)

$$Q = \frac{V \cdot n \cdot n_{vol}}{1000} \quad (15)$$

Com os resultados obtidos por meio das equações (12), (13), (14) e (15), encontra-se as características dimensionais dos motores, assim, possibilita a escolha por meio dos catálogos comerciais.

#### 2.14.5 Bomba hidráulica

De acordo com Linsingen (2003), o dimensionamento da bomba hidráulica pode ser realizado conforme as equações (16) e (17). Importante conhecer a vazão do sistema e a rotação do motor a combustão.

$$V = \frac{Q \cdot 1000}{n \cdot n_{vol}} \quad (16)$$

- Deslocamento volumétrico (em cm<sup>3</sup>/rot)

$$Q = \frac{V \cdot n \cdot n_{vol}}{1000} \quad (17)$$

- Vazão Q (em l/min)

Conforme os resultados obtidos por meio das equações (16 e (17) é possível conhecer as características da bomba, e assim, encontrar um modelo comercial por meio dos catálogos.

#### 2.14.6 Volume do reservatório

Para dimensionamento do reservatório se utiliza a equação (18), a capacidade do reservatório será bem próxima da vazão do sistema devido ao equipamento não possuir componentes que confinam uma grande quantidade de fluido durante a operação e não haverá acoplamentos hidráulicos ao sistema. Portanto não necessita de grandes capacidades de armazenamento de óleo hidráulico.

$$V_{\text{res}} = 1 \cdot Q_B \quad (18)$$

- Volume mínimo do reservatório  $V_{\text{res}}$  (em l)

#### 2.14.7 Capacidade de vazão para o filtro

Segundo Fialho (2011), deve se considerar uma regra geral para o dimensionamento do filtro hidráulico, onde a capacidade de filtragem deve ser três vezes maior que a vazão do sistema. Utiliza-se a equação (19).

$$V_{\text{fil}} = 3 \cdot Q_B \quad (19)$$

- Vazão mínima para escolha do filtro  $V_{\text{fil}}$  (em l/min)

#### 2.14.8 Mangueira e fluido

Ainda de acordo com Fialho (2011), para determinar a área da mangueira leva-se em consideração a vazão do sistema e a velocidade de escoamento de acordo com o tipo de trabalho (Sucção, Pressão e Retorno). Utiliza-se a equação (20). Com o resultado da área pode-se calcular o diâmetro da mangueira por meio da equação (2).

$$A = \frac{Q}{v} \quad (20)$$

- Área mínima mangueira hidráulica A (em cm<sup>2</sup>)

Segundo Carvalho e Silva (2011), o regime de escoamento pode ser calculado pela equação (21), sendo definido pelo diâmetro da mangueira, a viscosidade do fluido e a velocidade de escoamento.

$$Re = \frac{v \cdot D_m}{\gamma} \quad (21)$$

- Regime de escoamento Re

#### 2.14.9 Potência necessária para o funcionamento da bomba

De acordo com Rexroth (2013), é possível encontrar a potência necessária para acionamento da bomba hidráulica por meio da equação (22).

$$P_{AC} = \frac{P \cdot Q}{600 \cdot n_g} \quad (22)$$

- Potência para acionamento da bomba P<sub>AC</sub> (em kW)

Segundo Rexroth (2013), a eficiência geral ( $n_g$ ) mencionada na equação (22),

$$n_g = n_{vol} \cdot n_{mh} \quad (23)$$

pode ser encontrada por meio da equação (23).

### 3 METODOLOGIA

#### 3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

O tipo de pesquisa do presente trabalho se define como pesquisa exploratória. Segundo Jung (2004), possui a obtenção de alternativas para uso do conhecimento científico e inovações tecnológicas.

Identificou-se a necessidade de uma empilhadeira compacta para atender as necessidades de uma empresa de pequeno porte do ramo de usinagem. Iniciou-se uma pesquisa exploratória no intuito de conhecer equipamentos e suas características para suprir a demanda. Durante a pesquisa não se encontrou um equipamento compacto com motor a combustão, surgiu então a alternativa de desenvolver um equipamento.

Na sequência, definiu-se os requisitos funcionais necessários para o equipamento de acordo com as características estruturais da empresa, como os locais por onde a empilhadeira deve passar, a velocidade máxima, as condições do terreno (grau de inclinação, tipo e qualidade do solo, etc.), o peso máximo da carga, levantamento máximo da carga, as funções dos comandos, as dimensões dos pneus e as especificações do sistema hidráulico.

O início do embasamento teórico foi conceitualizar as empilhadeiras disponíveis no mercado, bem como, descrever suas características funcionais e estruturais, afim de obter mais informações técnicas de funcionamento do equipamento. Para buscar um melhor entendimento do dimensionamento, descreve-se um breve embasamento teórico referente aos sistemas hidráulicos, seus componentes e suas características.

O dimensionamento do sistema hidráulico iniciou-se elaborando uma tabela com os requisitos de projeto de acordo com as necessidades da empresa e as características de funcionamento da empilhadeira. Para o dimensionamento utilizou-se o memorial de equações obtidos por pesquisas bibliográficas. De acordo com os resultados obtidos foi possível determinar o modelo de cada componente hidráulico por meio de catálogos comerciais.

## 4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

### 4.1 REQUISITOS DO PROJETO

De acordo com as operações de movimentações de carga na pequena empresa de usinagem, como: carregar, descarregar, empilhar e movimentar, e as informações de requisitos para o funcionamento de uma mini empilhadeira, foi desenvolvido a Tabela 3 em forma de requisitos de projeto para o dimensionamento.

Tabela 3: Requisitos iniciais para o dimensionamento.

<b>Parâmetros</b>	<b>Valores</b>	
Velocidade máx. deslocamento	15	km/h
Inclinação gradiente	11	%
Raio pneu tração	0,190	m
Pressão trabalho	190	bar
Peso suportado	8000	N
Peso total equipamento	20000	N
Limite levantamento torre	2,50	m
Tempo máx. de levantamento torre	15	Seg
Ângulo inclinação torre	-6 a 8°	°
Eficiência volumétrica	90	%
Eficiência mecânica hidráulica	90	%
Rotação motor combustão	2600	RPM
Potência motor a combustão em 2600 RPM	7	kW

**Fonte:** Autor (2018).

## 4.2 RESULTADOS E DISCUSÕES

O sistema hidráulico para a mini empilhadeira é composto pelos componentes: Cilindros hidráulicos, motores hidráulicos, bomba hidráulica, válvulas direcionais, válvula de alívio, válvula de segurança, mangueiras, filtro, reservatório e o motor a combustão. A pressão do sistema é de 190 bar, mas durante o desenvolvimento das equações se utiliza a pressão 190 kgf/cm<sup>2</sup> por questões encurtamento dos resultados.

A carga que a empilhadeira deverá suportar é de 800 kg, porém deve se utilizar um coeficiente de segurança onde define que a carga máxima deverá ser 2/3 da dimensionada conforme a NBR 8400 ilustrada na Figura 4, portanto utiliza-se 1200 kg de carga para dimensionamento dos componentes da torre de levante.

### 4.2.1 Diagrama de corpos livres

Desenvolvido o diagrama de corpos livres da torre de levante, analisado três situações de operação, onde se difere de uma para outra o ângulo de inclinação da torre com a carga dimensional de 1200 kg no ponto crítico dos garfos. O ponto crítico é o ponto de esforço mais longe da fixação da torre “EM<sub>B</sub>”, e assim, gera um momento de esforço maior e conseqüentemente mais carga em toda a estrutura da torre de levante.

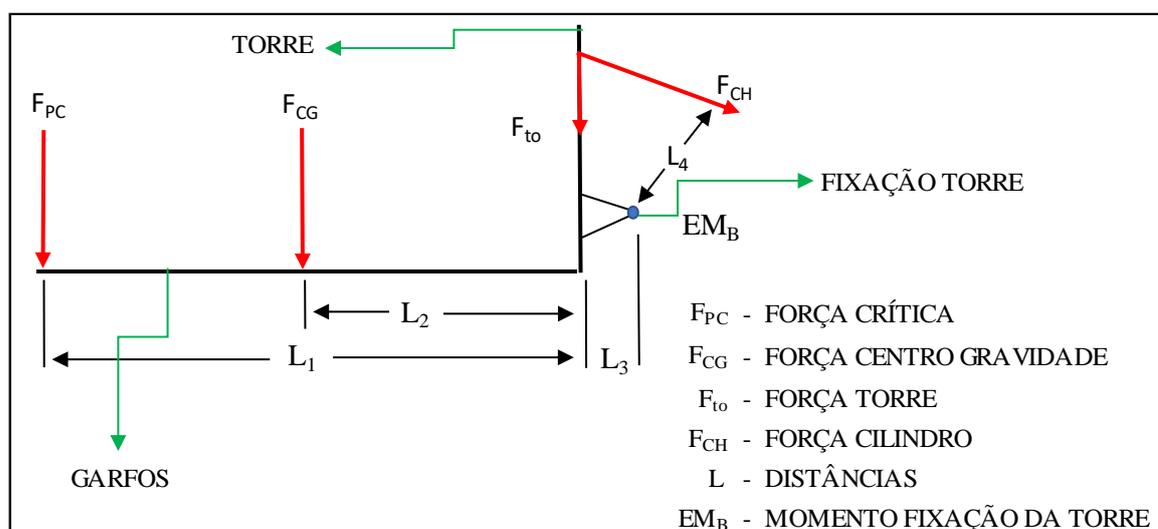


Figura 4: Diagrama de corpos livres da torre de levante

Fonte: Autor (2018).

O intuito da elaboração do diagrama é encontrar a força nos dois cilindros de inclinação, na Figura 4 representados pela sigla  $F_{CH}$ , para então dimensionar os mesmos. Após a montagem do diagrama e análise do mesmo obtêm-se a equação (24), o intuito é mudar o ângulo de inclinação da torre e analisar o esforço gerado no cilindro de inclinação.

$$F_{CH} = \frac{F_{PC}(L_1 + L_3) + F_{TO}(L_3)}{L_4} \quad (24)$$

- Equação de esforço no cilindro de inclinação  $F_{CH}$  (em N)

De acordo com a simulação em software *Solidworks* obteve-se os dados necessários para aplicação da equação (24), os resultados são apresentados para cada cilindro de inclinação, no caso, dois cilindros de dupla ação. Os resultados podem ser visualizados nas Figuras (5), (6) e (7).

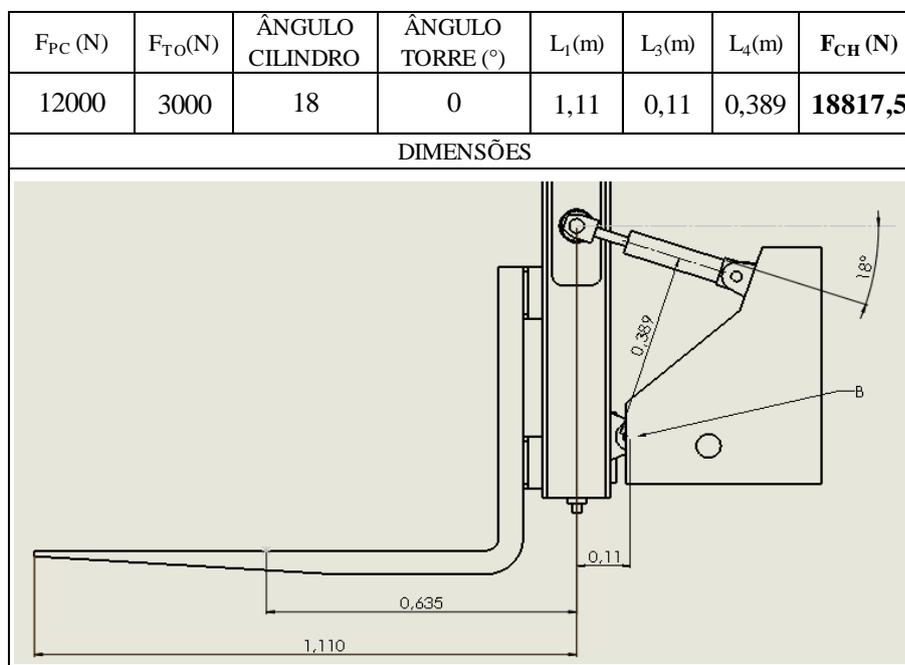


Figura 5: Esforço no cilindro sem inclinação da torre

Fonte: Autor (2018).

Sem inclinação da torre de levante gerou as distâncias em relação ao ponto B conforme a Figura 5, adicionando a carga de 12000 N no ponto crítico dos garfos, com a carga da torre em 3000 N, pode-se observar o esforço gerado em 18817,5 N no cilindro responsável pela inclinação da torre.

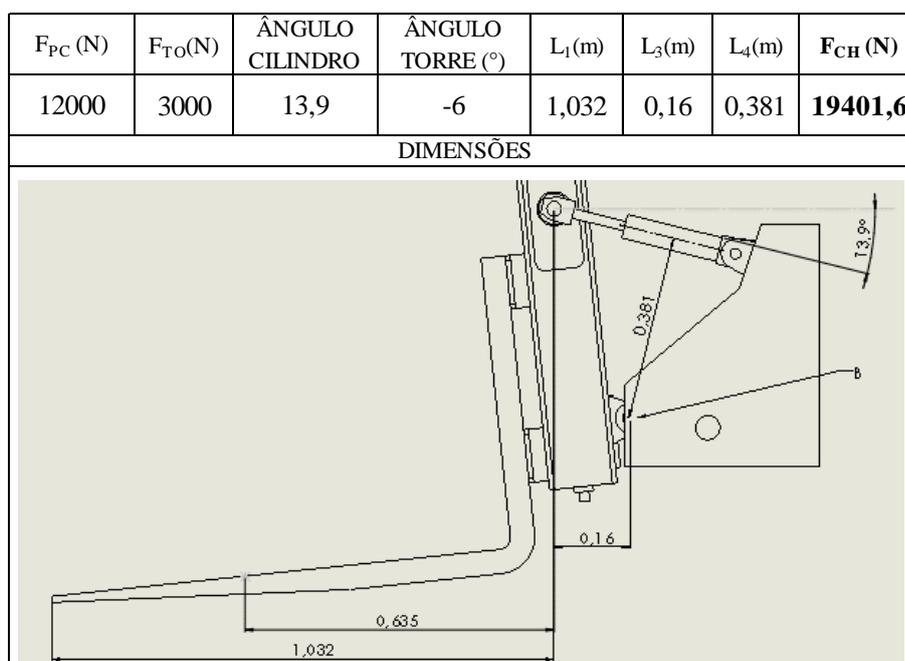


Figura 6: Esforço no cilindro com inclinação negativa na torre

**Fonte:** Autor (2018).

Conforme a Figura 6, com as mesmas cargas de 12000 N no ponto crítico dos garfos e a carga da torre em 3000 N, porém com o ângulo de inclinação negativa da torre (-6°), gerou outras distâncias em relação ao ponto B, assim sendo, observa-se um esforço de 19401,6 N no cilindro de inclinação.

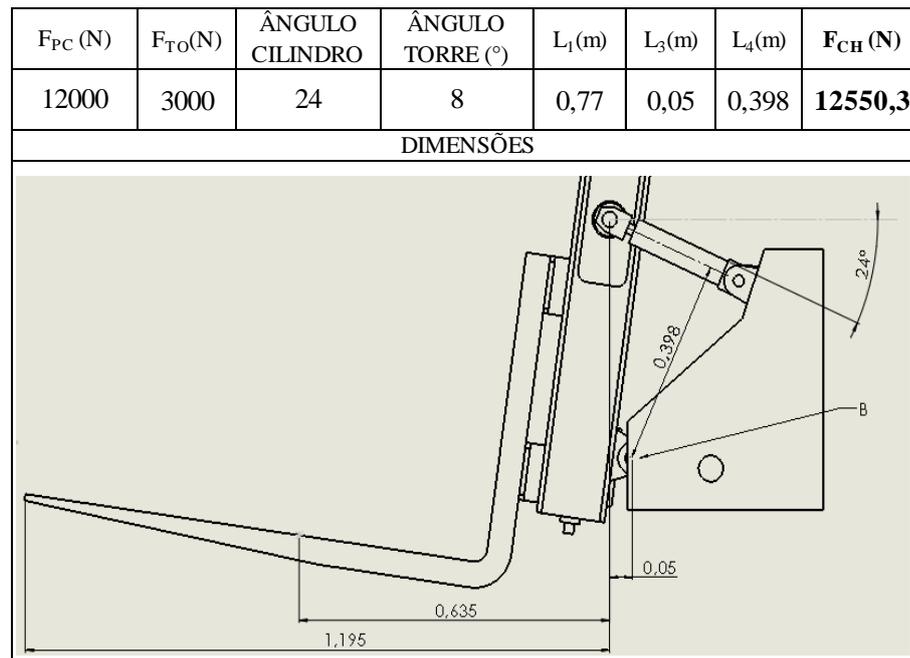


Figura 7: Esforço no cilindro com inclinação positiva na torre

**Fonte:** Autor (2018).

Inclinando a torre para o lado positivo (8°) gerou outros valores de distâncias em relação ao ponto B, portanto, encontra-se um esforço de 12550,3 N nos cilindros de inclinação conforme Figura 7.

Observando os resultados pode-se destacar o maior esforço gerado no cilindro quando a torre está inclinada -6°, onde o esforço encontrado é de 19401,6 N ou 1940,16 kgf em cada cilindro de inclinação.

#### 4.2.2 Dimensionamento do cilindro de inclinação

Com força no cilindro de inclinação de 1940,16 kgf e convertendo a pressão do sistema de 190 bar para 190 kgf/cm<sup>2</sup>, é possível realizar o dimensionamento do

$$A = \frac{1940,16}{190} = 10,2 \text{ cm}^2 \text{ (1020 mm}^2\text{)}$$

cilindro de inclinação por meio da equação (1).

Com a área conhecida por meio da equação (1), calcula-se o diâmetro da haste do cilindro utilizando a equação (2).

$$D = \sqrt{\frac{10,2 \cdot 4}{\pi}} = 3,6 \text{ cm (36mm)}$$

Verificando em catálogos encontra-se o diâmetro da haste mais próximo ao valor encontrado de 50 mm. Realizando simulação no software *Solidworks* identifica-se o curso de trabalho para o cilindro hidráulico de 150 mm. De acordo com a Figura 8, pode ser definido o modelo do cilindro: C200/DE/80/50/150/OR.

Guia de Referências				
Exemplo: C200/DE/60/35/500/OR				
Série	Tipo	Ø Tubo (Interior)	Ø Haste cromada	Curso (mm)
C200	DE - Duplo efeito	40	25	Máx. 1.000
	SE - Simples efeito	50	30	
		60	35	
		80	50	
		100	50	



Figura 8: Dimensões de cilindros comerciais

**Fonte:** Adaptada de Cudell (2014).

#### 4.2.3 Dimensionamento do cilindro principal

O esforço realizado no cilindro principal é igual a carga dimensional, portanto para critério de dimensionamento do cilindro deve ser levando em consideração a

$$A = \frac{1200}{190} = 6,31 \text{ cm}^2 (631\text{mm}^2)$$

força de 1200 kgf. Para conhecer o valor da área do cilindro utiliza-se a equação (1).

Com a área conhecida, é possível calcular o diâmetro da haste com a

$$D = \sqrt{\frac{6,31 \cdot 4}{\pi}} = 2,83 \text{ cm (28,3mm)}$$

equação (2).

O valor encontrado para o diâmetro da haste não possui em catálogo, o mais próximo é de 30 mm conforme a Figura 8.

Devido ao curso de haste do cilindro principal ser extensa, cerca de 1,25 metros, pode ocorrer a flambagem do mesmo quando estiver todo estendido e com carga máxima. Para evitar esse tipo de situação é calculado o diâmetro mínimo da haste para não ocorrer tal fenômeno. Inicialmente pode ser calculado o momento de

$$J = \frac{\pi \cdot (0,03)^4}{64} = 3,97 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

inércia por meio da equação (6) para posteriormente aplicar na equação (5).

Em seguida pode-se calcular a força de compressão axial utilizando a equação (5). O valor a ser utilizado em “C” é retirado do ANEXO A, a montagem do cilindro principal na torre terá as duas extremidades engatadas, portanto conforme o

$$F_F = \frac{\pi^2 \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot 3,97 \cdot 10^{-8}}{1,25^2} = 50153,4 \text{ N}$$

ANEXO A é o caso 2, onde  $l = C$ , portanto  $C = 1,25 \text{ m}$ .

Com o valor de compressão axial conhecido e o valor de segurança em 3,5, se calcula a força máxima a ser aplicada no cilindro por meio da equação (7).

$$F_T = \frac{50153,4}{3,5} = 14329,5 \text{ N}$$

Com a força total conhecida por meio da equação (7), o curso da haste em

$$D_H = \left( \frac{7,22 \cdot 14329,5 \cdot 1,25^2}{200 \cdot 10^9} \right)^{0,25} = 0,0299 \text{ m} = 29,9 \text{ mm}$$

1,25 metros, determina-se o diâmetro mínimo da haste com a equação (8).

Define-se o diâmetro mínimo da haste do cilindro para não haver a flambagem em 29,9 mm, verificando em catálogo conforme Figura 8 encontra-se um diâmetro para a haste de 30 mm. Observa-se que por meio da equação (7) determina-se a força máxima suportada antes da flambagem de 14329,5 N ou 1432,95 kgf, sendo a carga dimensional de 1200 kgf o cilindro estaria dimensionado para suportar todo o trabalho e inclusive a flambagem. Devido ao curso do pistão ser longo, não se encontra este tipo de pistão em mercado, tendo inicialmente a necessidade de uma encomenda especial.

A Figura 9 apresenta uma relação entre o comprimento da haste e carga máxima suportada comparando os diâmetros. Observa-se entre a carga de 1000 e 1500 kgf os valores para comprimento máximo de haste de 1557 a 1271 mm respectivamente. Sendo assim o cilindro dimensionado para 1200 kgf e comprimento da haste de 1250 mm, estando dentro da margem de segurança.

<b>Tabela 4</b>				
<b>Valores de "Le" em milímetros</b>				
<b>Força (kgf)</b>	<b>Diâmetro de haste (mm)</b>			
	<b>22</b>	<b>30</b>	<b>35</b>	<b>50</b>
<b>500</b>	1184	2202		
<b>1000</b>	837	1557	2119	
<b>1500</b>	684	1271	1730	3531
<b>2000</b>	592	1101	1499	3058



Figura 9: Relação entre carga, diâmetro da haste e flambagem

**Fonte:** Adaptada de Cudell (2014).

#### 4.2.4 Dimensionamento do cilindro para o sistema de direção

Para dimensionamento primeiramente deve-se encontrar o esforço realizado no cilindro do sistema de direção, o esforço é em relação ao atrito estático gerado entre o pneu e o solo podendo ser calculado pela equação (11), a massa a ser utilizada é a de contrapeso da empilhadeira que é de 600 kg, esta massa foi estimada por meio do software *SolidWorks*, aplicando o coeficiente de segurança da NBR 8400 a carga dimensional passa a ser de 900 kgf. Utiliza-se o coeficiente de atrito estático de borracha sobre o concreto conforme a Tabela 4.

$$F_a = 900 \cdot 10 \cdot 1 = 900 \text{ kgf (9000 N)}$$

Tabela 4: Coeficiente de atrito.

Material	Estático	Cinético	Rolamento
	$\mu_e$	$\mu_e$	$\mu_r$
Borracha sobre o concreto	1,00	0,80	0,02
Aço sobre aço (a seco)	0,80	0,60	0,002
Aço sobre aço (com lubrificação)	0,10	0,05	
Madeira sobre madeira	0,50	0,20	
Madeira sobre neve	0,12	0,06	
Gelo sobre gelo	0,10	0,03	

**Fonte:** Adaptada de Knight (2009).

Conforme o esforço de 900 kgf encontrado com a equação (11), a pressão do

$$A = \frac{900}{190} = 4,73 \text{ cm}^2 \text{ (473 mm}^2\text{)}$$

sistema em 190 kgf/cm<sup>2</sup>, dimensiona-se a área do cilindro por meio da equação (1).

$$D = \sqrt{\frac{4,73 \cdot 4}{\pi}} = 2,45 \text{ cm (24,5 mm)}$$

Com a área encontrada se define o diâmetro da haste com a equação (2).

Analisando em catálogos encontra-se o valor de diâmetro da haste de 25mm, conforme a Figura 8. O curso do cilindro é de 35mm de acordo com a simulação em software *SolidWorks*. Assim define-se o modelo do cilindro: C200/DE/40/25/35/OR.

#### 4.2.5 Dimensionamento dos motores hidráulicos

Primeiramente pode ser calculada a rotação do motor hidráulico para gerar a velocidade desejada de 15km/h, considera-se a velocidade desejada e o raio de 0,190 metros do pneu de tração. Utiliza-se a equação (12).

$$N = \frac{2,65 \cdot 15 \cdot 1}{0,190} = 208,6 \text{ RPM}$$

Para encontrar o torque necessário de deslocamento do equipamento se calcula a força de tração requerida de rolamento e resistência de inclinação. Podendo encontrar a resistência de rolamento pela equação (9), onde o coeficiente de rolamento pode ser definido pela Tabela 5 e a massa total do equipamento em 2000 kg conforme Tabela 3.

$$R_R = 2000 \cdot 10 \cdot 0,022 = 440 \text{ N}$$

Para o dimensionamento foi utilizado o asfalto ruim, pois essa será a pior condição de trabalho que o equipamento irá operar.

Tabela 5: Coeficiente de resistência de rolamento.

<b>Superfície</b>	<b><math>\rho</math></b>
Concreto, excelente	0,010

Concreto, bom	0,015
Concreto, ruim	0,020
Asfalto, bom	0,012
Asfalto, razoável	0,017
Asfalto, ruim	0,022
Cascalho, bom	0,015
Cascalho, razoável	0,022
Cascalho, ruim	0,037

**Fonte:** Traduzida e adaptada de Eaton (2016).

Em seguida calcula-se a resistência de inclinação utilizando a equação (10), o coeficiente de rolamento pode ser definido pela Tabela 5, e o ângulo de inclinação

$$G_R = 2000 \cdot 10 (\sin 5,5 + 0,022 \cos 5,5) = 2354,8 \text{ N}$$

conforme a Tabela 6.

O equipamento irá operar frequentemente em áreas planas, devido a esse fator foi utilizado o valor de 11% para inclinações conforme os requisitos.

Tabela 6: Coeficiente gradiente de resistência.

Grau de comparação (%)	Tabela de inclinação (°)
1	0
2	1
5	2
6	3
8	4
10	5
12	6
15	8

**Fonte:** Traduzida e adaptada de Eaton (2016).

Somando as duas forças de tração resulta em uma força total de 2794,8 N, posteriormente calcula-se o torque necessário em cada roda utilizando a equação (13).

$$T = \frac{2794,8 \cdot 0,190}{2 \cdot 1 \cdot 1} = 265,5 \text{ N.m}$$

Para o torque encontrado determina-se o deslocamento volumétrico necessário conforme a equação (14).

$$V = \frac{265,5 \cdot 100}{1,59 \cdot 190 \cdot 1} = 87,9 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Em seguida encontra-se a vazão necessária do motor utilizando a equação

$$Q = \frac{100 \cdot 208,6 \cdot 0,9}{1000} = 18,8 \text{ l/min}$$

(15).

Uma vez levantados os valores necessários para o funcionamento dos motores, analisa-se em catálogos para encontrar motor que atenda aos requisitos, é possível observar o ANEXO B dos motores orbitais da *Danfoss*, por meio desse define-se o modelo de motor OMR 100. A Figura 10 apresenta o modelo OMR 100.



Figura 10: Motor Danfoss orbital OMR 100

**Fonte:** Danfoss (2018).

Observa-se que o mesmo opera com o torque máx. em 280 N.m suportando o torque calculado na equação (13), já que o equipamento não irá operar a todo momento em inclinações ou outras situações severas. Também que a rotação é de 600 RPM, no entanto chega-se a essa rotação quando a vazão estiver em 65 l/min, portanto quando estiver a vazão de 18,8 l/min a rotação será de 180 RPM gerando uma velocidade aproximada de 12 km/h, sendo abaixo da velocidade máx. proposta.

#### 4.2.6 Dimensionamento da bomba hidráulica

Levantados os requisitos de funcionamento dimensionados até então dos principais componentes, é possível dimensionar a bomba hidráulica para atender a vazão do motor hidráulico e conseqüentemente dos outros componentes. Leva-se em consideração a rotação do motor a combustão e a eficiência. Utiliza-se a

$$V = \frac{18,8 \cdot 1000}{2600 \cdot 0,9} = 8,03 \text{ cm}^3/\text{rot}$$

equação (16) para obter o resultado.

Analisando catálogos de fornecedores verifica-se o modelo 8 cm<sup>3</sup>/rot. conforme a Figura 11.

AZPF-1x		cm <sup>3</sup> /rev	4	5.5	8	11	14	16	19	22.5	22.5
Displacement	V		0.7...3 (absolute), with tandem pumps: $p_e (p_2) = \max. 0.5 > p_e (p_1)$								
Suction pressure	$p_e$	bar							210	180	210
Max. continuous pressure	$p_1$		250								
Max. intermittent pressure	$p_2$		280						230	210	230
Max. peak pressure	$p_3$		300						250	230	250
Min. rotational speed	< 100	rpm	600	500	500	500	500	500	500	500	500
at bar	12 mm <sup>2</sup> /s		1200	1200	1000	1000	800	800	800	800	800
	100...180		1400	1400	1400	1200	1000	1000	1000	1000	1000
	180... $p_2$		700	700	700	600	500	500	500	500	500
	25 mm <sup>2</sup> /s	$p_2$	4000			3500	3000	3000	3000	2500	3000
Max. rotational speed at	$p_2$		4000			3500	3000	3000	3000	2500	3000

Figura 11: Modelos bomba de engrenagem hidráulica

**Fonte:** Rexroth (2017).

É possível confirmar se a bomba escolhida atende os requisitos do sistema

$$Q = \frac{8 \cdot 2600 \cdot 0,9}{1000} = 18,7 \text{ l/min}$$

pela equação (17).

Observa-se que a bomba proposta gera a vazão necessária de 18,8 l/min para o sistema, portanto se confirma o modelo de 8 cm<sup>3</sup>/rot. para o sistema dimensionado.



Figura 12: Modelo bomba de engrenagem escolhido

**Fonte:** Rexroth (2017).

A Figura 12 representa a bomba de engrenagem externa escolhida.

#### 4.2.7 Velocidade de avanço do cilindro principal

Sabendo a vazão do sistema e as características dimensionais do cilindro que será utilizado no levantamento dos garfos da torre, pode-se calcular o tempo necessário para que o mesmo fique todo estendido. Primeiramente se utiliza a equação (2) modificada para encontrar a área.

$$D = \sqrt{\frac{A \cdot 4}{\pi}} > A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50^2}{4} = 1963,5 \text{ mm}^2$$

Em seguida pode-se calcular o volume do cilindro quando estiver todo estendido com a equação (3).

$$V_C = 1250 \cdot 1963,5 = 2454396,3 \text{ mm}^3 = 2,54 \text{ l}$$

Encontrado o volume é possível determinar o tempo necessário para realizar

$$t = \frac{2,54 \cdot 60}{18,8} = 8,10 \text{ s}$$

todo o curso utilizando a equação (4).

Portanto o tempo de extensão total do cilindro está abaixo do requisitado de 15 segundos, assim realizando a sua funcionalidade dentro do esperado.

#### 4.2.8 Dimensionamento do filtro

O filtro pode ser dimensionado pela equação (19), leva-se em consideração essa equação de 3 vezes a mais que a vazão para caso houver algum entupimento

$$V_{fil} = 3 \cdot 18,8 = 56,4 \text{ l/min}$$

o filtro continue trabalhando sem danificar o restante do sistema.

Encontrada a vazão para o filtro é possível verificar em catálogos de fornecedores se encontra algum modelo disponível. Conforme ANEXO C determina-se o modelo de filtro: FTA 1 A 10Q V 25 N8 Y.

Figura 13: Modelo filtro de retorno escolhido



**Fonte:** Parker (2002).

A Figura 13 apresenta o modelo de filtro escolhido, observa-se que o modelo apresenta manômetro embutido e válvula by-pass. O mesmo será instalado na linha de retorno.

#### 4.2.9 Dimensionamento do reservatório

Para dimensionamento do reservatório hidráulico utiliza-se a equação (18).

$$V_{\text{fil}} = 1 \cdot 18,8 = 18,8 \text{ l (20 l)}$$

Arredondando o valor encontrado, o volume do reservatório ficou em 20 litros. O reservatório hidráulico do sistema deverá ser compacto, devido ao projeto estrutural da mini empilhadeira não estar desenvolvido dificulta a escolha em catálogos dos modelos disponíveis.

#### 4.2.10 Dimensionamento das mangueiras

Para o dimensionamento das mangueiras utiliza-se a velocidade de fluido recomendada conforme Tabela 1. Para sucção será utilizado de 121,92 cm/s, para retorno de 472,3 cm/s e para pressão de 914,4 cm/s. Inicialmente calcula-se para

$$A = \frac{18,8}{121,92} = 2,570 \text{ cm}^2 \text{ (257 mm}^2\text{)}$$

sucção. A área da mangueira pode ser calculada por meio da equação (20).

Posteriormente se conhece o diâmetro da mangueira com a equação (2).

$$D = \sqrt{\frac{2,57 \cdot 4}{\pi}} = 1,80 \text{ cm (18 mm)}$$

Conforme ANEXO D encontra-se o diâmetro de mangueira mais próximo em 19,05 mm, sendo o modelo: 12M3K.

Próximo passo pode ser dimensionado a mangueira para retorno do fluido, utiliza-se o mesmo método utilizado para sucção, porém alterando o valor da

$$A = \frac{18,8}{472,3} = 0,663 \text{ cm}^2 \text{ (66,3 mm}^2\text{)}$$

velocidade do fluido.

Com a área encontrada é possível determinar o diâmetro da mangueira por meio da equação (2).

$$D = \sqrt{\frac{0,663 \cdot 4}{\pi}} = 0,919 \text{ cm (9,19 mm)}$$

Analisando o ANEXO D é possível encontrar diâmetro da mangueira mais próximo de 9,52 mm, sendo o modelo: 6M3K.

Finalizando pode-se dimensionar o diâmetro da mangueira para pressão, primeiramente encontrando a área da mangueira necessária utilizando a velocidade

$$A = \frac{18,8}{914,4} = 0,343 \text{ cm}^2 (34,3 \text{ mm}^2)$$

do fluido para pressão.

Assim, pode-se definir o diâmetro da mangueira de pressão utilizando a equação (2).

$$D = \sqrt{\frac{0,343 \cdot 4}{\pi}} = 0,661 \text{ cm} = 6,6 \text{ mm}$$

Verificando o ANEXO D define-se o diâmetro de mangueira mais próximo em 7,93mm, sendo modelo: 5M3K.

Posteriormente é possível verificar o tipo de regime de escoamento para cada tipo de operação, inicialmente pode se verificar para sucção utilizando a equação

$$Re = \frac{121,92 \cdot 1,905}{0,45} = 516,13$$

(21) e o diâmetro encontrado anteriormente para a linha de sucção.

Verificando na Figura 3 é possível confirmar que o tipo de escoamento é laminar, dentro da margem ideal para o sistema. Em seguida é possível definir para

a linha de retorno utilizando a mesma equação, porém mudando o diâmetro

$$Re = \frac{472,3 \cdot 0,952}{0,45} = 999,2$$

conforme encontrado para retorno.

De acordo com a Figura 3 o regime é o laminar, sendo assim também está dentro do recomendando. Posterior se calcula para a linha de pressão conforme

$$Re = \frac{914,4 \cdot 0,793}{0,45} = 1611,4$$

feito anteriormente.

Também se confirma regime laminar conforme a Figura 3, sendo assim toda a linha de trabalho do sistema está de acordo com o recomendado.

#### 4.2.11 Escolha do trocador de calor ar-óleo em função da vazão

O trocador foi definido de acordo com a pressão de retorno e a vazão de retorno do sistema, com essas características do sistema o modelo escolhido foi o TE 1,5 da marca Apema, conforme a Figura 14.



Modelo TE	Vazão l/min. mín./máx.	Capacidade kW mín./máx.	$\rho$ Óleo bar mín./máx.	Pressão máx. bar
1,5	10 / 80	2 / 6	0,15 / 1,1	26
2,5	10 / 100	3 / 8	0,15 / 1,1	26
3	10 / 150	5 / 12	0,18 / 1,6	26
5B	20 / 135	10 / 15	0,2 / 1,5	26
6	50 / 200	21 / 26	0,4 / 1,8	26
7	50 / 200	24 / 30	0,4 / 1,8	26
8S	80 / 250	35 / 54	0,5 / 1,8	26
9	75 / 400	60 / 90	0,3 / 2,3	13
10	100 / 500	84 / 135	0,4 / 2,3	13
11	150 / 600	125 / 198	0,4 / 2,3	13

Figura 14: Modelos radiador ar-óleo

**Fonte:** Adaptada de Apema (2014).

Pode-se observar o motivo da escolha do modelo TE 1,5 devido a vazão suportada estar de acordo com a vazão do sistema de 18,8 l/min, e a pressão de retorno do sistema ser geralmente bem abaixo de 26 bar, já que o radiador de óleo será instalado na linha de retorno.

#### 4.2.12 Escolha da válvula direcional

Para a escolha da válvula direcional foi levada em consideração a vazão do sistema e os acionamentos necessários. Essa válvula já possui o sistema de alívio incluso, sendo assim não necessitando a colocação de uma válvula de alívio extra.



Figura 15: Modelo válvula direcional escolhida

**Fonte:** Hidropress (2018).

Sendo o modelo escolhido: Comando hidráulico 40 L – 2 seções Hidropress. A Figura 15 representa a válvula escolhida.

#### 4.2.13 Escolha do fluido hidráulico

A escolha do fluido hidráulico levou em consideração principalmente a viscosidade, a proteção contra ferrugem e a solução antidesgaste. Portanto foi escolhido o Mobil hidráulico AW 68 HLP representado no ANEXO E.

#### 4.2.14 Verificação do atendimento do motor a combustão

Após encontradas as características de funcionamento do sistema hidráulico por completo, pode-se verificar se o motor a combustão atenderá as exigências de funcionamento. Primeiramente deve-se encontrar a eficiência geral do sistema por

$$n_g = 0,9 \cdot 0,9 = 0,81 \text{ (81\%)}$$

meio da equação (23).

Em seguida é possível aplicar a equação (22) para então encontrar a potência

$$P_{AC} = \frac{190 \cdot 18,8}{600 \cdot 0,81} = 7,34 \text{ kW}$$

necessária para acionamento da bomba.

Com o motor a combustão Honda GX390T2 trabalhando a 2600 RPM, acaba gerando uma potência de aproximadamente 7 kW, conforme a curva de potência em relação a rotação apresentada na Figura 16. Portanto o motor estaria atendendo o sistema hidráulico dimensionado.

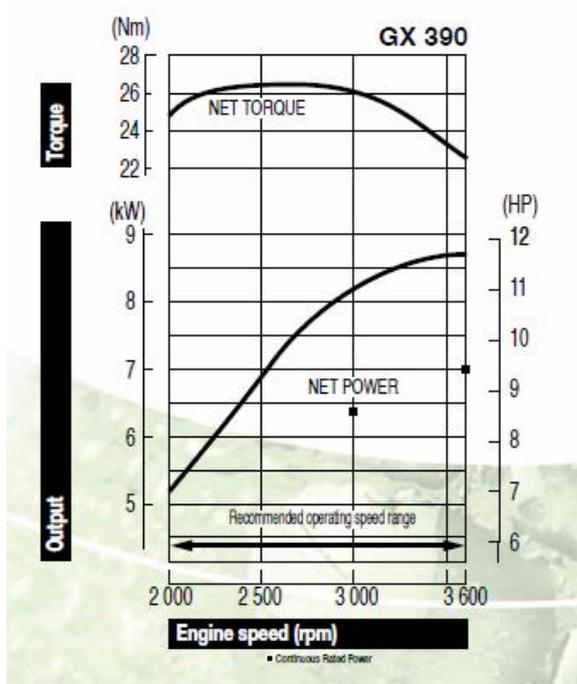


Figura 16: Curva Torque x Rotação do motor Honda GX390T2

**Fonte:** Adaptada de Honda (2018).

#### 4.2.15 Escolha da válvula de segurança

A utilização da válvula de segurança será para quando houver algum tipo de impacto ou esforço mecânico em algum componente do equipamento que tenha algum acionador hidráulico. A Figura 17 apresenta uma válvula de segurança.

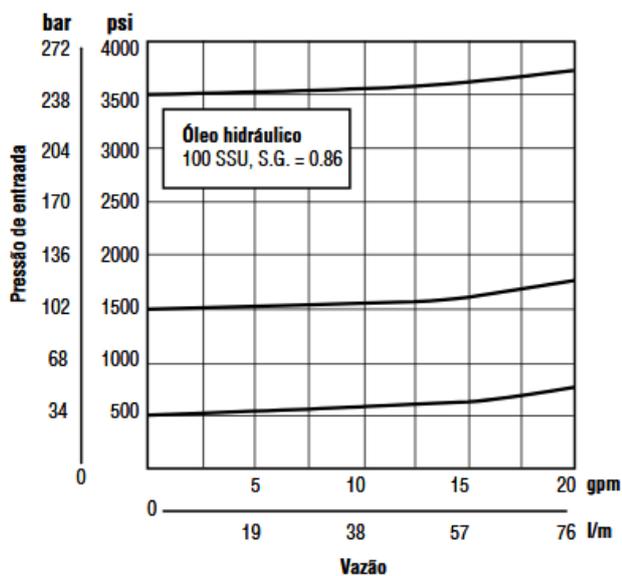


Figura 17: Válvula segurança contra impactos

Fonte: Parker (2018).

Esse impacto será transmitido ao componente hidráulico e conseqüentemente para o sistema, então podendo haver o aumento instantâneo de pressão, o que acarretaria em problemas.

## CONCLUSÃO

O principal objetivo deste trabalho foi dimensionar os componentes de um sistema hidráulico para uma mini empilhadeira de acordo com os requisitos de funcionalidades da pequena empresa.

Assim, foram atribuídas várias hipóteses relacionadas ao dimensionamento dos componentes, como por exemplo a escolha comercialmente de todos os componentes dimensionados foi possível parcialmente, tendo a exceção do cilindro principal e do reservatório hidráulico, devido até o momento do trabalho não se permite outras escolhas devido a não possuir conhecimento da estrutura do equipamento e informações orçamentarias. De modo teórico todos os componentes atenderão os parâmetros propostos. O motor a combustão utilizado se mostrou viável, devido a suprir a demanda de potência e também apresentar tamanho compacto. O trabalho apresentou viabilidade em continuar o desenvolvimento dos componentes mecânicos e posterior construir um protótipo para testes para atender as operações da pequena empresa.

No entanto, o presente dimensionamento se mostrou válido pois foi encontrado os componentes necessários para a montagem do sistema hidráulico, como a bomba hidráulica *Rexroth AZPF-18*, os dois motores hidráulicos *Danfoss OMR 100* e outros. Portanto tendo a grande possibilidade de desenvolvimento do projeto para a empresa.

Dessa forma conclui-se que esse trabalho atendeu os objetivos propostos, dimensionado o sistema hidráulico que atenda as funcionalidades da mini empilhadeira com motor a combustão com a maioria dos itens comerciais.

## REFERÊNCIAS

AMARAL, R. **Dimensionamento mecânico de uma empilhadeira com mecanismo de nivelamento**. 2016. Graduação – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016. Disponível em: <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10018981.pdf>>. Acesso em: 22 set. 2018.

APEMA. **Resfriadores para óleo – a ar**. São Bernardo do Campo, 2014. Disponível em: <<http://www.apema.com.br/wp-content/uploads/2018/01/VLT-resfriadores-TE-AKG-v1A.pdf>>. Acesso em: 31 out. 2018.

NBR 8400: **Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas**. Rio de Janeiro, 1983.

BERGMAN, T. L. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016.

BRUNETI, F. **Mecânica dos fluidos**. 2.ed. São Paulo: Pearson, 2008.

BEER, F. P; JOHNSTON, E. R. **Resistência dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Pearson, 1996.

CARVALHO, D. F.; SILVA. L. D. B. **Fundamentos da hidráulica**. Disponível em: <<http://www.ufrj.br/institutos/it/deng/leonardo/downloads/IT503%20cap%207%20-%202011p.pdf>>. Acesso em: 11 out. 2018.

CUDELL. **Cilindros hidráulicos**. 2014. Disponível em: <[https://cudell.pt/sites/cudell.pt/files/catalogo\\_cilindros\\_c250.pdf](https://cudell.pt/sites/cudell.pt/files/catalogo_cilindros_c250.pdf)>. Acesso em 25 out. 2018.

DANFOSS. **Type OMP, OMR and OMH**. 2018. Disponível em: <<http://files.danfoss.com/documents/52010262.pdf>>. Acesso em: 30 out. 2018.

DE NEGRI, V. J. **Sistemas hidráulicos e pneumáticos para automação e controle**. 2011. Disponível em: <<http://laship.ufsc.br/site/wpcontent/uploads/2013/06/SistHPContAutP1.pdf>>. Acesso em: 25 set. 2018.

DIAS, J. **Curso de especialização em engenharia automotiva**. 2011. Disponível em: <<http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/automotiva/downloadsAutomot/c1Transmissoes.pdf>>. Acesso em: 28 out. 2018.

EATON. **Low Speed, High Torque Motors**. 2016. Disponível em: <[http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll\\_1323.pdf](http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pll_1323.pdf)>. Acesso em: 30 out. 2018.

EXNER, H. **Hidráulica básica** – Princípios básicos e componentes da tecnologia dos Fluidos. 3ª ed. Jundiaí: Editora Bosch Rexroth AG, 2003.

FIALHO, A. B. **Automação Hidráulica** - Projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6ª ed. São Paulo: Editora Érica 2011.

GATES DO BRASIL. **Linha hidráulica** – Mangueiras, terminais e conexões. 2018. Disponível em: <[https://www.gatesbrasil.com.br/upload/catalogos/catalogo\\_hidraulica\\_2018\\_web-3.pdf](https://www.gatesbrasil.com.br/upload/catalogos/catalogo_hidraulica_2018_web-3.pdf)>. Acesso em: 01 nov. 2018.

HENN, É. L. **Máquinas de Fluido**. 2ª ed. Santa Maria: Editora UFSM, 2006.

HIBBELER, R. C. **Estática** – Mecânica para engenharia. 12ª ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2011.

HIDROPRESS. **Comandos hidráulicos**. 2018. Disponível em: <<https://www.hidropress.com.br/comandos-hidraulicos/40/comando-hidraulico-40l-2-seccoes-com-joystick>>. Acesso em: 03 nov. 2018.

HONDA. **GX 390** – Horizontal Shaft Gasoline. 2018. Disponível em: <[https://www.mojahonda.pl/download/silniki/folder\\_GX\\_390.pdf](https://www.mojahonda.pl/download/silniki/folder_GX_390.pdf)>. Acesso em: 10 out. 2018.

KNIGHT. R. D. **Física** – Uma abordagem estratégica. 2ª ed. Porto Alegre: Editora Grupo A, 2017.

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2ª ed. Florianópolis: Editora UFSC, 2003.

MOBIL. **Mobil Hidráulico AW 68 HLP**. 2017. Disponível em: <[http://mobil.moovelub.com/sites/default/files/produtos/mobil\\_hidruulico\\_aw\\_68\\_hlp\\_pds\\_2017.pdf](http://mobil.moovelub.com/sites/default/files/produtos/mobil_hidruulico_aw_68_hlp_pds_2017.pdf)>. Acesso em: 05 nov. 2018.

NEVES, C. A. **Melhoria na Estação de Tratamento de Efluentes de uma Empresa Metal Mecânica de Produção de Componentes Hidráulicos**. 2005. Dissertação (Mestrado em Engenharia/ Engenharia Ambiental e Tecnologias Limpas) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2005.

OKEAH. **Mini Forklift**. 2018. Disponível em: <

PALMIERI, A. C. **Manual de Hidráulica Básica**. 9ª Ed. Porto Alegre: Editora Pallotti, 1994

PARKER. **Produtos de Filtragem para Sistemas Hidráulicos e de Lubrificação**. 2002. Disponível em: <[https://www.parker.com/literature/Brazil/2300\\_11.pdf](https://www.parker.com/literature/Brazil/2300_11.pdf)>. Acesso em: 08 nov. 2018.

PARKER. **Válvulas de controle de pressão**. 2018. Disponível em: <[https://www.parker.com/literature/Brazil/M2001\\_2\\_P\\_12.pdf](https://www.parker.com/literature/Brazil/M2001_2_P_12.pdf)>. Acesso em: 08 nov. 2018.

REXROTH. **COLETÂNEA DE FÓRMULAS HIDRÁULICAS**. 2013. Disponível em: <[http://www.boschrexroth.com.br/business\\_units/bri/de/downloads/hyd\\_formelsammlung.pdf](http://www.boschrexroth.com.br/business_units/bri/de/downloads/hyd_formelsammlung.pdf)>. Acesso em: 27 set. 2018.

REXROTH. **External Gear Pumps Series F**. Bosch Group, 2011. Disponível em: <<https://docs-europe.electrocomponents.com/webdocs/12c4/0900766b812c44d2.pdf>>. Acesso em: 04 out. 2018

SERRANO, M. I. **Controle de Força de um Servoatuador Hidráulico através da Técnica de Linearização por Realimentação**. 2007. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica/ Automação e Instrumentação Eletromecânica) – Departamento de Metalurgia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2007.

SILVA, R. T. **Força de Atrito**. Física - UFPB, João Pessoa, 2002. Disponível em: <[http://www.fisica.ufpb.br/~romero/pdf/06\\_forca\\_de\\_atrito.pdf](http://www.fisica.ufpb.br/~romero/pdf/06_forca_de_atrito.pdf)>. Acesso em: 23 out. 2018.

TOMAZ, A. **Operação, Manutenção e Segurança de Empilhadeira**. 2010. Disponível em: <<http://www.maius.com.br/downloads/Cursos%20Operacao%20e%20Manutencao%20de%20Empilhadeira.pdf>>

UNESP. **Sistemas Fluidomecânicos**. 2014. Disponível em: <<http://www2.feg.unesp.br/Home/PaginasPessoais/nestorproenzaperez/sfm-2014-aula-36.pdf>>. Acesso em 27 out. 2018.

## ANEXO A – CARGAS DE EULER

Cargas de Euler				
Carga de Euler	<b>Caso 1</b> Uma extremidade livre e a outra fixa	<b>Caso 2</b> (Caso básico) As duas extremidades articuladas	<b>Caso 3</b> Uma extremidade articulada e a outra fixa	<b>Caso 4</b> As duas extremidades fixas
Representação Esquemática				
Situação de Montagem para Cilindros Hidráulicos	Comprimento Livre de Flambagem			
	$\lambda = 2L$	$\lambda = L$	$\lambda = L \cdot (0,5)^{0,5}$	$\lambda = L/2$
Notas			Guiar a carga com cuidado, porque há possibilidade de travamento.	Inadequado, provável ocorrência de travamento.

Fonte: Unesp (2014).

Type			OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	OMR	
Motor size			50	80	100	125	160	200	250	315	375
Geometric displacement	cm <sup>3</sup>		51.6	80.3	99.8	125.7	159.6	199.8	249.3	315.7	372.6
	[inch]		[3.16]	[4.91]	[6.11]	[7.69]	[9.77]	[12.23]	[15.26]	[19.32]	[22.80]
Max. speed	min <sup>-1</sup>	cont.	775	750	600	475	375	300	240	190	160
	[rpm]	int. <sup>1)</sup>	970	940	750	600	470	375	300	240	200
Max. torque	N-m [lbf-in]	cont.	100	195	240	300	300	300	300	300	300
			[890]	[1730]	[2120]	[2660]	[2660]	[2660]	[2660]	[2660]	[2660]
		int. <sup>1)</sup>	130	220	280	340	390	390	380	420	430
			[1150]	[1960]	[2480]	[3010]	[3450]	[3450]	[3360]	[3720]	[3810]
Max. output	kW [hp]	cont.	7.0	12.5	13.0	12.5	10.0	8.0	6.0	5.0	4.0
			[9.4]	[16.8]	[17.4]	[16.8]	[13.4]	[10.7]	[8.1]	[6.7]	[5.4]
		int. <sup>1)</sup>	8.5	15.0	15.0	14.5	12.5	10.0	8.0	6.5	6.0
			[11.4]	[20.1]	[20.1]	[19.4]	[16.8]	[13.4]	[10.7]	[8.7]	[8.1]
Max. pressure drop	bar [psi]	cont.	140	175	175	175	130	110	80	70	55
			[2030]	[2540]	[2540]	[2540]	[1890]	[1600]	[1160]	[1020]	[800]
		int. <sup>1)</sup>	175	200	200	200	175	140	110	100	85
			[2540]	[2900]	[2900]	[2900]	[2540]	[2030]	[1600]	[1450]	[1230]
peak <sup>2)</sup>	225	225	225	225	225	225	200	150	130		
	[3260]	[3260]	[3260]	[3260]	[3260]	[3260]	[2900]	[2180]	[1890]		
Max. oil flow	l/min [US gal/min]	cont.	40	60	60	60	60	60	60	60	60
			[10.6]	[15.9]	[15.9]	[15.9]	[15.9]	[15.9]	[15.9]	[15.9]	[15.9]
		int. <sup>1)</sup>	50	75	75	75	75	75	75	75	75
			[13.2]	[19.8]	[19.8]	[19.8]	[19.8]	[19.8]	[19.8]	[19.8]	
Max. starting pressure with unloaded shaft	bar		10	10	10	9	7	5	5	5	5
	[psi]		[145]	[145]	[145]	[130]	[100]	[75]	[75]	[75]	[75]
Min starting torque	at max. press drop cont. N-m [lbf-in]		80	150	200	250	240	260	240	260	240
			[710]	[1330]	[1770]	[2210]	[2120]	[2300]	[2120]	[2300]	[2120]
	at max. press.drop int. <sup>1)</sup> N-m [lbf-in]		100	170	230	280	320	330	310	350	380
			[890]	[1510]	[2040]	[2480]	[2830]	[2920]	[2740]	[3100]	[3360]

## ANEXO B – MOTORES HIDRÁULICOS DANFOSS

Fonte: Danfoss (2018).

## Filtros Retorno de Tanque

Série FT

### Como fazer o pedido do filtro requerido

Selecione o símbolo desejado (na posição correta) para construir um código de modelo.

Exemplo:

Quadro 1	Quadro 2	Quadro 3	Quadro 4	Quadro 5	Quadro 6	Quadro 7	Quadro 8
FTA	1	A	20Q	P	25	N8	X

<b>Quadro 1: Montagem Básica</b> Símbolo      Descrição FTA            57 lpm (15 gpm) FTB            151 lpm (40 gpm) FTC            303 lpm (80 gpm)	<b>Quadro 4: Material do Elemento</b> Símbolo      Descrição 05Q            Microglass III 10Q            Microglass III 20Q            Microglass III	<b>Quadro 7: Rosca Entrada</b> Símbolo      Descrição N8              FTA 1/2" NPT S8              SAE8  N16             FTB 1" NPT  N24             FTC 1 1/2" NPT
<b>Quadro 2: Casulo/Comprimento do Elemento</b> Símbolo      Descrição 1                Comprimento simples 2                Comprimento duplo	<b>Quadro 5: Indicador de Restrição</b> Símbolo      Descrição V                Indicador de pressão visual E                Pressotato	<b>Quadro 8: Modificações</b> Símbolo      Descrição Y                Tudo (respiro, porta de enchimento, copo adaptador)  Nota: todas as modificações referem-se somente a FTA, FTB. Para FTC use X
<b>Quadro 3: Vedação</b> Símbolo      Descrição A                Nitrílica	<b>Quadro 6: Válvula bypass</b> Símbolo      Descrição 25               25 psid (1,7 bar)	

## ANEXO C – FILTROS DE RETORNO PARKER

Fonte: Parker (2002).

## ANEXO D – MANGUEIRAS HIDRÁULICAS - GATES DO BRASIL

### M3K - MEGA3000PSI - SAE 100R17



**Tubo Interno:** Borracha sintética NBR.

**Reforço:** Um trançado de fios de aço de alta resistência nos diâmetros 1/4", 3/8" e 1/2" e dois trançados nos diâmetros 5/8", 3/4" e 1".

**Cobertura:** Borracha sintética NBR modificada.

**Aplicação:** Circuitos hidráulicos de alta pressão. Excede os requisitos da norma **SAE 100R17** e aos requisitos de performance da **EN 857 1 SC**. A mangueira M3K é do tipo compacta excedendo aos requisitos da norma **SAE 100R1AT** nas bitolas -4, -6 e -8 e **SAE 100R2AT** nas bitolas -10, -12 e -16.

**Temperatura de Operação:**

-40°C à +100°C para óleo.

**Terminais:** Prensáveis MegaCrimp®

**Tubo Interno:** Goma sintética NBR.

**Reforzo:** Un trenzado de hilo de acero en los diámetros 1/4", 3/8" y 1/2" y dos trenzados en los diámetros 5/8", 3/4" y 1".

**Cubierta:** Goma sintética NBR modificada.

**Aplicación:** Líneas hidráulicas de alta presión. Excede a los requerimientos de la norma **SAE 100R17** y a los requerimientos de desempeño de la norma **EN 857 1SC**. La manguera M3K es del tipo compacta excediendo a los requerimientos de la norma **SAE 100R1AT** en los diámetros -4, -6 y -8 y **SAE 100R2AT** en los diámetros -10, -12 y -16.

**Temperatura de Operación:**

de -40°C à +100°C para aceite.

**Conexiones:** Prensables MegaCrimp®

Descrições Descripción	Pol ⊖	mm ⊕	Psi ⊖	Kg/cm <sup>2</sup> ⊖	Psi ⊕	Kg/cm <sup>2</sup> ⊕	mm ⊕	Peso ⊕ /lb
3M3K	3/16"	10,9	3.250	228	13.000	910	33	0,15
4M3K	1/4"	12,2	3.250	228	13.000	910	38	0,18
5M3K	5/16"	15,2	3.250	228	13.000	910	46	0,28
6M3K	3/8"	16,0	3.250	228	13.000	910	51	0,30
8M3K	1/2"	20,3	3.250	228	13.000	910	71	0,45
10M3K	5/8"	25,1	3.250	228	13.000	910	76	0,80
12M3K	3/4"	29,2	3.250	228	13.000	910	97	0,98
16M3K	1"	37,6	3.250	228	13.000	910	114	1,55

Fonte: Gates do Brasil (2018).

### Especificações e Aprovações

**Mobil Hidráulico AW 68 HLP atende ou excede a seguinte especificação:**

DIN 51524-2: 2006-09	X
----------------------	---

### Propriedades Típicas

#### Mobil Hidráulico AW 68 HLP

Viscosidade ISO VG	68
Viscosidade, ASTM D 445	
cSt a 40°C	68
cSt a 100°C	8,38
Índice de viscosidade, ASTM D 2270	90
Ponto de fluidez °C, ASTM D 97	-12
Ponto de fulgor °C, ASTM D 92	218
Densidade a 15° C kg/L, ASTM D 1298	0,883
Proteção contra a ferrugem, ASTM D 665B	Aprovado
Corrosão em lâmina de cobre, ASTM D 130	1A
Tempo de demulsibilidade para 3 ml de emulsão a 54°C, min, ASTM 1401	30
Teste de Espuma, Estabilidade/Tendência, Seq. I, ml/ml, ASTM D892	0/100

## ANEXO E – FLUIDO HIDRÁULICO MOBIL

**FONTE:** Mobil (2017).

