



**Bruno Salazar**

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ACIONAMENTO HIDRÁULICO DE UMA  
CARRETA AGRÍCOLA BASCULANTE**

Horizontina - RS

2019

**Bruno Salazar**

**DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE ACIONAMENTO HIDRÁULICO DE UMA  
CARRETA AGRÍCOLA BASCULANTE**

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 Me. Geovane Webler.

Horizontina - RS

2019

FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

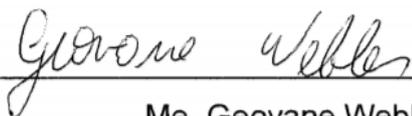
A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho final de curso

**“Dimensionamento do sistema de acionamento hidráulico de uma carreta agrícola basculante”**

**Elaborada por:  
Bruno Salazar**

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

Aprovado em: 28/12/2019  
Pela Comissão Examinadora



---

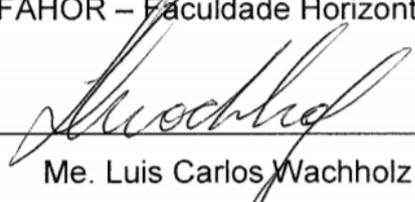
Me. Geovane Webler

Presidente da Comissão Examinadora - Orientador



---

Me. Francine Centenaro Gomes  
FAHOR – Faculdade Horizontina



---

Me. Luis Carlos Wachholz  
FAHOR – Faculdade Horizontina

Horizontina - RS  
2019

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a toda minha família, especialmente meu pai João, minha mãe Tatiane, meu irmão Gabriel, e também minha namorada Gabriéli, que em todas as etapas de meu estudo, nos bons e maus momentos, me deram o apoio necessário para encarar os desafios que enfrentei durante o curso.

## AGRADECIMENTO

Agradeço a todos os funcionários da instituição, especialmente aos professores que passaram diretamente por meu aprendizado.

Não menos importantes, quero agradecer a todos os meus amigos, conhecidos e colegas, que me auxiliaram nos momentos de estudos e também de descontração durante o período.

E por fim, um agradecimento especial à quem me ajudou de forma direta neste trabalho, aos meus orientadores Dr. Antônio Carlos Valdiero, Me. Geovane Webler e ao amigo e proprietário da empresa Tryber Tecnologia, Evandro Michael, pelo apoio e conselhos dados durante o desenvolvimento do trabalho.

“Não tenha medo de tentar, tenha medo de não tentar e ver que a vida passou e você não se arriscou como deveria”.

(Alexandre Magno Abrão)

## RESUMO

Com o mercado de escoamento de grãos cada vez mais exigente em relação as contenções de perdas durante seus transportes e manuseios, este estudo foi desenvolvido, com o intuito de dimensionar os componentes de um sistema hidráulico de uma carreta agrícola basculante, a fim de auxiliar na maior produtividade neste meio. Utilizando um método de pesquisa básico/exploratório, foram conhecidas as características do equipamento por meio de uma coleta de informações junto a empresa Tryber Tecnologia. Assim sendo, buscou-se saber mais sobre os sistemas hidráulicos e os equacionamentos necessários para realizar o dimensionamento. Em seguida, foi possível descrever os parâmetros e fatores de forças necessárias para cada componente e, dessa forma, selecionar em catálogos comerciais os cilindros, motores e bombas hidráulicas, além de escolher também os modelos de reservatórios, válvulas, mangueiras e filtros hidráulicos. Logo, com o proposto dimensionamento e resultados obtidos, constatou-se que a partir deste estudo é válido partir para a etapa de construção do sistema hidráulico com a utilização dos componentes aqui apresentados.

**Palavras-chave:** Dimensionamento hidráulico. Carreta basculante. Rosca Transportadora.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Carreta agrícola basculante .....	7
Figura 2 - Participação relativa de atividades no PIB .....	12
Figura 3 - Carreta Agrimec Tri-Flex.....	13
Figura 4 - Vista interna tubo transportador .....	14
Figura 5 - Calha ou tubo.....	14
Figura 6 - Eixo do helicóide .....	15
Figura 7 - Características dos passos .....	15
Figura 8 - Exemplo de motor hidráulico.....	20
Figura 9 - Exemplo de bomba hidráulica.....	21
Figura 10 - Cilindro de simples ação .....	23
Figura 11 - Cilindro hidráulico de dupla ação .....	24
Figura 12 - Cilindro telescópico .....	24
Figura 13 - Cronograma de etapas .....	34
Figura 14 - Esboço pretendido do projeto .....	35
Figura 15 - Sistema hidráulico do equipamento .....	37
Figura 16 - Linha de tendência para identificar coeficiente de inclinação .....	40
Figura 17 - Esquema de funcionamento da rosca helicoidal interna .....	41
Figura 18 - Esquema de acionamento da tampa traseira.....	47
Figura 19 - Cotas braço de alavanca .....	47
Figura 20 - Esquema de função do cilindro de abertura do tubo.....	50
Figura 21 - Localização do cilindro basculante central.....	52
Figura 22 - Reservatório selecionado.....	58
Figura 23 - Filtro de alta pressão selecionado.....	59
Figura 24 - Válvula reguladora de vazão selecionada.....	59
Figura 25 - Acionamentos do comando.....	60

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Tipos de Helicoides .....	16
Quadro 2 - Fatores de Carga .....	16
Quadro 3 - Limites de escoamento para Reynolds .....	26
Quadro 4 - Velocidades recomendadas .....	27
Quadro 5 - Fatores de atrito .....	29
Quadro 6 - Parâmetros do projeto .....	38
Quadro 7 - Lista de acessórios no sistema .....	57

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Posição do Brasil no mercado mundial. ....	11
Tabela 2 – Fatores de redução da capacidade da rosca .....	18
Tabela 3 - Fator de correção em função da potência encontrada .....	19

## **LISTA DE ABREVIATURAS E/OU SIGLAS**

IETEC - Instituto Empresarial de Incubação e Inovação Tecnológica

MAPA - Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento

PIB – Produto Interno Bruto

IBGE - Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>7</b>
1.1 TEMA .....	8
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	8
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA .....	8
1.4 HIPÓTESES.....	9
1.5 JUSTIFICATIVA .....	9
1.6 OBJETIVOS .....	10
<b>1.6.1 Objetivo Geral</b> .....	<b>10</b>
<b>1.6.2 Objetivos Específicos</b> .....	<b>10</b>
<b>2 REVISÃO DA LITERATURA</b> .....	<b>11</b>
2.1 PRODUÇÃO DE GRÃOS.....	11
2.2 ARMAZENAMENTO E TRANSPORTE DE GRÃOS.....	12
2.3 CARRETAS GRANELEIRAS .....	12
2.4 ROSCAS TRANSPORTADORAS.....	13
<b>2.4.1 Componentes de uma rosca transportadora</b> .....	<b>14</b>
<b>2.4.2 Fatores de carga</b> .....	<b>16</b>
<b>2.4.3 Cálculo da capacidade na horizontal</b> .....	<b>17</b>
<b>2.4.4 Cálculo da capacidade inclinada</b> .....	<b>17</b>
<b>2.4.5 Cálculo da potência requerida do transportador</b> .....	<b>18</b>
<b>2.4.6 Cálculo de fator de correção para potência</b> .....	<b>18</b>
<b>2.4.7 Cálculo do torque gerado</b> .....	<b>19</b>
2.5 ACIONAMENTOS HIDRÁULICOS.....	19
<b>2.5.1 Motores Hidráulicos</b> .....	<b>20</b>
<b>2.5.2 Bombas Hidráulicas</b> .....	<b>21</b>
<b>2.5.3 Cilindros Hidráulicos</b> .....	<b>22</b>
<b>2.5.4 Fluídos hidráulicos</b> .....	<b>25</b>
<b>2.5.5 Tubulações Hidráulicas</b> .....	<b>27</b>
<b>2.5.6 Reservatório</b> .....	<b>29</b>
<b>2.5.7 Filtros Hidráulicos</b> .....	<b>30</b>
<b>2.5.8 Válvulas Hidráulicas</b> .....	<b>30</b>
2.6 GRÁFICO DE TENDÊNCIA .....	31
2.7 MOMENTO DE UMA FORÇA .....	32
<b>3 METODOLOGIA</b> .....	<b>33</b>
3.1 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS.....	33
3.2 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	33
<b>3.2.1 Coleta de dados</b> .....	<b>33</b>
<b>3.2.2 Cronograma de etapas</b> .....	<b>34</b>
<b>4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS</b> .....	<b>37</b>
4.1 MEMORIAL DOS CÁLCULOS .....	38
<b>4.1.1 Rosca helicoidal descarregadora</b> .....	<b>38</b>
<b>4.1.2 Rosca helicoidal interna</b> .....	<b>41</b>
<b>4.1.3 Motores hidráulicos</b> .....	<b>43</b>
<b>4.1.4 Bomba hidráulica</b> .....	<b>45</b>
<b>4.1.5 Cilindros hidráulicos</b> .....	<b>46</b>
<b>4.1.6 Mangueiras Hidráulicas</b> .....	<b>53</b>
<b>4.1.7 Reservatório</b> .....	<b>57</b>
<b>4.1.8 Filtros Hidráulicos</b> .....	<b>58</b>
<b>4.1.9 Válvulas</b> .....	<b>59</b>

<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>61</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>62</b>
<b>ANEXO A – PADRÕES COMERCIAIS DE HELICOIDES (1) .....</b>	<b>65</b>
<b>ANEXO B – PADRÕES COMERCIAIS DE HELICOIDES (2) .....</b>	<b>66</b>
<b>ANEXO C – DADOS TÉCNICOS MOTORES HIDRÁULICOS (1) .....</b>	<b>67</b>
<b>ANEXO D – DADOS TÉCNICOS MOTORES HIDRÁULICOS (2) .....</b>	<b>68</b>
<b>ANEXO E – DADOS TÉCNICOS BOMBAS HIDRÁULICAS .....</b>	<b>69</b>
<b>ANEXO F – DADOS TÉCNICOS MANGUEIRAS HIDRÁULICAS .....</b>	<b>70</b>
<b>ANEXO G – TABELA DE COMPRIMENTO DE ACESSÓRIOS .....</b>	<b>71</b>
<b>ANEXO H – DADOS TÉCNICOS COMANDO HIDRÁULICO .....</b>	<b>72</b>
<b>ANEXO I – DADOS TÉCNICOS CILINDRO HIDRÁULICO (1) .....</b>	<b>73</b>
<b>ANEXO J – DADOS TÉCNICOS ÓLEO HIDRÁULICO.....</b>	<b>74</b>
<b>ANEXO K – DADOS TÉCNICOS FILTRO HIDRÁULICO .....</b>	<b>75</b>
<b>ANEXO L – DADOS TÉCNICOS MANGUEIRA HIDRÁULICA LOL PLUS .....</b>	<b>76</b>
<b>ANEXO M – DADOS TÉCNICOS MANGUEIRA HIDRÁULICA MULTI MASTER ...</b>	<b>77</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Na atualidade, visto o aumento acelerado da população mundial, o setor de produção de alimentos se vê cada dia mais pressionado a suprir toda a demanda e, conseqüentemente, transfere muito de suas responsabilidades para os setores primários de produção.

Desta forma, cada vez mais necessita-se que os produtores e as indústrias de equipamentos agrícolas façam o uso de novos métodos e tecnologias no meio rural. Faz-se isso, com o objetivo de conseguir alcançar, a cada ano, números ascendentes de produtividade.

Uma das maneiras de obter uma melhor produtividade no campo é melhorar o transporte lavoura/silo. Isso ocorre através do uso de carretas graneleiras/basculantes cada vez mais eficientes e rápidas. Tais equipamentos tem a função de receber o grão direto da máquina colhedora e, assim, fazer o transporte de maneira rápida até o silo. Ali são, na maioria das vezes, descarregadas com o auxílio de um transportador helicoidal acoplado ao equipamento.

Figura 1 - Carreta agrícola basculante



**Fonte:** Tryber Tecnologia, 2019

Em virtude do que foi mencionado, o dimensionamento do sistema de acionamento hidráulico de uma carreta agrícola basculante (Figura 1) surgiu como demanda da empresa Tryber Tecnologia, que é uma empresa situada na cidade de Independência RS, foi fundada e incubada pelo Instituto Empresarial de Incubação e Inovação Tecnológica (IETEC) através de uma solução com sistemas e equipamentos de transporte e armazenamento de grãos.

Atualmente, a empresa possui produtos e soluções para a pecuária, na área industrial e variados setores através do desenvolvimento de projetos de engenharia mecânica.

Assim, a empresa busca automatizar e tornar mais versátil o descarregamento de grãos em uma das carretas basculantes do próprio portfólio, fazendo com que ela entre no mercado com diferenciais de produtividade e qualidade em sua categoria, objetivando atender o mais alto nível de necessidades de seus clientes.

## 1.1 TEMA

O tema do estudo é dimensionar os componentes de um sistema hidráulico para uma carreta agrícola basculante.

## 1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Esta pesquisa restringe-se a investigar informações por meio de referenciais teóricos que busquem possibilitar o dimensionamento de um sistema hidráulico para uma carreta agrícola basculante, além de preocupar-se em atender as necessidades e requisitos de funcionamento dessa.

Delimita-se neste estudo como foco principal o dimensionamento do sistema hidráulico completo, de maneira a abranger os seguintes acionamentos: de tombamento da caçamba; de abertura de tampa traseira; do tubo descarregador; de sistema interno de helicoides e o de movimentação do tubo descarregador.

É importante salientar, ainda, que este trabalho contará com cálculos secundários, mas necessários para iniciar o dimensionamento do sistema hidráulico de alguns sistemas. No entanto, pontua-se que em momento algum será envolvido o dimensionamento mecânico estrutural da máquina.

Além disso, o sistema hidráulico da máquina não utilizará a potência hidráulica do trator para o seu funcionamento, pois o equipamento tem o seu próprio circuito hidráulico.

## 1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Devido ao sistema de movimentação de grãos entre lavoura e silos estar cada vez mais difundido no ramo agrícola, as carretas agrícolas basculantes estão sendo amplamente utilizadas para este fim. Dessa forma, este estudo está focado em

localizar os componentes que supram a necessidade do sistema sem ter um superdimensionamento agregado, o que trará forte competitividade e rendimento ao equipamento.

Sabendo, também, que o projeto da empresa conta com um tubo descarregador acoplado na parte traseira, o projeto se desenvolve a partir da iniciativa de associar esse tubo descarregador com o restante do sistema hidráulico do equipamento. Levando isso em consideração, será utilizado um sistema hidráulico no qual terá uma bomba hidráulica acoplada à tomada de potência do trator, a qual transmitirá a potência hidráulica para o comando, e desse acionar os cilindros e motores hidráulicos.

Assim sendo, para atingir o dimensionamento ideal, algumas análises serão necessárias para o início do projeto como, por exemplo, identificar a vazão requerida pelo tudo descarregador que a empresa deseja obter. Em seguida, deve-se calcular as forças e cargas necessárias para analisar os componentes hidráulicos

A partir do projeto proposto por este trabalho, qual seria o sistema hidráulico adequado para gerar um desempenho satisfatório em uma carreta basculante?

#### 1.4 HIPÓTESES

Tendo em vista os problemas apresentados, esta pesquisa tem o objetivo de discutir e avaliar se:

- a) O desenvolvimento apresenta confiabilidade para construção de um protótipo;
- b) O sistema de acionamento hidráulico atende as funções que o sistema irá desempenhar.

#### 1.5 JUSTIFICATIVA

Devido ao crescimento tecnológico da agricultura e pecuária no país, cada vez mais os produtores buscam a excelência nos escoamentos de suas produções com a ajuda de máquinas, implementos e equipamentos eficientes e confiáveis. Assim, entre os equipamentos mais difundidos, atualmente tem-se as carretas basculantes, com principal benefício de permitir um rápido transporte da produção.

Desta forma, este trabalho contribui para o correto desenvolvimento do acionamento hidráulico de uma carreta agrícola basculante com descarregador

helicoidal de grãos acoplado. Salienta-se, ainda, a não existência do objetivo de construção, dimensionamento ou desenvolvimento de todo o dispositivo mas, sim, tendo como etapa proposta o desenvolvimento dos acionamentos hidráulicos e componentes subsequentes (bombas, motores, válvulas, mangueiras, cilindros, filtros).

## 1.6 OBJETIVOS

### 1.6.1 Objetivo Geral

Dimensionar o sistema de acionamento hidráulico de uma carreta basculante, contendo um descarregador helicoidal de grãos acoplado a ela.

### 1.6.2 Objetivos Específicos

- a) Descrever os parâmetros de vazão e forças do descarregador helicoidal;
- b) Apresentar os fatores de forças dos cilindros hidráulicos existentes no equipamento;
- c) Descrever o sistema hidráulico necessário para o funcionamento do sistema (bombas, motores, válvulas, filtros e reservatório);
- d) Desenvolver os cálculos de mangueiras hidráulicas e suas respectivas perdas de carga;
- e) Pesquisar em catálogos comerciais os componentes selecionados durante o desenvolvimento.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

### 2.1 PRODUÇÃO DE GRÃOS

O Brasil é um dos países mais privilegiados por seu clima e recursos disponíveis para desenvolver a mais vasta diversidade de culturas de grãos e alimentos do mundo. Por conta disso, a agricultura brasileira tem se mostrado cada vez mais forte no mercado internacional de produção de grãos (WEBER, 2005).

Com uma população crescente no mundo, prever que se deve projetar uma agricultura mecanizada, bem administrada e produtiva é indispensável para ser capaz de alimentar esta população mundial (WEBER, 2005).

Consegue-se demonstrar a notável representatividade do sistema agro brasileiro no mercado de produção e exportação mundial de produtos através da Tabela 1, na qual é visto o ranking mundial dos principais produtos produzidos e exportados no mundo todo (MAPA, 2019).

Tabela 1 - Posição do Brasil no mercado mundial.

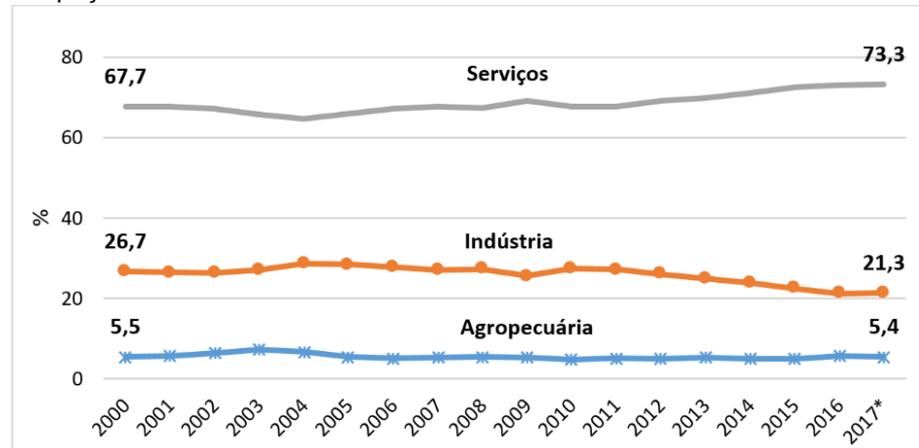
Posição do Brasil no mercado mundial		
Principais Produtos	Brasil – Ranking Mundial	
	Produção	Exportação
Açúcar	1°	1°
Café	1°	1°
Suco de Laranja	1°	1°
Carne Bovina	2°	1°
Carne de Frango	2°	1°
Milho	3°	3°
Soja Grão	2°	1°
Farelo de Soja	4°	2°
Óleo de Soja	4°	2°
Algodão	4°	2°
Carne Suína	4°	4°

**Fonte:** Adaptado, MAPA, 2019

Além disso, historicamente, a agropecuária é umas das atividades de maior percentual de representatividade no Produto Interno Bruto (PIB) brasileiro. Segundo o

Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), no ano de 2017, sua participação nas atividades que compõem o PIB ficou em 5,4%, conforme Figura 2 (MAPA, 2018).

Figura 2 - Participação relativa de atividades no PIB



Fonte: IBGE, 2017

Esses dados, porém, são apenas do PIB diretamente movimentado pelo setor de agropecuária. Considerando que o agronegócio compreende diversas atividades primárias, atividades de transformações e de distribuições, os números equivalentes sobem para uma participação entre 23% e 24% do PIB brasileiro (MAPA, 2017).

## 2.2 ARMAZENAMENTO E TRANSPORTE DE GRÃOS

Durante o processo de produção, os desperdícios ocorrem durante todo o tempo em diversas frentes, muitas delas no pós-colheita entre o transporte e o armazenamento, ocasionados geralmente por más condições de caminhões, carrocerias e até mesmo de estradas (NASCIMENTO, et al., 2015; WEBER, 2005).

Contudo, no contexto do agronegócio, esses problemas de desperdícios e perda de produtividade podem ser em grande parte reparáveis. Uma das formas de se fazer isso é através do fomento de estudos e investimentos bem elaborados na agregação de valor aos equipamentos e sistemas de produção e movimentação (NASCIMENTO, et al., 2015).

## 2.3 CARRETAS GRANELEIRAS

Segundo Agrimec (2019), as carretas graneleiras (Figura 3) são projetadas com o intuito de aliar maior versatilidade, desempenho e robustez aos processos produtivos durante a colheita.

Figura 3 - Carreta Agrimec Tri-Flex



**Fonte:** Agrimec, 2019

Desta forma, essas carretas graneleiras são dispositivos que trabalham no armazenamento temporário de grãos, auxiliando de forma efetiva a logística da colheita, de forma estacionária ou acompanhando as colhedoras em serviço no recolhimento dos grãos (AGRIMEC, 2019; INDUTAR, 2019).

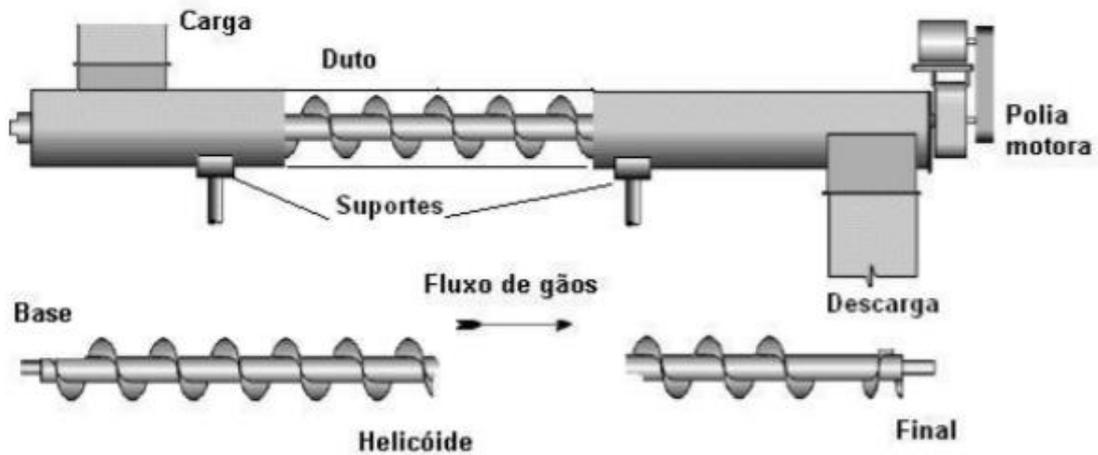
Para um processo eficiente de descarregamento e para realizar a retirada do grão com eficiência, esses implementos possuem os tubos de descarga com caracóis helicoidais, capazes de alcançar um equilíbrio entre maior vazão, redução do atrito e perda no produto (INDUTAR, 2019).

## 2.4 ROSCAS TRANSPORTADORAS

Segundo Milman (2002), o transportador, também conhecido como rosca transportadora, truã ou caracol, é um dispositivo que faz o transporte dos grãos por arraste devido ao seu contato com o helicóide. Esse equipamento consegue fazer o escoamento do produto tanto na posição horizontal quanto inclinada.

Silva, et al., (2008) afirma que a construção deste equipamento geralmente é muito simples. Trata-se, basicamente, de um conjunto composto por um helicóide, um condutor estacionário, uma polia motora além dos seus suportes e suas extremidades, como destaca-se na Figura 4.

Figura 4 - Vista interna tubo transportador



Fonte: SILVA, et al., 2008.

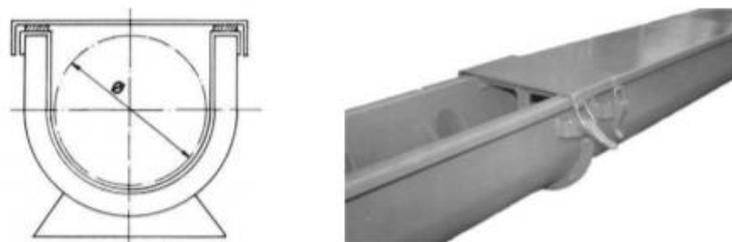
Ainda, de acordo com SILVA, et al., (2008), os transportadores basicamente consistem em uma fita conformada, que constitui o helicóide. Assim sendo, com o movimento rotativo e o auxílio de um guia estacionário (tubo ou calha), é realizada a movimentação de materiais granulares e farelos ao longo desse helicóide podendo, ainda, ser colocados registros de descargas em qualquer ponto ao longo do eixo.

## 2.4.1 Componentes de uma rosca transportadora

### 2.4.1.1 Tubo ou calha

A calha ou tubo (Figura 5) é uma parte da rosca transportadora, usualmente fabricado em aço, que tem por finalidade cobrir ou envolver o helicóide e, não menos importante, realizar a fixação dos mancais de rolamentos. A calha também tem o objetivo de determinar onde será feita a carga e descarga do produto (MILMAN, 2002).

Figura 5 - Calha ou tubo



Fonte: Milman, 2002

O condutor do tipo calha é indicado para trabalhar apenas até a faixa de inclinação de 20° (graus), sendo utilizado, geralmente, para o transporte de farinhas e

rações. Já os tipos cilíndricos têm sua utilização mais disseminada pois podem trabalhar com qualquer inclinação SILVA, et al., (2008).

#### 2.4.1.2 Eixo

Conforme a Figura 6, os eixos utilizados nas roscas nada mais são que tubos mecânicos, nos quais o diâmetro externo é compatível com o interno do helicóide. O mesmo sofre grande força de torção, e deve ser devidamente dimensionado no projeto (MILMAN, 2002).

Figura 6 - Eixo do helicóide

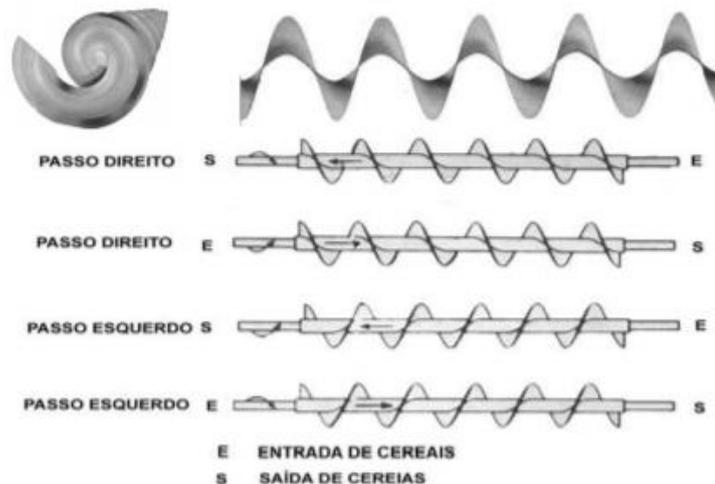


Fonte: Milman, 2002

#### 2.4.1.3 Helicóide ou sem-fim

Os helicóides são fitas de chapas de aço que sofrem um processo de conformação para adquirir tal forma de hélice (Figura 7). Eles são caracterizados pelo seu passo (esquerdo ou direito), diâmetro externo e diâmetro interno. (MILMAN, 2002)

Figura 7 - Características dos passos



Fonte: Milman, 2002

Milman (2002) pontua que, na prática, para grãos, usa-se o passo igual ao diâmetro externo do helicóide além de uma folga máxima entre o sem-fim e a calha, de 5,0 a 10,0 mm, para não causar danos mecânicos nos grãos.

Como pode ser identificado na Quadro 1, há outra característica importante, a qual dependendo do material a ser utilizado e o tipo de trabalho, podem ser usadas configurações diferentes de helicoides para fazer o transporte dos produtos agrícolas (SILVA, et al., 2008).

Quadro 1 - Tipos de Helicoides

Padrão (transporte horizontal)	Transporte Inclinado ou Vertical
	
Recortado (misturador)	Fita (produtos viscosos ou picados)
	

Fonte: Adaptado, SILVA, et al, 2008.

#### 2.4.2 Fatores de carga

Como visto anteriormente, as roscas helicoidais podem ser utilizadas para o transporte de diversos tipos de produtos. Para SILVA, et al., (2008), cada característica de um produto pode influenciar diretamente nos fatores de carga do transportador. O Quadro 2, apresenta algumas condições e fatores de carga relacionados aos materiais transportados.

Quadro 2 - Fatores de Carga

Materiais	Condição	Fator
Materiais pesados, abrasivos ou fibrosos, como o feno cortado e a areia		15%
Materiais abrasivos, torrões e misturas de torrões com materiais finos		35%
Grãos ou material fino que não possui características abrasivas		45%
Grãos agrícolas		100%

Fonte: Adaptado, SILVA, et al., 2008.

### 2.4.3 Cálculo da capacidade na horizontal

Segundo a Equação 01, de SILVA, et al., (2008), pode-se estimar a capacidade nominal de um transportador helicoidal trabalhando na posição horizontal.

$$Q = 4,71 \times 10^{-5} * (D^2 - d^2) * p * N \quad (01)$$

onde:

$Q$  = capacidade da rosca (em m<sup>3</sup>/min);

$D$  = diâmetro do helicoide (em cm);

$d$  = diâmetro do eixo do helicoide (em cm);

$p$  = passo do helicoide (em cm);

$N$  = número de rotações do eixo do helicoide (em RPM).

### 2.4.4 Cálculo da capacidade inclinada

Milman (2002) apresenta a capacidade das roscas transportadoras trabalhando inclinadas, através da Equação 02.

$$Q_i = Q * v \quad (02)$$

Onde:

$Q_i$  = capacidade de transporte inclinada da rosca (em T/h);

$Q$  = capacidade de transporte horizontal da rosca (em T/h);

$v$  = fator de redução da capacidade (adimensional).

Esses fatores de redução de capacidade, foram apontados por Milman (2002), através da Tabela 2. Nela, nota-se que a capacidade decresce com o aumento do ângulo de inclinação.

Tabela 2 – Fatores de redução da capacidade da rosca

Inclinação em graus	V
5,0	0,95
10,0	0,90
15,0	0,70
20,0	0,55
30,0	0,30

Fonte: Milman, 2002

#### 2.4.5 Cálculo da potência requerida do transportador

De acordo com SILVA, et al., (2008), a potência requerida (Equação 03) se dá em função da capacidade nominal, do tipo de material transportado, do comprimento, e do fator de potência.

$$P = 2,22 \times 10^{-4} * (Q * Me * L * Fm) \quad (03)$$

onde:

$P$  = potência requerida do transportador; (em cv);

$Q$  = capacidade da rosca; (em m<sup>3</sup>/min);

$L$  = comprimento da rosca em metros; (em m);

$Me$  = massa específica do material; (em kg/m<sup>3</sup>);

$Fm$  = fator de potência; (adimensional).

SILVA, et al., (2008), ainda apresenta os valores aproximados de massa específica e fator de potência para diversos tipos de materiais, esses essenciais para o processo de cálculo da Equação 3. Para a soja é indicada uma massa específica 800,00 kg/m<sup>3</sup> e um fator de potência de 0,50.

#### 2.4.6 Cálculo de fator de correção para potência

Em alguns casos, após encontrar a potência requerida no transportador, a potência atinge valores inferiores a 5,0 cv. Nessas situações, deve-se fazer um incremento na potência calculada, para assegurar que o movimento ocorrerá quando acontecerem eventuais sobrecargas no sistema (SILVA, et al., 2008). A Tabela 03, fornece os fatores de correções para alguns valores abaixo de 5,0 cv.

Tabela 3 - Fator de correção em função da potência encontrada

Potência (cv)	Fator de correção (Fc)
Menor que 1,0	2,00
De 1,0 a 2,0	1,50
De 2,0 a 4,0	1,25
Maior que 5,0	Sem correção

Fonte: Adaptado, SILVA, et al, 2008.

#### 2.4.7 Cálculo do torque gerado

Para realizar o cálculo do deslocamento volumétrico de um motor hidráulico, é necessário conhecer o torque necessário para o motor. Assim sendo, de acordo com VOLKSPAGE (1998) onde é calcula-se a potência, em função do torque e do número de rotações, conforme Equação 04.

$$P = \frac{T * N}{9550} \quad (04)$$

Transformando a mesma em função da potência e da rotação, encontra-se o torque para o motor na Equação 05.

$$T = 9550 * \frac{P}{N} \quad (05)$$

onde:

$P$  = potência (em kw);

$N$  = número de rotações (em RPM);

$T$  = torque (em Nm).

## 2.5 ACIONAMENTOS HIDRÁULICOS

Os componentes hidráulicos há muito tempo são alguns dos recursos mais difundidos entre os meios de produção e processamento, atingindo praticamente todas as aplicações desenvolvidas no mundo, desde a extração mineral até equipamentos hospitalares e aeroespaciais (LINSINGEM, 2003).

Conforme Palmieri (1997), esses sistemas podem ser chamados de óleo-hidráulicos, tendo em vista que o fluido utilizado neste ramo é o óleo, que é praticamente incompressível, possibilitando que o sistema o utiliza sob pressão para transmitir potência e movimentos.

Um sistema hidráulico consiste num apropriado arranjo de componentes físicos, cada um desempenhando uma característica própria em prol de funções bem definidas de conversão, controle e limitação de energia. Assim, permitindo a transmissão e controle de forças e movimentos (LINSINGEM, 2003).

Normalmente, neste sistema, os conjuntos associados recebem a entrada de energia (elétrica/térmica) e a convertem em energia mecânica, depois disso, essa energia é transformada em energia hidráulica que com o auxílio do fluido hidráulico essa última é condicionada em energia mecânica através de elementos como deslocamento, torque ou rotação (LINSINGEM, 2003).

### 2.5.1 Motores Hidráulicos

Classificados como atuadores rotativos (Figura 8), tem por finalidade transformar a energia hidráulica em energia mecânica rotativa (FIALHO, 2011).

Figura 8 - Exemplo de motor hidráulico



Fonte: FIALHO, 2011

Palmieri (1997), afirma que pelo motivo de transformarem a força hidráulica em força rotativa, os motores em questão de funcionamento, assemelham-se aos cilindros. Além disso, referindo a sua forma construtiva, em alguns casos, o equipamento pode trabalhar como motor hidráulico, ou também por vezes como bomba hidráulica, tendo em vista que um é o inverso uma da outro.

Para seu dimensionamento, a partir da exposição de REXROTH (2007), chega-se a Equação 06 para conhecer o deslocamento volumétrico requerido do motor hidráulico.

$$v = \frac{100 * T}{1,59 * \Delta P * \eta m h} \quad (06)$$

onde:

$V$  = Volume nominal (em cm<sup>3</sup>);

$T$  = Torque do motor (em Nm);

$\Delta P$  = Pressão (em bar);

$\eta$  = Rendimento hidráulico mecânico (adimensional).

Em seguida, com o auxílio de FIALHO (2011), é possível determinar a vazão requerida dos motores hidráulicos, conforme Equação 07.

$$Q = \frac{V * n}{1000 * \eta vol} \quad (07)$$

onde:

$Q$  = Vazão (em L/min);

$V$  = Volume nominal (em cm<sup>3</sup>);

$n$  = rotação da bomba (em RPM);

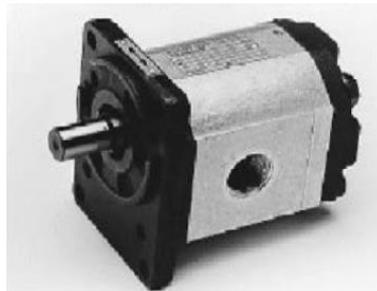
$\eta vol$  = Rendimento volumétrico (adimensional).

### 2.5.2 Bombas Hidráulicas

Para Fialho (2011), um dos componentes menos compreendidos dentro de um sistema hidráulico é a bomba. Contudo, isso não faz com que ela sem sombra de dúvidas seja o item mais importante do sistema. Responsável por produzir a vazão dentro de um sistema hidráulico, ela torna-se responsável por converter a energia mecânica em energia hidráulica, conseqüentemente também atribuída pelo acionamento dos atuadores. (PALMIERI, 1997).

Em relação às bombas, pode-se destacar que as mesmas são produzidas em várias formas e tamanhos, desde bombas manuais, até bombas com diversos e complexos mecanismos de bombeamento (FIALHO, 2011). Na Figura 9, consegue-se destacar um exemplo de bomba hidráulica.

Figura 9 - Exemplo de bomba hidráulica



Fonte: FIALHO, 2011

Para o dimensionamento da bomba hidráulica, Linsingen (2003), propõe primeiramente a Equação 08, com o intuito de encontrar o deslocamento volumétrico da bomba.

$$V = \frac{Q * 1000}{n * n \text{ vol}} \quad (08)$$

Fazendo a transformação da Equação 08, é possível calcular a vazão da bomba, chegando na Equação 09.

$$Q = \frac{V * \eta * \eta \text{ vol}}{1000} \quad (09)$$

onde:

$Q$  = Vazão (em L/min);

$V$  = Volume (cm<sup>3</sup>/rev);

$n$  = Rotação da bomba (em RPM);

$\eta \text{ vol}$  = Rendimento volumétrico (adimensional).

### 2.5.3 Cilindros Hidráulicos

O cilindro hidráulico também é uma variação de atuador linear, conseqüentemente, ele realiza seu movimento, e a força executada é transmitida retilineamente (PALMIERI, 1997).

Palmieri (1997) pontua que, como função básica, o cilindro hidráulico transforma a força hidráulica em força mecânica, fazendo com que comumente para constatações de cálculos, o que mais interessa, é a força que ele permite fornecer ao sistema, a qual pode-se determinar, seguindo a Equação 10 (PALMIERI, 1997).

$$F = P * A \quad (10)$$

Reformatando a Equação 10, encontra-se a área em relação da força e pressão, originando a Equação 11 (PALMIERI, 1997).

$$A = \frac{F}{P} \quad (11)$$

onde:

$A$  = Área do êmbolo do cilindro (em mm);

$F$  = Força (em N);

$P$  = Pressão (em N/mm<sup>2</sup>).

Em seguida, para fins de dimensionamento do cilindro hidráulico, é calculado o diâmetro do cilindro segundo a Equação 12 de Palmieri (1997).

$$d = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}} \quad (12)$$

Então, fazendo o reposicionamento das variáveis da Equação 12, determina-se a área do êmbolo do cilindro por meio da Equação 13 (PALMIERI, 1997).

$$A = \frac{d^2 * \pi}{4} \quad (13)$$

onde:

$A$  = Área do embolo do cilindro (em mm<sup>2</sup>);

$d$  = diâmetro do cilindro (em cm).

Após compreender como são realizados os cálculos referentes aos cilindros, é importante também destacar os diversos tipos de cilindros:

#### 2.5.3.1 Cilindro de simples ação ou simples efeito

De maneira mais direta, Hidrocomo (2019) resume que os cilindros de simples efeito (Figura 10), que se caracterizam por necessitar, apenas, de uma pressão de fluido em uma única direção, resultando em um movimento da haste do pistão.

Figura 10 - Cilindro de simples ação



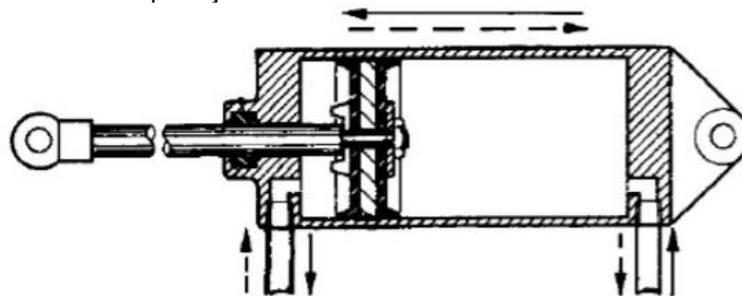
Palmieri (1997) reforça, dizendo que o movimento por efeito de pressão e vazão hidráulica, é efetivo apenas em uma câmara, conseqüentemente, na outra, o agente responsável não é um fluido hidráulico, mas molas ou até mesmo a gravidade.

### 2.5.3.2 Cilindro de dupla ação

São aqueles onde o movimento do elemento móvel pode acontecer em qualquer direção, dependendo da vazão e pressão da entrada do fluido. (PALMIERI, 1997).

Hidrocomo (2019) afirma que, com ele, a força pode ser ajustada tanto no sentido de avanço quanto no sentido de retorno, como é possível observar através da Figura 11.

Figura 11 - Cilindro hidráulico de dupla ação



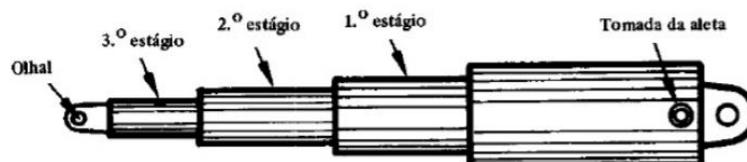
Fonte: PALMIERI, 1997.

### 2.5.3.3 Cilindro telescópico

Resumidamente, os cilindros telescópicos (Figura 12), são aqueles que possuem hastes multitubulares, contendo mais de um estágio (HIDROCOMO,2019).

Como princípio de funcionamento, o avanço inicia-se pelo de maior diâmetro até o de menor, assim, sabendo que em cada estágio de operação a área do pistão é menor, conseqüentemente a pressão necessária é maior a cada estágio (LINSINGEN, 2003).

Figura 12 - Cilindro telescópico



Fonte: PALMIERI, 1997.

De acordo com Palmieri (1997), sua utilização visa sempre quando se tem a necessidade de que o curso do cilindro seja grande, entretendo, ocupe o menor espaço possível quando retraído. A partir disso, geralmente sua utilização é ligada com movimentos e elevações de carga, como pôr exemplo em guindastes hidráulicos e outros equipamentos da linha mobile (PALMIERI, 1997).

#### **2.5.4 Fluidos hidráulicos**

Segundo Linsingen (2003), o constante crescimento com aplicações dos sistemas hidráulicos compactos fechados, só tem sido possível devido a utilização de fluidos em alta pressão, em decorrência que com elevadas pressões é possível obter redução do volume de fluido e tamanho e peso dos respectivos componentes.

Como um dispositivo hidráulico possui um custo considerável, é justificável nele, atingir o maior desempenho possível. Desse modo a escolha correta do fluido hidráulico a ser utilizado impacta diretamente no máximo rendimento e em um mínimo de manutenção (PALMIERI, 1997).

Em conformidade com Palmieri (1997), o fluido deve transmitir com eficiência a potência que é fornecida a ele. Dessa forma, os fluidos são considerados praticamente incompressíveis por terem uma compressibilidade que varia de 0,50 a 2,0% a cada 70 bar.

Além de assegurar que o fluido se apresenta livre de sujeiras, principalmente de partículas sólidas, uma vez que podem provocar a deterioração precoce da bomba, o fluido precisa lubrificar, satisfatoriamente, os componentes internos do sistema (PALMIERI, 1997).

Linsingen (2003) retrata ainda que atualmente os sistemas com maiores utilizações são os sistemas de 100, 140 e 210 bar.

##### **2.5.4.1 Número de Reynolds**

O número de Reynolds retrata a influência relativa das forças de inércia e das forças viscosas para uma dada situação de escoamento (LINSINGEN, 2003).

De acordo com FIALHO (2011), após realizar uma análise com dutos lineares, entre viscosidade e forças de inércia, foi possível detectar uma relação entre as variáveis, cuja é dada pela Equação 14.

$$Re = \frac{v * dt}{\nu f} \quad (14)$$

onde:

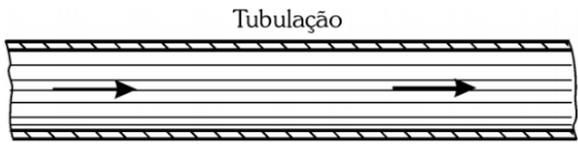
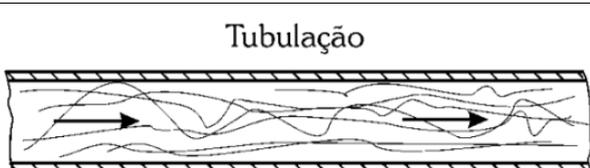
$v$  = velocidade do fluido para a tubulação em questão (em cm/s);

$dt$  = diâmetro interno da tubulação (em cm);

$\nu f$  = viscosidade do fluido (em Stokes)

Fialho (2011) cita que existem três tipos de escoamentos de um fluido dentro de um tubo, como pode ser visto no Quadro 3.

Quadro 3 - Limites de escoamento para Reynolds

Escoamento	Valores	Representação
Laminar	$Re < 2000$	
Indeterminado	$2000 < Re < 2300$	
Turbulento	$Re > 2300$	

Fonte: FIALHO, 2011.

Com ajuda do Quadro 3, e as colocações de Fialho (2011), pode-se constatar que no escoamento laminar as linhas de fluxo são paralelas, ocasionado Re menores; já no turbulento, as linhas de fluxo apresentam-se desordenadas, correspondendo a números Re elevados; e no indeterminado observa-se que ele se comporta vezes como laminar, vezes como turbulento, representando um número variável entre os outros dois escoamentos.

Essencialmente, é vital para o sistema que seu comportamento não seja turbulento, pois representará uma maior perda de carga para o sistema, gerando uma série de complicações. Dessa forma, o mais indicado é que o fluido desenvolva um comportamento laminar neste período (FIALHO, 2011).

#### 2.5.4.2 Velocidades recomendadas

Aqui é importante conhecer que o comprimento de tubulação localizada do tanque até a entrada da bomba hidráulica é chamado de tubulação de sucção, o da saída da bomba e que alimenta os componentes do sistema é chamada de tubulação de pressão, e por fim, a linha que é redirecionado o fluido para o tanque é chamada de tubulação de retorno (FIALHO, 2011).

Também é importante atentar-se e aplicar alguns critérios indicados para garantir a menor perda de carga e assegurar que terá um regime laminar no escoamento. São de suma importância cuidar para que comprimento da tubulação não superior a uma dezena de metros; limitar as vazões nos limites de 20 a 200 l/min; e observar as variações de temperatura.

Cumpridas essas condições, posteriormente para verificar o tipo de regime de escoamento para cada tipo de operação pode-se usar o Quadro 4.

Quadro 4 - Velocidades recomendadas

Tubulação	Pressão (bar)				Velocidades (cm/s)
	20	50	100	200	
Pressão	300	400	500	600	
Retorno	300				
Sucção	100				

Fonte: Adaptado de FIALHO, 2011.

Utilizando a Equação 15, é possível obter as velocidades para tubulação de pressão.

$$Veloc = 121,65 * P^{\frac{1}{3,3}} \quad (15)$$

onde:

$P$  = pressão (em bar).

#### 2.5.5 Tubulações Hidráulicas

As tubulações ou mangueiras hidráulicas, são um elemento simples de ligação, muitas vezes flexíveis, tendo por objetivo realizar a ligação e o transporte do fluido entre dois pontos conectados (ABRASCORT, 2019).

Conforme MECANICA INDUSTRIAL (2019) nos mais diversos sistemas hidráulicos, canos ou tubos são utilizados para a transferências dos fluidos entre os componentes, dependendo de sua aplicação e acomodação de espaço, sendo comumente usados em máquinas mangueiras hidráulicas flexíveis para que as ferramentas fiquem livres para realizar movimentos.

Já segundo Fialho (2011) o diâmetro mínimo requerido nas tubulações, é estabelecido por meio da Equação 16, e após o diâmetro comercial utilizado deve ser no mínimo igual ou maior que o valor calculado.

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 * \pi * v}} \quad (16)$$

onde:

$v$  = velocidade recomendada para a tubulação em questão (em cm/s);

$dt$  = diâmetro interno da tubulação (em cm);

$Q$  = vazão máxima do sistema (em L/min).

#### 2.5.5.1 Perda de Carga

Em uma tubulação, quando o fluido à percorre, sempre existe uma perda de carga. Uma delas é conhecida como localizada, sendo gerada a partir de singularidades que estão espalhadas por diversos pontos do sistema (luvas, joelhos, curvas, registros e reduções) (FIALHO, 2011).

Para o dimensionamento da perda de carga, utiliza-se a Equação 17.

$$dt = \psi * \frac{5 * (L1 + L2) * p * v^2}{dt * 10^{10}} \quad (17)$$

onde:

$\psi$  = fator de atrito (adimensional);

$p$  = massa específica do fluido (em kg/m<sup>3</sup>);

$v$  = velocidade recomendada de escoamento do fluido (em cm/s);

$dt$  = diâmetro interno da tubulação (em cm);

$L1$  = comprimento equivalente das tubulações retílineas (em L/min).

$L2$  = comprimento equivalente das singularidades (em cm).

Uma das variáveis para o cálculo de perda de carga é o fator de atrito, que segundo Fialho (2011) acontece em decorrência da rugosidade interna do tubo e a temperatura do fluido, tendo o óleo maior dificuldade ao deslizamento quando o duto foi mais rugoso.

Levando em consideração o tipo de tubo e a temperatura de operação, o Quadro 5, apresenta três expressões possíveis para obtenção do fator de atrito

Quadro 5 - Fatores de atrito

$\psi$	$\frac{64}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura constante
	$\frac{75}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura variável ou para tubos flexíveis e temperatura constante
	$\frac{90}{Re}$	Para tubos flexíveis e temperatura variável

Fonte: Adaptado de FIALHO, 2011.

Como no sistema serão utilizados tubos flexíveis, a Equação 18 nos oferece o cálculo de fator de atrito para o sistema.

$$\psi = \frac{90}{Re} \quad (18)$$

onde:

$Re$  = número de Reynolds (adimensional).

### 2.5.6 Reservatório

Basicamente, a função do reservatório é suprir o volume mínimo necessário de fluido a ser usado pelo sistema. Porém, ele também pode ser responsável pelo resfriamento por condução e convecção do fluido. (FIALHO, 2011).

Palmieri (1997) fala que o fluido também auxilia na precipitação das impurezas, e o reservatório deve suprir tanto as exigências mínimas, quanto as máximas do sistema, de forma que de maneira nenhuma seja insuficiente ou excessivo.

Em virtude do exposto, em condições estáticas, o volume mínimo do reservatório deve ser no mínimo três vezes o valor de vazão da bomba, conforme demonstra a Equação 19, de Fialho (2011).

$$V_{res} = 3 * Q_b \quad (19)$$

onde:

$V_{res}$  = volume do reservatório (em L);

$Q_b$  = vazão da bomba (em L/min).

### 2.5.7 Filtros Hidráulicos

Os filtros hidráulicos, tem a importante função de impedir que ocorram falhas no sistema através das deteriorações dos componentes e do óleo hidráulico. Seu funcionamento se dá, retendo contaminantes insolúveis no fluido por uma série de malhas ou poros (FIALHO, 2011).

Para realizar a escolha correta de um filtro hidráulico e assegurar um bom tempo de uso, Fialho (2011) recomenda que a vazão máxima do filtro, seja igual a três vezes a vazão da bomba, de acordo com a Equação 20.

$$V_{filtro} = 3 * Q_b \quad (20)$$

onde:

$V_{filtro}$  = vazão mínima para escolha do filtro (em L/min).

### 2.5.8 Válvulas Hidráulicas

#### 2.5.8.1 Válvula de controle direcional

Palmieri (1997) expõe que para alcançar os deslocamentos desejados pelos componentes do sistema (cilindros e motores) e conseqüentemente realizar os acionamentos esperados, a maior parte dos sistemas hidráulicos necessitam de formas para controlar o sentido e direção do fluxo do fluido.

Já para Linsingen (2003), o aspecto principal das válvulas se dá, pela maneira flexível de direcionar o fluido a diversos locais do circuito hidráulico, possibilitar desvios ou quando necessário interromper o escoamento.

Para realizar o acionamento do carretel de uma válvula direcional, pode-se mencionar entre os modos mais utilizados, o comando manual (através de botões, alavancas e pedais), por came, elétrico e por pressão piloto (PALMIERI, 1997).

Em aplicações para equipamentos agrícolas, observa-se que as válvulas direcionais necessitam ter algumas peculiaridades, como possuir simplicidade de acionamento, fácil manutenção, compactabilidade e robustez (PALMIERI, 1997).

Assim sendo, usa-se os comandos múltiplos, ou também conhecidos como comandos mobile, cuja sua construção é baseada por um corpo de admissão, um ou mais corpos centrais e um corpo de descarga. Com a finalidade de associar vários corpos centrais, e, portanto, dependo de o tipo de comando acionar diferentes atuadores ao mesmo tempo ou em separado (PALMIERI, 1997).

#### 2.5.8.2 Válvula reguladora de pressão

Segundo Linsingen (2003), o controle de pressão é realizado com o intuito de limitá-la ou reduzi-la em partes dos sistemas, sendo uma das características mais importantes dos sistemas hidráulicos. O mesmo autor ainda afirma, que isso por consequente da segurança contra sobrecargas ao sistema.

É sempre necessário em todos os sistemas desenvolvidos, a presença de algum tipo de elementos que limitem, regulem, reduzam ou interrompam a elevação de pressão (FIALHO, 2011).

Assim, para Palmieri (1997), com o uso das válvulas reguladoras, é possível determinar uma função ao equipamento acionado, ainda, destaca que uma das válvulas mais utilizada é conhecida como válvulas de alívio, que, protegem o sistema, e conseqüentemente os itens que o constitui, de pressões excessivas em parte dele, e contra sobrecargas.

## 2.6 GRÁFICO DE TENDÊNCIA

Segundo FM2S (2019), com o uso do gráfico de tendência, ou também conhecido como gráfico de séries temporais, é possível identificar padrões de comportamento colocando os dados de uma variável em um dos eixos do gráfico, e no outro relaciona-lo ao tempo, período ou então uma taxa.

Geralmente este tipo de levantamento, é utilizado pela sua simplicidade, fácil forma de visualização, utilização e entendimento, podendo com ele, identificar padrões de sazonalidade, tendências de aumento, queda ou ciclos (FM2S, 2019).

## 2.7 MOMENTO DE UMA FORÇA

Conforme Melconian (2012) o momento de uma força, é o produto entre uma carga e a distância de um determinado ponto, observada pela Equação 21.

$$M = F * d \quad (21)$$

onde:

$F$  = Força total aplicada (em N);

$d$  = distância entre o ponto de aplicação e a seção (m).

### **3 METODOLOGIA**

#### **3.1 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS**

Para coletar os parâmetros iniciais do projeto foram utilizados materiais de anotações diversos. Além disso, com o auxílio do SOLIDWORKS® CAD 3D adquirido pela empresa, foram registrados os parâmetros técnicos desejados, e através de outro software foi construído o esquema hidráulico para o funcionamento do sistema,

Durante o desenvolvimento desta pesquisa utilizou-se diversas ferramentas para apresentar resultados seguros e confiáveis ao estudo, sendo elas: livros; artigos/dissertações; manuais de instrução; catálogos comerciais e/ou materiais disponíveis na internet.

Além do mais, foi preciso o uso de uma série de softwares para registrar, criar e desenvolver a parte de cálculos, como o Microsoft® Office Excel. Já para desenvolver a parte escrita e de apresentação utilizou-se o Microsoft® Office Word e Microsoft® Office PowerPoint, respectivamente.

#### **3.2 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS**

A metodologia empregada neste trabalho foi, inicialmente, um estudo básico, levando em consideração que o objetivo será exclusivamente o de gerar novos conhecimentos e avanços sem ter um desenvolvimento prático previsto (PRODANOV, 2013).

Após a apresentação do projeto e definidos os requisitos desejados para as funcionalidades do equipamento, a metodologia utilizada ao longo do trabalho baseou-se em GIL (2008) através de uma pesquisa exploratória, com o auxílio de cálculos e hipóteses para possibilitar maiores informações e estudos sobre o tema.

O estudo explorou pesquisas bibliográficas em materiais publicados como livros, artigos científicos, manuais e catálogos com o objetivo de demonstrar a veracidade dos dados coletados (PRODANOV, 2013).

##### **3.2.1 Coleta de dados**

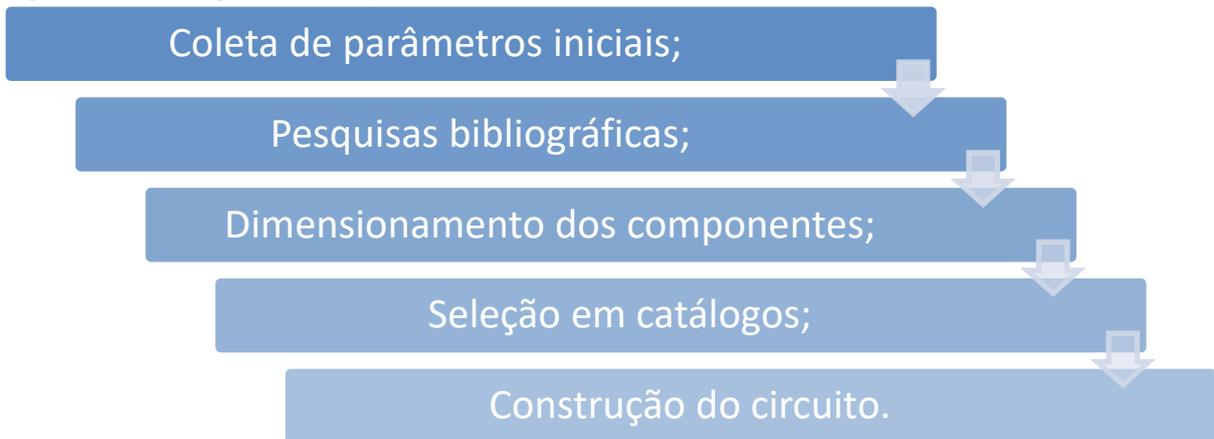
Após identificar uma demanda da empresa Tryber Tecnologia, realizou-se uma visita para conhecer a empresa, saber suas necessidades para o desenvolvimento estrutural, comercial e funcional da empresa em si, além do equipamento em estudo.

Após isso, através de reuniões no local e conversas com a equipe de engenharia da empresa foram coletados os dados primários de projetos e requisitos de entrada, como peso e cotas dimensionais das partes a serem movimentadas.

### 3.2.2 Cronograma de etapas

De acordo com a Figura 13 é possível entender um pouco mais sobre como buscou-se realizar o desenvolvimento da pesquisa.

Figura 13 - Cronograma de etapas



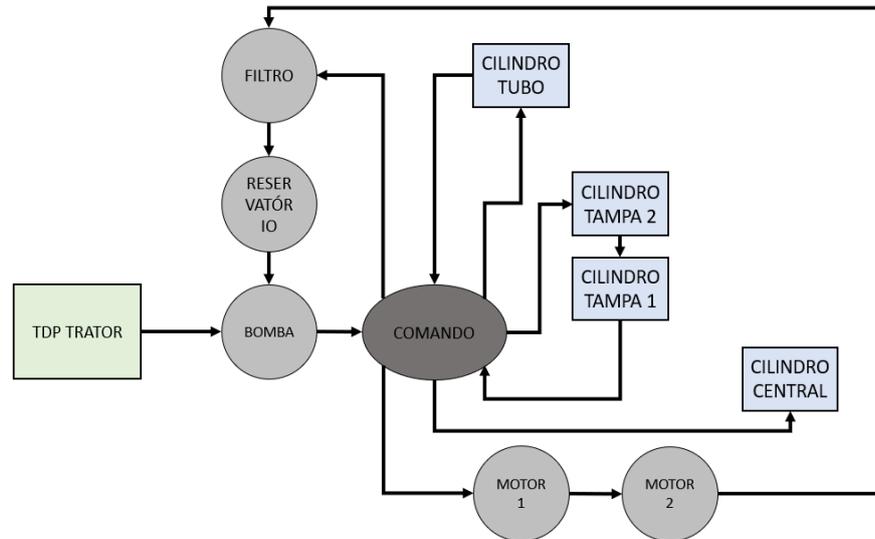
**Fonte:** Autor, 2019.

Inicialmente, vale ressaltar que o embasamento teórico visou contextualizar a importância do equipamento no cenário brasileiro de grãos, bem como descrever suas características básicas de funcionamento.

Coletou-se informações sobre o descarregador acoplado na parte de trás do equipamento em relação a todos os fundamentos básicos de sistemas hidráulicos, assim como localizou-se as equações necessárias para apresentar resultados quantificáveis e seguros, garantindo assim a aplicabilidade e bom desempenho do sistema.

Para entender melhor o funcionamento pretendido do circuito hidráulico da carreta agrícola basculante, foi feito um esboço, conforme Figura 14, onde é apresentado cada item que esperasse calcular no projeto.

Figura 14 - Esboço pretendido do projeto



**Fonte:** Autor, 2019.

No princípio, deu-se início ao dimensionamento dos cilindros hidráulicos responsáveis pelo movimento de abertura da tampa traseira do equipamento. Sua força necessária para tirar o cilindro da inércia foi conhecida através da análise do peso da mesma e utilizando-se cálculos de momento. Identificado o valor necessário, foi possível fazer a escolha através de catálogos industriais que atendam aos esforços.

Esta mesma metodologia foi aplicada para a escolha do cilindro hidráulico destinado à movimentação do tubo descarregador.

Em seguida, a partir dos parâmetros de entrada de peso do equipamento e do peso que ele atingirá quando cheio foi calculada a força necessária para levantar o tanque da carreta, assim como para realizar o descarregamento do material transportado no tanque. Por conseguinte, foi possível fazer a escolha através de catálogos industriais, porém neste caso tornou-se necessário fazer a busca por um cilindro mais compacto que atendia os esforços necessários, ou seja, um cilindro telescópico. Isso se deu em decorrência do pequeno espaço entre os chassis do equipamento (onde ficará localizado o cilindro) e o chão.

A seguir, o estudo focou no dispositivo cuja função consiste em descarregar os grãos de dentro do tanque da carreta. Obtendo-se os dados do projeto desenvolvido pela empresa, foram calculados a capacidade de descarregamento do tubo descarregador, e conseqüentemente a potência necessária para fazer o conjunto funcionar.

De forma a auxiliar na rapidez e total descarregamento, ao fundo da carreta encontram-se um eixo helicoidal que agrupa o material para dentro do tubo descarregador, com isso, foi necessário calcular a capacidade e potência necessária destes eixos helicoidais, de mesma forma que no caso anterior.

Para realizar o acionamento do eixo helicoidal do tubo descarregador e do eixo helicoidal auxiliar foi desenvolvida a ideia da utilização de uns motores hidráulicos para produzir o movimento. Logo, foi necessário calcular os esforços contidos nestes conjuntos, para conseguir fazer a escolha através de catálogos industriais.

Como a máquina terá o seu próprio circuito hidráulico, a partir de todos os dados de acionamentos dos cilindros da tampa traseira, do cilindro destinado a movimentação do tubo descarregador, do cilindro telescópico de basculamento e dos motores hidráulicos dos eixos helicoidais do tubo descarregador, pôde-se concluir os cálculos e escolhas da bomba hidráulicas necessária para o sistema.

Já no caminho final do estudo foi preciso obter a capacidade máxima de óleo necessária no sistema, obtendo assim a capacidade total de óleo armazenada no reservatório. Juntamente com isto, foi possível fazer a escolha dos filtros hidráulicos, válvulas e o comando hidráulico que serão indicados e selecionados a partir de catálogos comerciais.

O dimensionamento da tubulação partiu das vazões das bombas e da velocidade teórica de escoamento onde se encontra o diâmetro teórico, para posteriormente escolher-se o diâmetro comercial semelhante.

Com o diâmetro das mangueiras escolhidos foi possível calcular a perda de carga das tubulações. Para isso utilizou-se as medidas das tubulações conforme exposto no projeto, assim como a quantidade e o tipo de acessórios inseridos durante os sistemas.

#### 4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

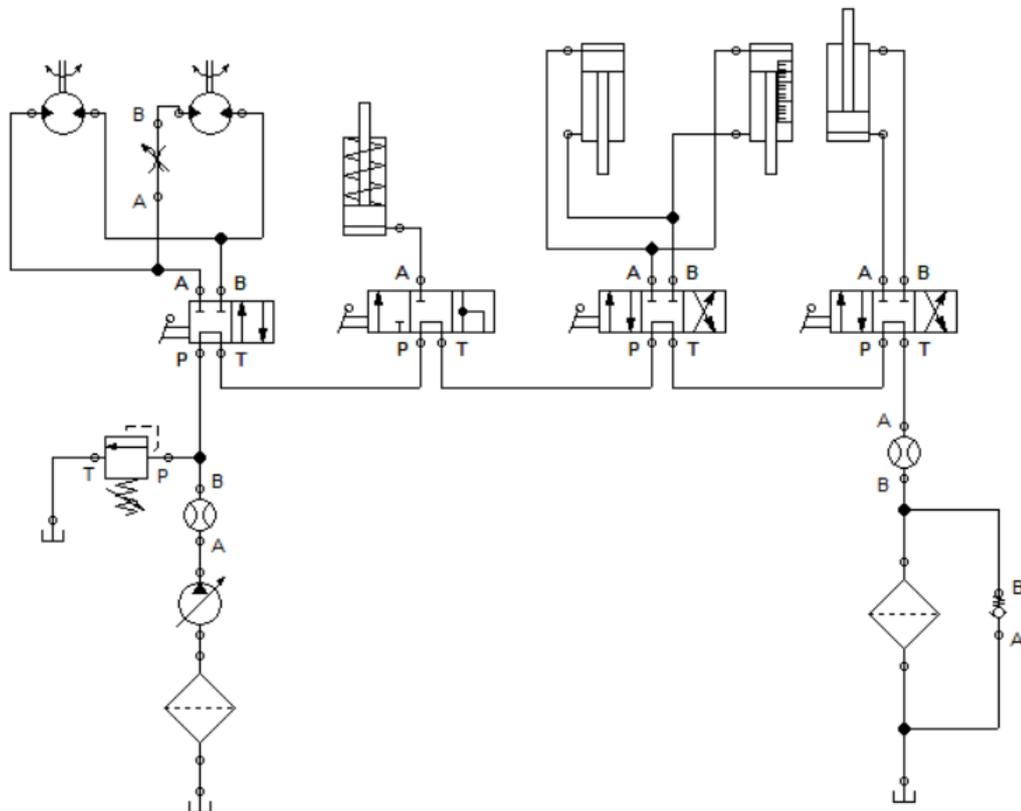
No decorrer da apresentação e análise dos resultados, busca-se estabelecer uma relação entre os dados obtidos, os conceitos estudados na revisão bibliográfica, e o problema da pesquisa a ser solucionado.

Primeiramente, fez-se o mapeamento das requisições de projetos, detalhando e identificando os tipos de componentes que o sistema teria. Na sequência, foram efetuados os cálculos, que foram essenciais para a identificação adequada dos componentes em seus respectivos catálogos.

Ressaltando que serão apresentados os resultados do dimensionamento do sistema de acionamento hidráulico de uma carreta agrícola basculante, da forma que seja possível a posterior apresentação aos colaboradores da empresa Tryber Tecnologia.

Baseando-se na metodologia proposta, e nas funções desejadas para o equipamento, foi elaborado o circuito hidráulico, contendo nele, os componentes necessários para o correto funcionamento do sistema, conforme Figura 15.

Figura 15 - Sistema hidráulico do equipamento



## 4.1 MEMORIAL DOS CÁLCULOS

Com informações obtidas no decorrer do embasamento teórico, pode-se iniciar os cálculos necessários para dimensionar o sistema hidráulico da carreta basculante, onde os componentes serão escolhidos através de catálogos de fabricantes. No Quadro 06 apresenta-se os parâmetros iniciais do projeto fornecidos pela empresa Tryber Tecnologia:

Quadro 6 - Parâmetros do projeto

Descrição	Símbolo	Valor
Peso tampa traseira	$P_{tt}$	887,00 kg
Peso estrutura caçamba	$P_{ec}$	3000,00 kg
Peso parte móvel tubo descarregador	$P_{mt}$	150,00 kg
Capacidade de carga do equipamento	$C_c$	20,00 m <sup>3</sup>
Pressão de trabalho	$P$	190 bar
Rotação final dos helicoides	$N$	540,00 RPM
Ângulo de trabalho do descarregador	$\sigma$	40,00°
Rendimento volumétrico	$nmh$	0,925
Rendimento mecânico hidráulico	$nvol$	0,925
Viscosidade do fluido	$\nu_f$	0,680
Densidade do fluido	$d_s$	0,878

Fonte: Autor, 2019

Com os respectivos dados, foi possível iniciar os cálculos a partir do dimensionamento dos esforços da rosca helicoidal descarregadora.

### 4.1.1 Rosca helicoidal descarregadora

Levando em consideração os dados existentes no projeto, o diâmetro externo do tubo indicado no projeto era de 380 mm, com eixo interno de 70 mm, passo de 380 mm, e a rotação final do helicóide desejada de 540 RPM.

Assim, deu-se início ao processo calculando a capacidade da rosca transportadora na horizontal com o uso da Equação 01.

$$Q = 4,71 \times 10^{-5} * (D^2 - d^2) * p * N$$

$$Q = 4,71 \times 10^{-5} * (38,00^2 - 7,00^2) * 38,00 * 540$$

$$Q = 1348,25 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q = 22,47 \text{ m}^3/\text{min}$$

Contudo, observou-se através de um catálogo comercial que esta configuração de helicóide não costumava ser fabricada usualmente. A partir de uma cotação (ANEXO A), encontrou-se que a opção mais parecida com as dimensões de projeto seria, a utilização de um tubo com 380 mm de diâmetro externo, 380 mm de passo entre hélices, e eixo interno de 76 mm, conservando a rotação final desejada de 540 RPM.

Assim sendo, a nova capacidade da rosca transportadora na horizontal foi determinada através da Equação 01.

$$Q = 4,71 \times 10^{-5} * (D^2 - d^2) * p * N$$

$$Q = 4,71 \times 10^{-5} * (38,00^2 - 7,60^2) * 38,00 * 540$$

$$Q = 1339,79 \text{ m}^3/\text{h}$$

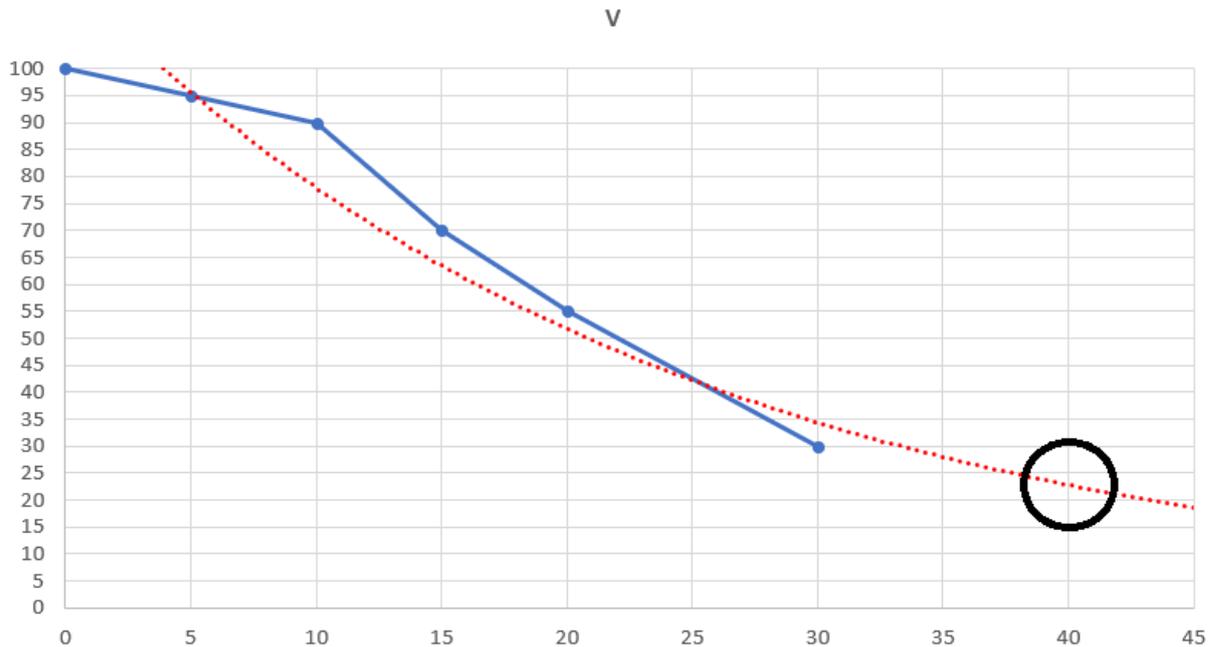
$$Q = 22,33 \text{ m}^3/\text{min}$$

Nestes casos, por serem condutores tubulares, em uso para movimentação de grãos agrícolas, pode-se trabalhar até com 100% de carga, conseqüentemente, não foi necessário diminuir sua capacidade final.

Em seguida, com o valor da vazão do tubo no sentido horizontal, aplica-se um coeficiente com base no ângulo de trabalho conhecido que o tubo terá. Nas literaturas consultadas, porém, não foi possível encontrar este ângulo. Assim, para chegar à um valor mais próximo possível do encontrado na prática, foram coletados os valores até o ângulo de 30°(graus) com o uso da Tabela 02.

Em seguida, utilizou-se um método de linha de tendência, para encontrar um valor aproximado ao ângulo necessário, que é de 40°(graus) conforme Figura 16.

Figura 16 - Linha de tendência para identificar coeficiente de inclinação



**Fonte:** Adaptado de Milman, 2019.

A partir da construção feita, foi possível identificar que a linha de tendência aos 40°(graus) de inclinação, passa aproximadamente em um ponto de coeficiente de 0,225. Assim, multiplicando o coeficiente, com a capacidade do tubo descarregador encontrado na posição horizontal, determinou-se a capacidade da rosca transportadora na posição inclinada, a partir da Equação 02.

$$Q_i = Q * v$$

$$Q_i = 1339,79 * 0,225$$

$$Q_i = 301,45 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q_i = 5,02 \text{ m}^3/\text{min}$$

Para ter um resultado mais bem compreendido pelos envolvidos no projeto e para comparações com catálogos de fabricantes, transformou-se o resultado da capacidade em metros cúbicos por minuto, para sacas por minuto ( $Q_{iscs}$ ), multiplicando o valor encontrado em  $Q_i$ , pelo peso específico do Soja ( $800 \text{ kg/m}^3$ ), e, depois, dividindo pelo peso médio de uma saca do mesmo produto, encontrando então um valor de 66,98 sacos por minuto.

A partir dos valores encontrados, o comprimento total do tubo, 5,50 m, e o fator de potência, foi possível determinar qual a potência requerida pela rosca, de acordo com a Equação 03.

$$P = 0,000222 * (Q * Me * L * Fm)$$

$$P = 0,000222 * (22,33 * 800 * 5,50 * 0,50)$$

$$P = 10,90 \text{ cv}$$

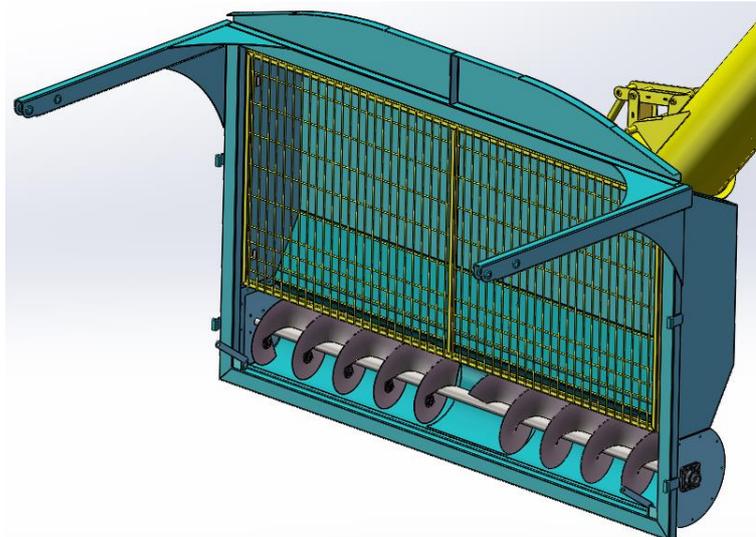
$$P = 8,01 \text{ kw}$$

Nesta etapa, vale ressaltar, que não é necessário o uso do fator de correção para assegurar o movimento com eventuais sobrecargas, pois a potência requerida do descarregador helicoidal atingiu um valor maior que 5,0 cv, como confirmou-se através da Tabela 3.

#### 4.1.2 Rosca helicoidal interna

Para garantir um descarregamento mais eficiente, esta rosca helicoidal é posicionada na parte traseira do vagão, tendo diferentes sentidos de rosca em seus lados, uma direita e uma esquerda, dispostas de modo que os grãos sejam direcionados para o centro dela, como verifica-se na Figura 17.

Figura 17 - Esquema de funcionamento da rosca helicoidal interna



**Fonte:** Tryber Tecnologia, 2019

Levando em consideração os dados apresentados anteriormente, indicados pelo projeto existente na empresa Tryber Tecnologia, o diâmetro externo do helicoides

indicado no projeto era de 380 mm, com seu respectivo eixo interno de 70 mm, seu passo projetado tinha 380 mm, e a rotação final do helicóide desejada era de 540 RPM. Porém, novamente neste caso, observou-se a que, para iniciar corretamente seu dimensionamento, a capacidade deste conjunto apenas teria que suprir a demanda encontrada da rosca transportadora na posição inclinada do tubo descarregador.

Então, a qualquer momento a rosca interna teria que suprir a demanda encontrada de 5,02 m<sup>3</sup>/min, com isso, se fará o dimensionamento de forma inversa ao que foi desenvolvido para o tubo descarregador.

Para não trabalhar no limite da demanda, utilizou-se um coeficiente de segurança de 10%, multiplicando o valor de Q, chegando, assim, a uma vazão de 5,52 m<sup>3</sup>/min.

Dessa forma, sabendo o novo valor de Q2, poderia ser utilizada a Equação 01, para descobrir o valor de D2. Porém, neste caso, os valores de d2 e de p2 também não são conhecidos, o que torna o cálculo por este método inviável. Consequentemente, foi necessário, já nesta etapa, procurar uma configuração comercial e fazer o processo por tentativa.

Como em maior parte de seu período de operação este componente trabalhará coberto de grãos, foi possível utilizar seu coeficiente de enchimento de 100%. Desta forma, a configuração que melhor se adequou acima do valor de Q2, conforme mostra a Equação 01.

$$Q2 = 4,71 \times 10^{-5} * (D^2 - d^2) * p * N$$

$$Q2 = 4,71 \times 10^{-5} * (25,00^2 - 4,80^2) * 25,00 * 540$$

$$Q2 = 382,75 \text{ m}^3/h$$

$$Q2 = 6,379 \text{ m}^3/min$$

A partir do ANEXO B, evidencia-se que a melhor opção, teria as dimensões de tubo com 250,00 mm, 250,00 mm de passo entre hélices, e seu respectivo eixo interno de 48,00 mm, conservando a novamente a rotação final desejada de 540 RPM.

Da mesma forma, seguiu-se com a Equação 03, com intuito de determinar a potência requerida pela rosca (P2). Aqui, novamente, utilizou-se o peso específico de

800 kg/m<sup>3</sup>, referente a soja, um fator de potência de 0,50, mas, desta vez, com o comprimento total da rosca de 2,65 m.

$$P2 = 0,000222 * (Q * Me * L * Fm)$$

$$P2 = 0,000222 * (6,379 * 800 * 2,65 * 0,50)$$

$$P2 = 1,50 \text{ cv}$$

$$P2 = 1,10 \text{ kw}$$

Para garantir o movimento contra eventuais sobrecargas fez-se necessário o uso do fator de correção de potência, levando em consideração que a potência requerida do helicóide atingiu um valor entre 1,0 e 2,0. Logo, aplicando o fator sobre a potência de 1,50, conforme Tabela 3 tem-se o novo valor de potência requerida pelo helicóide interno de 2,25 cv, ou então 1,65 kW.

#### 4.1.3 Motores hidráulicos

Seguindo o desenvolvimento, para realizar o acionamento das roscas helicoidais do sistema, serão necessários o uso de motores hidráulicos.

##### 4.1.3.1 Motor rosca helicoidal descarregadora

Para conseguir fazer a escolha correta do motor hidráulico, primeiramente, é importante conhecer o torque necessário do motor. Para isso, utilizou-se aqui, o número de rotações desejado e a potência mínima localizada anteriormente nos cálculos da rosca helicoidal descarregadora, e através da Equação 04 calculou-se o torque requerido para o motor.

$$P = \frac{T * N}{9550}$$

$$T = 9550 * \frac{P}{N}$$

$$T = 9550 * \frac{8,145}{540}$$

$$T = 144,04 \text{ N/m}$$

Após conhecer o torque do motor, por meio da Equação 06 pode-se determinar o deslocamento volumétrico para o motor, respeitando o valor de 190 bar de pressão e um rendimento mecânico hidráulico de 0,925.

$$V = \frac{T * 100}{1,59 * \Delta P * nmh}$$

$$V = \frac{144,04 * 100}{1,59 * 190 * 0,925}$$

$$V = 51,55 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Posteriormente, levando em consideração o número de rotações pretendidas, e um rendimento volumétrico de 0,90, calcula-se a vazão necessária para o motor mediante a Equação 07.

$$Q = \frac{V * N}{1000 * n \text{ vol}}$$

$$Q = \frac{51,55 * 540}{1000 * 0,925}$$

$$Q = 30,09 \text{ L/min}$$

Em conformidade com os cálculos apresentados, com o volume de 51,55 cm<sup>3</sup>/rev, escolheu-se um motor hidráulico VOMP 50 orbital, da empresa Piracicaba Eletrodiesel, conforme ANEXO C.

#### 4.1.3.2 Motor rosca helicoidal interna

Obedecendo a mesma cronologia do dimensionamento do motor da rosca helicoidal descarregadora, primordialmente foi fundamental encontrar o valor do torque necessário para o motor, o qual é visto através da Equação 05.

$$P = \frac{T * N}{9550}$$

$$T = 9550 * \frac{P}{N}$$

$$T = 9550 * \frac{1,655}{540}$$

$$T = 29,28 \text{ N/m}$$

Imediatamente após isso, empregando novamente o valor de 190 bar de pressão e um rendimento mecânico hidráulico de 0,925 pode-se calcular o deslocamento volumétrico para o motor, conforme Equação 06.

$$V = \frac{T * 100}{1,59 * \Delta P * nmh}$$

$$V = \frac{29,28 * 100}{1,59 * 190 * 0,925}$$

$$V = 10,478 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Enfim, em concordância com o procedimento do motor anterior, pode-se calcular a vazão necessária para o motor, de acordo com a Equação 07.

$$Q = \frac{V * N}{1000 * nvol}$$

$$Q = \frac{10,478 * 540}{1000 * 0,925}$$

$$Q = 6,117 \text{ L/min}$$

Conhecidos os valores, com base em análises em catálogos, constatou-se que o motor que melhor atendia as condições, era um motor hidráulico da empresa Piracicaba Eletrodiesel, modelo orbital VOMM 12.5, conforme ANEXO D.

#### 4.1.4 Bomba hidráulica

Como o acionamento do motor rosca tubo descarregador poderá se dar no mesmo momento em que o motor da rosca helicoidal interno, a necessidade de vazão hidráulica será a soma das duas vazões encontradas, por volta de 36,20 L/min. Assim é possível, determinar o deslocamento volumétrico da bomba necessária para o sistema com a Equação 08, levando em consideração que a rotação na saída da TDP do trator é de 540 RPM, e o rendimento volumétrico do sistema é de 0,925.

$$V = \frac{Q * 1000}{\eta t * \eta vol}$$

$$V = \frac{36,20 * 1000}{540 * 0,925}$$

$$V = 72,47 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Em seguida, com o volume de 72,47 cm<sup>3</sup>/rev, através de observações em catálogos comerciais, escolheu-se uma bomba hidráulica de engrenagens da empresa Piracicaba Eletrodiesel, modelo ISSO-30-82, segundo ANEXO E.

A partir da escolha da bomba hidráulica que atende o sistema, é necessário refazer os cálculos para conhecer e validar sua vazão, utilizando seus dados de vazão de fábrica de 82,13 cm<sup>3</sup>/rev, em conformidade com a Equação 09, validando assim, a bomba hidráulica selecionada.

$$Q = \frac{V * n * \eta_{vol}}{1000}$$

$$Q = \frac{82,13 * 540 * 0,925}{1000}$$

$$Q = 41,02 \text{ L/min}$$

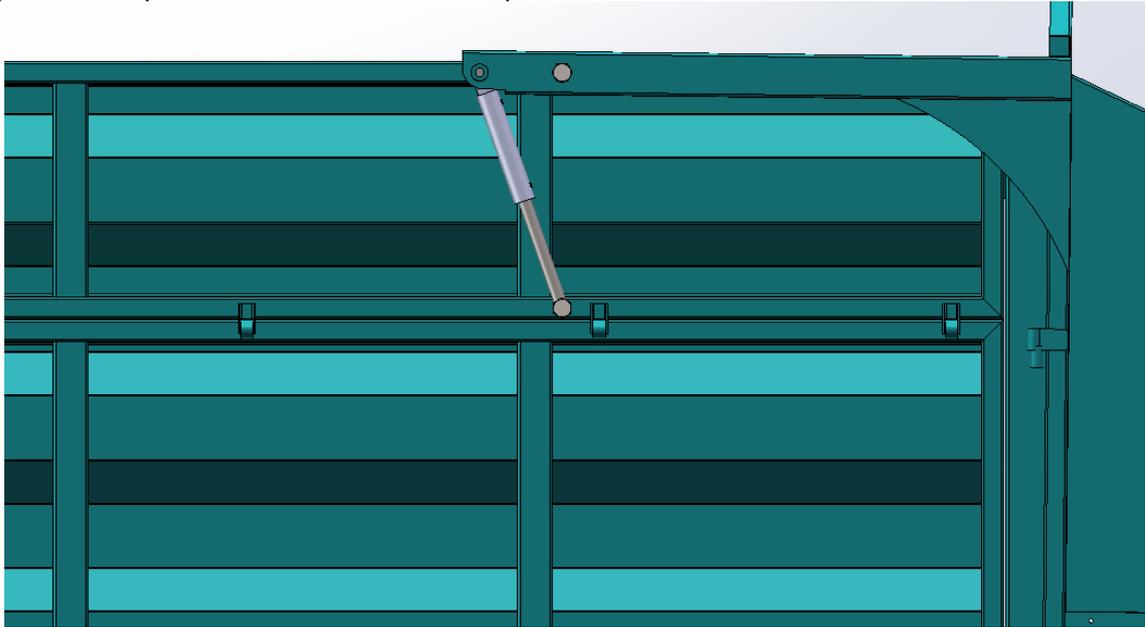
#### 4.1.5 Cilindros hidráulicos

Como mencionado anteriormente, este dimensionamento contará com três partes móveis que necessitam seus movimentos por cilindros hidráulicos.

##### 4.1.5.1 Cilindro tampa traseira

Para o desenvolvimento dos cálculos necessários para fazer o levantamento da tampa traseira deve-se, primeiramente, conhecer a forma de acionamento e o peso da mesma. Na Figura 18, consegue-se identificar que a tampa é conectada por um braço que é fixado no corpo do equipamento e, após, conectado ao cilindro hidráulico.

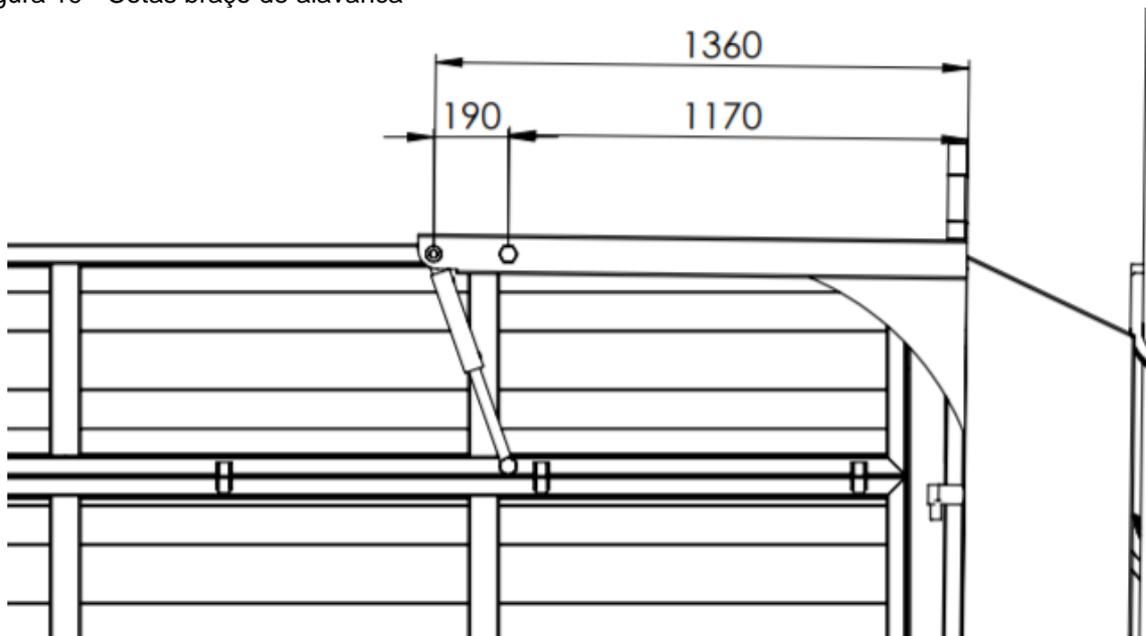
Figura 18 - Esquema de acionamento da tampa traseira



Fonte: Tryber Tecnologia, 2019

O peso descrito da estrutura da tampa traseira e seus respectivos componentes, tem um total de 887,00 kg. No entanto, para conhecer os esforços realizados pelo conjunto, foi calculado o momento fletor ( $M_f$ ), de acordo com as medidas indicadas na Figura 19.

Figura 19 - Cotas braço de alavanca



Fonte: Tryber Tecnologia, 2019

Dessa forma, após estabelecer-se os valores, definiu-se através da Equação 21 a força ( $F$ ) que o sistema de cilindro hidráulico deverá exercer.

$$Mf = F * d$$

$$Mf = Mt$$

$$F * d = F * d$$

$$F * 0,190 = (887,00 * 9,807) * 1,17$$

$$F = \frac{10.117,60}{0,190}$$

$$F = 53.566 \text{ N}$$

Aqui, deve-se atentar que para este conjunto serão utilizados um cilindro em cada lado da tampa traseira, totalizando dois cilindros hidráulicos. Então, esta força será dividida por dois, tornando a força em cada um de aproximadamente 26.783 N. Como serão dois cilindros idênticos, pode-se calcular apenas uma das vezes, admitindo que a pressão usada no sistema será de 190 bar, ou então de 19,00 Mpa, calcula-se a área do êmbolo deste cilindro através da Equação 11.

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{26.783,175}{19}$$

$$A = 1.409,64 \text{ mm}^2$$

Após, conhecendo a área do êmbolo, é possível adaptar a Equação 12 e calcular o diâmetro mínimo (d) necessário para o acionamento do sistema. Aqui utilizou-se um diâmetro de haste de 25,40 mm.

$$D = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi} + d^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 1409,64}{\pi} + 25,4^2}$$

$$d = 49,38 \text{ mm}$$

Em seguida, para a correta escolha do cilindro, deverá ser utilizado um cilindro hidráulico cujo diâmetro seja superior ao encontrado na Equação 12, ou seja, maior

que 49,38 mm. Deste modo, após consulta em catálogo de fornecedores, foi definido que o modelo que melhor se adaptaria ao sistema, é o cilindro hidráulico da empresa Parker, modelo 2H, de dupla ação, com diâmetro da haste de 25,4 mm (1"), diâmetro externo de 50,80 mm (2"), e curso selecionado de 300,00 mm, de acordo com ANEXO I.

A partir da escolha do cilindro comercial, fez-se necessário refazer os cálculos para conhecer a nova área de embolo, em adaptando a Equação 13.

$$A = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4}$$

$$A = \frac{\pi * (50,8^2 - 25,4^2)}{4}$$

$$A = 1.520 \text{ mm}^2$$

E, após isto, calcular a força gerada, que deverá obrigatoriamente ser superior a força encontrada no início do dimensionamento, conforme Equação 10.

$$F = P * A$$

$$F = 19 * 1.520$$

$$F = 28.880 \text{ N}$$

Atingindo um valor acima do necessitado, validou-se, o cilindro da tampa traseira com o cilindro hidráulico.

#### 4.1.5.2 Cilindro abertura do tubo descarregador

O cilindro de abertura do tubo descarregador, tem como função fazer o movimento da parte móvel do tubo descarregador, e colocá-lo na posição de trabalho, como visto na Figura 20.

Figura 20 - Esquema de função do cilindro de abertura do tubo



Fonte: Tryber Tecnologia, 2019

Neste caso, o cilindro será único e deverá movimentar de forma direta o peso da parte móvel superior do tubo descarregador e seus respectivos componentes, mais o total de peso possível com o tubo cheio de grãos, tendo um total de 150 kg e 270 kg respectivamente. Assim, admitindo que a pressão usada no sistema será de 190 bar, ou então de 19,00 Mpa, calcula-se a área do êmbolo deste cilindro através da Equação 11.

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{(150,00 + 270,00) * 9,807}{19}$$

$$A = 216,78 \text{ mm}^2$$

Após, conhecendo a área do êmbolo, é possível com o uso da Equação 12 calcular o diâmetro mínimo necessário para o devido acionamento do sistema.

$$d = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{216,78 * 4}{\pi}}$$

$$d = 16,61 \text{ mm}$$

Em seguida, para a correta escolha do cilindro, deverá ser utilizado um cilindro hidráulico cujo diâmetro seja superior ao encontrado na Equação 12, ou seja, 16,61 mm. Deste modo, após consulta em catálogo de fornecedores, foi definido que o modelo que melhor se adaptaria ao sistema, é o cilindro hidráulico da empresa Parker, modelo 2H, de dupla ação, com diâmetro da haste de 25,4 mm (1") e diâmetro externo de 38,1 mm (1 ½"), e curso selecionado de 750,00 mm, de acordo com ANEXO I.

A partir da escolha do cilindro comercial, foi necessário refazer os cálculos para conhecer a nova área de êmbolo, em concordância com a Equação 13.

$$A = \frac{d^2 * \pi}{4}$$

$$A = \frac{25,40^2 * \pi}{4}$$

$$A = 506,71 \text{ mm}^2$$

Após isto, calcula-se a força gerada, que deverá ser superior a força encontrada no início do dimensionamento, vista na Equação 10.

$$F = P * A$$

$$F = 19 * 506,71$$

$$F = 9.627,44 \text{ N}$$

Validando assim, o cilindro da tampa traseira após atingir uma força maior que o solicitado.

#### 4.1.5.3 Cilindro basculante central

Para o dimensionamento deste item, deve-se levar em consideração o peso da estrutura que o cilindro deverá ser capaz de movimentar, juntamente com valor aproximado da carga que o equipamento é capaz de suportar, de acordo com a Figura 21, é possível identificar onde o cilindro fica localizado no conjunto da carreta agrícola basculante.

Figura 21 - Localização do cilindro basculante central



**Fonte:** Tryber Tecnologia, 2019

Como foi apresentado no Quadro 06, o peso total da estrutura a ser levantada é de 3.000 kg, e a capacidade do equipamento é 20 m<sup>3</sup>. Então, aqui, multiplica-se o volume disponível do equipamento, pelo volume específico da soja, de 800 kg/m<sup>3</sup>, para conhecer o peso de carregamento, chegando a uma quantia de 16.000 kg.

Em seguida, somando o peso da carga, com o peso total da estrutura e depois multiplicando pelo valor da gravidade, tem-se a força total que o cilindro deverá movimentar de  $F = 186.833 \text{ N}$ .

Admitindo que a pressão usada no sistema será de 190 bar, ou então de 19,00 Mpa, pode-se, calcular a área do êmbolo deste cilindro através da Equação 11.

$$A = \frac{F}{P}$$

$$A = \frac{186.333,00}{19}$$

$$A = 9.807,00 \text{ mm}^2$$

Após, conhecendo a área do êmbolo, é possível com o uso da Equação 12 calcular o diâmetro mínimo necessário para o devido acionamento do sistema.

$$d = \sqrt{\frac{A * 4}{\pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{9.807,00 * 4}{\pi}}$$

$$d = 111,743 \text{ mm}$$

Em seguida, para a correta escolha do cilindro, deverá ser utilizado um cilindro hidráulico cujo diâmetro seja superior ao encontrado na Equação 12, ou seja, 111,743 mm. Entretanto, aqui deve-se levar em consideração duas variáveis.

A primeira é que este cilindro necessita de um curso considerável, em torno de 1.400,00 mm, para que aconteça a correta descarga dos grãos quando o mesmo estiver realizando a operação.

O segundo, é que o cilindro está localizado fixo no chassi do equipamento, e tem um espaço disponível para do cilindro até o chão de 1.250,00 mm.

Para atender estes requisitos, foi desenvolvida a ideia de procurar cilindros hidráulicos com mais de 1 estágio, ou seja, do tipo telescópicos. Então, após consulta em catálogo de fornecedores, não foi encontrado nenhum cilindro que fornecia a força requisitada, juntamente com o curso necessário.

Assim, constatou-se que para este projeto, através dos valores calculados, a empresa teria que entrar em contato com uma fabricante de cilindros sob medidas, e junto a ela, apresentar os requisitos encontrados durante os cálculos, e, seu curso desejado.

#### **4.1.6 Mangueiras Hidráulicas**

##### **4.1.6.1 Linha de pressão**

Para iniciar tal dimensionamento, deve-se considerar a velocidade do fluido dentro do sistema, de tal forma, aplica-se a Equação 15 para obter a velocidade da tubulação de pressão.

$$ve = 121,65 * P^{\frac{1}{3,3}}$$

$$ve = 121,65 * 190^{\frac{1}{3,3}}$$

$$ve = 596,54 \text{ cm/s}$$

Posteriormente, é possível conhecer o diâmetro mínimo das mangueiras com o uso da Equação 16.

$$di = \sqrt{\frac{Q}{0,015 * ve * \pi}}$$

$$di = \sqrt{\frac{36,20}{0,015 * 596,54 * \pi}}$$

$$di = 1,135 \text{ cm (11,35 mm)}$$

Após isso, deve-se considerar o valor encontrado, e o diâmetro comercial deve ser no mínimo igual ou maior que o valor, de tal forma foi escolhida uma mangueira hidráulica 8M3K Convencional da empresa Gates do Brasil, com um diâmetro interno de 12,70 mm (1/2”), conforme o ANEXO F.

Em seguida, calcula-se a velocidade real na tubulação a partir da mangueira comercial escolhida com a adaptação da Equação 16.

$$v_{real} = \frac{Q}{0,015 * di^2 * \pi}$$

$$v_{real} = \frac{36,20}{0,015 * 1,27^2 * \pi}$$

$$v_{real} = 476,27 \text{ cm/s}$$

A partir do mencionado, utilizando uma viscosidade de 0,68 Stokes, deve-se usufruir da Equação 14, para conhecer o tipo de escoamento dentro do sistema de mangueiras, a fim de assegurar que não seja turbulento, o que ocasionaria uma maior perda de carga no sistema.

$$Re = \frac{ve * di}{visc}$$

$$Re = \frac{476,27 * 1,27}{0,68}$$

$$Re = 889,50$$

De tal forma, seguindo as orientações do Quadro 3, valida-se o valor encontrado como um escoamento laminar.

#### 4.1.6.2 Linha de retorno

Para a linha de retorno, a literatura não apresenta nenhuma equação para o início de seu dimensionamento, mas sim, de acordo com o Quadro 4, é fornecida a velocidade de retorno de 300 cm/s, assim, calcula-se o diâmetro mínimo das mangueiras de retorno também com a Equação 16.

$$di = \sqrt{\frac{Q}{0,015 * ve * \pi}}$$

$$di = \sqrt{\frac{36,20}{0,015 * 300,00 * \pi}}$$

$$di = 1,60 \text{ cm (16,00 mm)}$$

Considerando novamente o valor definido pelo cálculo, foi escolhida uma mangueira hidráulica 12LOLA da empresa Gates do Brasil, com um diâmetro interno de 19,05 mm (3/4”), conforme o ANEXO L.

Em seguida, calcula-se a velocidade real na tubulação a partir da mangueira comercial escolhida com a adaptação da Equação 16.

$$v_{real} = \frac{Q}{0,015 * di^2 * \pi}$$

$$v_{real} = \frac{36,20}{0,015 * 1,905^2 * \pi}$$

$$v_{real} = 210,51 \text{ cm/s}$$

Em seguida, também se valida o tipo de escoamento como laminar, com a utilização da Equação 14.

$$Re = \frac{ve * di}{visc}$$

$$Re = \frac{210,51 * 1,905}{0,68}$$

$$Re = 589,73$$

#### 4.1.6.3 Linha de sucção

Aqui novamente, é necessária a utilização do Quadro 4, para conhecer a velocidade de retorno. Neste caso o indicado é o uso de 100 cm/s, assim, define-se por meio da Equação 16 o diâmetro mínimo das mangueiras de sucção.

$$di = \sqrt{\frac{Q}{0,015 * ve * \pi}}$$

$$di = \sqrt{\frac{36,20}{0,015 * 100,00 * \pi}}$$

$$di = 2,77 \text{ cm (27,70 mm)}$$

Logo depois, as tubulações de sucção escolhidas foram uma mangueira hidráulica 20GMV para linha de sucção da empresa Gates do Brasil, com um diâmetro interno de 31,75 mm (1-1/4"), conforme o ANEXO M.

Em seguida, calcula-se a velocidade real na tubulação a partir da mangueira comercial escolhida com a adaptação da Equação 16.

$$v_{real} = \frac{Q}{0,015 * di^2 * \pi}$$

$$v_{real} = \frac{36,20}{0,015 * 3,175^2 * \pi}$$

$$v_{real} = 76,204 \text{ cm/s}$$

Mais uma vez, é constatada que o tipo de escoamento nas tubulações é o escoamento laminar, conforme verificado pela Equação 14.

$$Re = \frac{ve * di}{visc}$$

$$Re = \frac{76,204 * 3,175}{0,68}$$

$$Re = 355,80$$

#### 4.1.6.4 Perda de carga

Posteriormente, fez-se a listagem das singularidades espalhadas no circuito hidráulico, a fim de conhecer as perdas de cargas localizadas. Assim, foi definido que deverão pelo menos conter curvas de raio curto e raio longo, logo observa-se através do Quadro 07, o número de unidades de cada um.

Quadro 7 - Lista de acessórios no sistema

Acessório	Quantidade
Curva de raio curto	5,0
Curva de raio longo	3,0

Fonte: Autor, 2019

Após conhecer as singularidades, calcula-se o fator de atrito do sistema, com o uso da Equação 18.

$$\psi = \frac{90}{Re}$$

$$\psi = \frac{90}{1114,13}$$

$$\psi = 0,08078$$

Por fim, para se saber os comprimentos da tubulação no sistema hidráulico utiliza-se o ANEXO F, e então com todos os parâmetros conhecidos determina-se a perda de carga na tubulação por meio da Equação 17.

$$\Delta P = \frac{\psi * 5 * (L1 + L2) * \rho * ve^2}{di * 10^{10}}$$

$$\Delta P = \frac{0,08078 * 5 * ((2740,00) + (320,00)) * 878,00 * 476,27^2}{1,27 * 10^{10}}$$

$$\Delta P = 19,38 \text{ bar}$$

#### 4.1.7 Reservatório

O volume de óleo hidráulico que deve ser armazenado pelo sistema, é determinado em condições estáticas levando em consideração a vazão da bomba

encontrada anteriormente, que foi de aproximadamente 36,20 L/min, assim através da Equação 19, pode-se fazer o cálculo para o volume do reservatório em litros.

$$V_{res} = 3 * Q_b$$

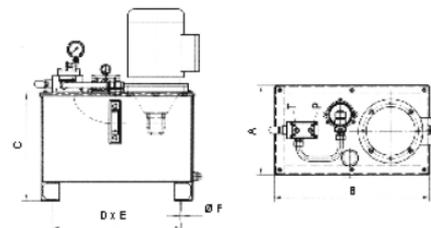
$$V_{res} = 3 * 36,20$$

$$V_{res} = 108,60 \text{ L/min}$$

Logo, após encontrada o volume mínimo para o reservatório, é possível verificar em catálogos de fornecedores se encontra algum modelo correspondente. Porém como o tempo de operação do circuito será usualmente de apenas alguns minutos, não necessariamente é necessário utilizar um reservatório maior que 108,60. Assim sendo, conforme Figura 22, foi selecionado um modelo ACT-M-50, com reservatório para 50 litros, que atende a vazão normal da bomba, de 36,20 L/min.

Figura 22 - Reservatório selecionado

Tipo ACT-M-\*



	A	B	C	D	E	F	Capacidade do reservatório (litros)	Massa (kg)
ACT-M-10	200	400	245	310	110	11	10	20
ACT-M-25	300	500	325	400	200	11	25	34
ACT-M-50	350	600	430	500	250	11	50	43
ACT-M-75	500	750	430	630	380	11	75	77
ACT-M-100	500	750	480	630	380	11	100	90
ACT-M-150	600	850	580	730	480	11	150	155
ACT-M-250	600	850	680	730	480	11	200	165

Fonte: ACT (2019).

#### 4.1.8 Filtros Hidráulicos

Assim como no caso anterior, para que os filtros atendam uma vida útil interessante, sem que ocorra entupimentos e possível problemas com o circuito, além de fornecer um tempo de manutenção mais longo.

A partir da Equação 20 é conhecido o valor mínimo de vazão para que o filtro na prática funcione da melhor maneira possível.

$$V_{fil} = 3 * Q_b$$

$$V_{fil} = 3 * 27,883$$

$$V_{fil} = 83,648 \text{ L/min}$$

Após isso, é efetuada a procura em catálogos, com finalidade de atender os valores calculados, e por fim selecionou-se o modelo de filtro da empresa Parker, série Moduflow de retorno RF2, modelo RF2 1 10Q V 35 Y9Y9 1 conforme ANEXO K.

De acordo com a Figura 23, apresenta-se o filtro selecionado que foi instalado na linha de retorno do circuito, também é importante salientar que esse filtro já possui o sistema de alívio incluso, e que sua máxima pressão é de 206,9 bar.

Figura 23 - Filtro de alta pressão selecionado



Fonte: Parker (2002).

#### 4.1.9 Válvulas

As válvulas foram definidas basicamente levando em consideração a vazão e a pressão máxima que o sistema foi dimensionado. Assim inicialmente, seguindo o catálogo da empresa ACT (Figura 24) foi escolhida uma válvula reguladora de vazão, do tipo DRV, modelo DRV-8.

Figura 24 - Válvula reguladora de vazão selecionada



Tamanho Nominal	DRV-6	DRV-8	DRV-10	DRV-12	DRV-16	DRV-20	DRV-25	DRV-30	DRV-40
Máxima Vazão (Lpm)	20	60	75	140	175	200	300	400	500
Pressão Máxima (Bar)	350								
Peso (Kg)	0,13	0,3	0,45	0,8	1,3	2,4	3,5	4,6	7,7

Fonte: Adaptado, ACT (2019).

Em seguida, observando todos os acionamentos que o sistema deveria conter, através de um catálogo da empresa Marrucci (ANEXO H), localizou-se um comando

hidráulico que se encaixe nas condições calculadas no sistema, assim selecionou-se um comando hidráulico tipo monobloco da empresa Marrucci, modelo CMM 60, com vazão máxima de 60 L/min, pressão máxima de 300 bar, e quatro (4) estações de trabalho, possuindo também um sistema de alívio incluso.

Representando através da Figura 25, os devidos acionamento que cada alavanca deverá oferecer.

Figura 25 - Acionamentos do comando



**Fonte:** Autor, 2019

Com a escolha do comando hidráulico adequado, o próprio catálogo da empresa Marrucci (ANEXO H), trouxe-se que o fluido hidráulico indicado para o sistema é o ISO VG68.

Baseando-se no apontamento anterior, e inclusive tendo em conta a boa resistência à oxidação, corrosão, formação de espuma e a capacidade de suportar cargas, foi selecionado então o óleo mineral ISO VG68 da empresa Mobil, seguindo o ANEXO J.

## CONCLUSÃO

Neste estudo foi apresentado o desenvolvimento do sistema de acionamento hidráulico de uma carreta agrícola basculante, na qual dimensionou-se os componentes necessários para o funcionamento do circuito de acordo com os requisitos impostos pela empresa.

Assim, com a utilização de diversas pesquisas bibliográficas, deu-se início a elaboração de um circuito hidráulico, sendo assim possível determinar quais os componentes que seriam utilizados pelo sistema.

Dessa forma, seguindo os equacionamentos indicados pelo referencial bibliográfico, após realizar os cálculos e apresentar os parâmetros de cada item, encontrou-se todos os componentes em catálogos comerciais de fabricantes, exceto um cilindro hidráulico, o qual será necessário a industrialização de forma especial devido a configuração estrutural do equipamento.

Em decorrência dos resultados obtidos, pode-se concluir que o trabalho atendeu os objetivos propostos, observando que a partir da estruturação construída, é possível acoplar o sistema hidráulico a carreta basculante em estudo, e assim, garantir que as concepções apresentadas atendam as funções do sistema. Tendo como sugestão para futuramente, acompanhar a construção desse sistema, a partir dos componentes selecionados, e validar os cálculos desenvolvidos.

## REFERÊNCIAS

- ABRASCORT. **Mangueiras hidráulicas**. 2019. Disponível em:< <http://www.abrascort.com.br/index.php/produtos-industriais/mangueiras-hidraulicas.html>>. Acesso em: 10 nov. 2019.
- ACT. **Reservatórios**. 2019. Disponível em:< <https://www.actbr.com.br/catalogo-reservatorios.html>>. Acesso em: 10 nov. 2019.
- ACT. **Válvula reguladora de vazão em linha (DRV)**. 2019. Disponível em:< <https://www.actbr.com.br/valvulas-hidraulicas-act/valvula-reguladora-de-vazao-em-linha-drv.html>>. Acesso em: 10 nov. 2019.
- AGRIMEC. **Carreta Graneleira – 4 Rodas**. 2019. Disponível em:<<https://agrimec.com.br/implementos-agricolas/carreta-graneleira-4-rodas/>>. Acesso em 01 de jul. 2019.
- BOSCH REXROTH. **Coletânea de Fórmulas Hidráulicas**. 2007. Disponível em: <<ftp://mecanica.ufu.br/LIVRE/SCHP/arquivos/f%F3rmulas.pdf>> . Acessado em: 01 nov. 2018.
- BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento – MAPA. **Agropecuária Brasileira em Números**. Disponível em:<<http://www.agricultura.gov.br/assuntos/politica-agricola/agropecuaria-brasileira-em-numeros>>. Acesso em: 29 de jun. 2019.
- BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento – MAPA. **PIB do agro cresceu 2,5% no 3º trimestre na comparação com igual período de 2017**. Disponível em:<<http://www.agricultura.gov.br/noticias/pib-do-agro-cresceu-2-5-no-3o-trimestre-na-comparacao-com-igual-periodo-de-2017>>. Acesso em: 29 de jun. 2019.
- BRASIL. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento – MAPA. **Agropecuária puxa o PIB de 2017**. Disponível em:<<http://www.agricultura.gov.br/noticias/agropecuaria-puxa-o-pib-de-2017>>. Acesso em: 29 de jun. 2019.
- FIALHO, A. B. **Automação Hidráulica** - Projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6<sup>a</sup> ed. São Paulo: Editora Érica 2011.
- FM2S. **Gráfico de tendência**: O que é como elaborar um gráfico de tendência. 2019. Disponível em:< <https://www.fm2s.com.br/grafico-de-tendencia/>>. Acessado em: 14 nov. 2019.
- GATES DO BRASIL. **Linha hidráulica – Mangueiras, terminais e conexões**. 2018. Disponível em: < [https://www.gatesbrasil.com.br/upload/catalogos/catalogo\\_hidraulica\\_2019\\_web.pdf](https://www.gatesbrasil.com.br/upload/catalogos/catalogo_hidraulica_2019_web.pdf)> . Acesso em: 02 nov. 2019.
- GIL, Antônio Carlos. **Introdução à metodologia do trabalho científico: elaboração de trabalhos na graduação**. São Paulo: Atlas, 2008.

HIDROCOMO. **Cilindros Hidráulicos**: entenda o que são e quais suas funções. 2019. Disponível em:< [http://hidrocromo.com.br/cilindros-hidraulicos-entenda-o-que-sao-e-quais-suas-funcoes/?gclid=EAlalQobChMII\\_zGzZPc5QIVkoKRCh3yRQhzEAAYASAAEgKiqPD\\_BwE](http://hidrocromo.com.br/cilindros-hidraulicos-entenda-o-que-sao-e-quais-suas-funcoes/?gclid=EAlalQobChMII_zGzZPc5QIVkoKRCh3yRQhzEAAYASAAEgKiqPD_BwE)>. Acesso em: 10 nov. 2019.

INDUTAR. **Carreta Agrícola Graneleira**. Disponível em:<<https://www.indutar.com.br/carreta-agricola-graneleira>>. Acesso em 01 de jul. 2019.

LINSINGEN, Irlan. Von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 2003.

MARRUCCI. **Catálogo de produtos**. 2015. Disponível em:<<http://www.marrucci.com.br/catalogos/pdfs/catalogo-de-produtos-pt.pdf>>. Acesso em: 03 nov. 2019.

MECANICA INDUSTRIAL. **Mangueiras hidráulicas**. 2019. Disponível em:< <https://www.mecanicaindustrial.com.br/51-mangueiras-hidraulicas/>>. Acesso em: 10 nov. 2019.

MELCONIAN, S.; **Elementos de Máquinas**. 10. ed. São Paulo: Editora Érica, 2012.

MILMAN, Mário José. **Equipamentos para pré-processamento de grãos**. Ed. Universitária/UFPEL, 2002.

MOBIL. **Mobil hidráulico 68**. 2011. Disponível em:< [http://mobil.moovelub.com/sites/default/files/mobil\\_hidraulico\\_68\\_pds\\_2011.pdf](http://mobil.moovelub.com/sites/default/files/mobil_hidraulico_68_pds_2011.pdf)>. Acesso em: 03 nov. 2019.

NASCIMENTO, et al. **Perdas quantitativas no transporte curto de grãos de milho (Zea Mays L.) em função de aspectos gerais de pós-colheita no norte do estado de Mato Grosso**. Navus - revista de gestão e tecnologia. 2015

PALMIERI, Antônio Carlos. **Manual de Hidráulica Básica**. 10. ed. Porto Alegre: Pallotti, 1997.

PARKER. **Catálogo de 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)>. Acessado em: 03 nov. 2019.

PARKER. **Cilindros hidráulicos**. 2005. Disponível em:< [https://www.parker.com/parkerimages/br/download/hydraulics/pdf/hy\\_2017\\_br.pdf](https://www.parker.com/parkerimages/br/download/hydraulics/pdf/hy_2017_br.pdf)>. Acessado em: 03 nov. 2019.

PIRACICABA ELETRODIESEL. **Bomba de engrenagem bidirecional VH-ISSO-30**. 2019. Disponível em:< <https://www.piracicabaeletrodiesel.com.br/pdf/vh-iso-30.pdf>>. Acesso em: 02 nov. 2019.

PIRACICABA ELETRODIESEL. **Motor hidráulico orbital VOMM**. 2019. Disponível em:< <https://www.piracicabaeletrodiesel.com.br/pdf/VOMM-Edicao-001-03-2019.pdf>>. Acesso em: 02 nov. 2019.

PIRACICABA ELETRODIESEL. **Motor hidráulico orbital VOMP**. 2019. Disponível em:< <https://www.piracicabaeletrodiesel.com.br/pdf/VOMP-Edicao-001-03-2019.pdf>>. Acesso em: 02 nov. 2019.

PRODANOV, Cleber. **Metodologia do trabalho científico: Métodos e técnicas da pesquisa e do trabalho acadêmico**. 2º Ed. Novo Hamburgo, 2013.

RICHARDSON, R. J. **Pesquisa social: métodos e técnicas**. São Paulo: Editora Atlas, 1999.

SILVA, et al. **Secagem e armazenagem de produtos agrícolas**. 2º Ed. Viçosa:Mg, 2008.

VOLKSPAGE. **Variable Intake Manifold in VR Engines**.1998. Disponível em:< [http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP\\_212.pdf](http://www.volkspage.net/technik/ssp/ssp/SSP_212.pdf)>. Acesso em: 17 out. 2019.

WEBER, E. A. **Excelência em Beneficiamento e Armazenamento de Grãos**. Canoas: Sales, 2005.

## ANEXO A – PADRÕES COMERCIAIS DE HELICOIDES (1)

	380x76x380 D. ROSCA TRANSP.	6,3X150	R\$ 104,48	R\$ 97,36	R\$ 92,12
	380x102x380 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	6,35X142	R\$ 261,60	R\$ 243,76	R\$ 230,66
20.01.02.0862	390x89x390 D. ROSCA TRANSP.	5,50X150	R\$ 95,75	R\$ 89,22	R\$ 84,43
20.01.01.0306	390x89x390 E. ROSCA TRANSP.	5,50X150	R\$ 95,75	R\$ 89,22	R\$ 84,43
20.01.02.1186	400x101x400 D ROSCA TRANSP.	5,50X150	R\$ 101,67	R\$ 94,73	R\$ 89,64
	400x101x400 D ROSCA TRANSP.BORO	5,50X150	R\$ 245,33	R\$ 228,61	R\$ 216,32
20.01.02.0870	400x114x400 D. ROSCA TRANSP.	5,50X142	R\$ 102,19	R\$ 95,22	R\$ 90,10
20.01.01.0309	400x114x400 E. ROSCA TRANSP.	5,50X142	R\$ 102,19	R\$ 95,22	R\$ 90,10
20.01.01.1375	400x76x350 E ROSCA TRANSP.	5,50x160	R\$ 104,00	R\$ 96,91	R\$ 91,70
20.01.02.1449	400x76x400 D ROSCA TRANSP.	5,50x160	R\$ 100,80	R\$ 93,93	R\$ 88,88
20.04.12.0572	400x76x400 D ROSCA TRANSP. TEMP. BORO	5,50x160	R\$ 242,95	R\$ 226,39	R\$ 214,22
20.01.02.2528	400x89x400 D ROSCA TRANSP.	5,50X155	R\$ 101,23	R\$ 94,33	R\$ 89,26
	400x89x400 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X155	R\$ 244,14	R\$ 227,50	R\$ 215,27
20.04.12.0164	400x89x400 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	5,50X155	R\$ 376,94	R\$ 351,24	R\$ 332,36
	400x203x400 ROSCA TRANSP	4,25X98	R\$ 81,28	R\$ 75,74	R\$ 71,67
20.01.02.0950	405x152x405 D. ROSCA TRANSP	4,25X127	R\$ 84,65	R\$ 78,88	R\$ 74,64
20.01.01.0314	405x152x405 E. ROSCA TRANSP.	4,25X127	R\$ 84,65	R\$ 78,88	R\$ 74,64
	405x152x405 E. ROSCA TRANSP.BORO	5,50X127	R\$ 251,05	R\$ 233,93	R\$ 221,35
	442x141x580 ROSCA TRANSP.	4,75X150	R\$ 90,00	R\$ 83,87	R\$ 79,36
20.01.01.1243	450x101x450 E ROSCA TRANSP.	5,50X173	R\$ 111,43	R\$ 103,83	R\$ 98,25
	450x101x450 E ROSCA TRANSP. TEMP CARBO	5,50X173	R\$ 421,67	R\$ 392,92	R\$ 371,80
20.03.02.0068	450x76x400 D ROSCA TRANSP. SOBREPOSTA	4,25x32+5,5x155	R\$ 160,67	R\$ 149,71	R\$ 141,67
20.01.02.2355	450x89x450 D ROSCA TRANSP.	5.50X180	R\$ 128,04	R\$ 119,31	R\$ 112,89
	450x89x450 E ROSCA TRANSP. TEMP. CARBO	5.50X180	R\$ 435,35	R\$ 405,67	R\$ 383,86
	450x114x450 E ROSCA TRANSP. TEMP. CARBO	5.50X170	R\$ 442,94	R\$ 412,74	R\$ 390,55
20.01.02.0891	452x152x452 D. ROSCA TRANSP.	5,50X150	R\$ 130,63	R\$ 121,72	R\$ 115,18
	460x101x360 E ROSCA TRANSP. TEMP. BORO	5.50X180	R\$ 491,29	R\$ 457,79	R\$ 433,18
	465x152x500 ROSCA TRANSP.	5,50X155	R\$ 129,77	R\$ 120,92	R\$ 114,42
	480x300x420 ROSCA TRANSP.	4,25x90	R\$ 110,59	R\$ 103,05	R\$ 97,51
	490x338x315 ROSCA TRANSP.	4,25x70	R\$ 152,23	R\$ 141,85	R\$ 134,22
20.03.02.0019	500x101x400 D ROSCA TRANSP. SOBREPOSTA	5,50X150+4,25X49	R\$ 176,22	R\$ 164,20	R\$ 155,38
20.03.02.0020	500x101x500 D ROSCA TRANSP. SOBREPOSTA	5,50X150+4,25X49	R\$ 168,44	R\$ 156,96	R\$ 148,52
20.03.01.0021	500x101x500 E ROSCA TRANSP. SOBREPOSTA	5,50X150+4,25X49	R\$ 168,44	R\$ 156,96	R\$ 148,52
20.01.02.0361	500x300x500 D. ROSCA PLATAFORMA	4,25X100	R\$ 108,00	R\$ 100,63	R\$ 95,22
20.01.01.0039	500x300x500 E. ROSCA PLATAFORMA	4,25X100	R\$ 108,00	R\$ 100,63	R\$ 95,22
20.03.02.0030	500x89x400 D ROSCA TRANSP. SOBREPOSTA	5.50X155+4,25x49	R\$ 174,49	R\$ 162,59	R\$ 153,85
	500x89x500 D ROSCA TRANSP. SOBREP. CARBO	5.50X155+4,25x49	R\$ 510,88	R\$ 476,05	R\$ 450,46
	500x89x500 D ROSCA TRANSP. SOBREP. BORO	5.50X155+5,5x49	R\$ 315,90	R\$ 294,36	R\$ 278,54
	520x250x520 ROSCA PLATAFORMA	4,25x135	R\$ 118,36	R\$ 110,29	R\$ 104,36
	550x350x430 E. ROSCA PLATAFORMA	5,5x100	R\$ 154,82	R\$ 144,26	R\$ 136,51
20.01.02.0368	580x380x520 D ROSCA PLATAFORMA	4,25x100	R\$ 120,26	R\$ 112,06	R\$ 106,04
20.01.01.0044	580x380x520 E. ROSCA PLATAFORMA	4,25x100	R\$ 120,26	R\$ 112,06	R\$ 106,04
	600x102x600 D ROSCA TRANSP. SOBREPOSTA	5.50X180+5,50x68	R\$ 188,31	R\$ 175,47	R\$ 166,04
	600x102x600 ROSCA TRANSP. SOBREP. BORO	5.50X180+5,5x68	R\$ 370,66	R\$ 345,39	R\$ 326,82
	669x409x520 E. ROSCA PLATAFORMA	6,3x127	R\$ 207,52	R\$ 193,37	R\$ 182,97
	790x590x1225	5,5	R\$ 118,53	R\$ 110,45	R\$ 104,51

Fonte: Cotação, 2019, p 4

## ANEXO B – PADRÕES COMERCIAIS DE HELICOIDES (2)

20.01.02.0647	220x42x220 D. ROSCA TRANSP.	5,50x88	R\$ 58,52	R\$ 54,53	R\$ 51,60
20.01.02.0649	220x48x220 D ROSCA TRANSP.	4,25x85	R\$ 48,59	R\$ 45,27	R\$ 42,84
20.04.12.0094	220x48x220 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X85	R\$ 137,37	R\$ 128,00	R\$ 121,12
20.04.12.0616	220x48x220 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25x85	R\$ 140,29	R\$ 130,73	R\$ 123,70
20.01.02.0955	220x60x220 D ROSCA TRANSP.	4,25x80	R\$ 48,93	R\$ 45,60	R\$ 43,14
20.04.12.0273	220x60x220 D ROSCA TRANSP TEM. BORO	5,50X80	R\$ 138,56	R\$ 129,11	R\$ 122,17
20.04.12.0229	220x60x220 D ROSCA TRANSP TEM. BORO	6,30X81	R\$ 156,65	R\$ 145,97	R\$ 138,12
20.04.12.0096	220x60x220 D ROSCA TRANSP. TEMP.	4,25x80	R\$ 141,56	R\$ 131,91	R\$ 124,81
20.01.02.2308	220x101x220 D ROSCA TRANSP.	4,25x60	R\$ 48,67	R\$ 45,35	R\$ 42,92
	225x63,5x225 D ROSCA TRANSP.	5,5x80	R\$ 60,34	R\$ 56,22	R\$ 53,20
	225x63,5x225 D ROSCA TRANSP.	6,3x80	R\$ 68,72	R\$ 64,03	R\$ 60,59
20.01.02.0667	228x48x228 D. ROSCA TRANSP.	4,25x88	R\$ 49,80	R\$ 46,40	R\$ 43,91
20.04.12.0098	228x48x228 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X88	R\$ 141,65	R\$ 131,99	R\$ 124,90
	228x48x228 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25x88	R\$ 144,71	R\$ 134,85	R\$ 127,60
20.01.02.0671	230x60x230 E ROSCA TRANSP.	4,25x85	R\$ 50,49	R\$ 47,05	R\$ 44,52
20.01.12.0012	230x60x230 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X84	R\$ 144,03	R\$ 134,21	R\$ 127,00
20.04.12.0103	230x60x230 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25x85	R\$ 147,24	R\$ 137,20	R\$ 129,82
20.01.02.0678	230x76x230 D ROSCA TRANSP.	4,25x75	R\$ 50,83	R\$ 47,37	R\$ 44,82
20.04.12.0105	230x76x230 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X75	R\$ 145,22	R\$ 135,32	R\$ 128,05
	230x76x230 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25x75	R\$ 148,50	R\$ 138,38	R\$ 130,94
	238x48x170 ROSCA TRANSP.	4,25X95	R\$ 56,10	R\$ 52,28	R\$ 49,47
	240x76x240 D ROSCA TRANSP.	4,25X80	R\$ 52,39	R\$ 48,82	R\$ 46,19
20.04.12.0111	240x76x240 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X80	R\$ 150,70	R\$ 140,42	R\$ 132,87
	240x202x180 D ROSCA TRANSP.	4,25X18	R\$ 37,10	R\$ 34,57	R\$ 32,71
	240x76x240 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25X80	R\$ 154,18	R\$ 143,67	R\$ 135,95
20.01.02.0725	246x76x250 D ROSCA TRANSP.	4,25x85	R\$ 52,99	R\$ 49,38	R\$ 46,73
20.01.02.0707	250x48x250 D ROSCA TRANSP.	4,25x100	R\$ 53,08	R\$ 49,46	R\$ 46,80
20.04.12.0112	250x48x250 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X100	R\$ 153,56	R\$ 143,09	R\$ 135,39
20.04.12.0382	250x48x250 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25x100	R\$ 156,71	R\$ 146,02	R\$ 138,17
	250x60x200 E ROSCA TRANSP.	5,5x95	R\$ 70,01	R\$ 65,24	R\$ 61,73
20.01.02.0715	250x60x250 E ROSCA TRANSP.	4,25x95	R\$ 53,42	R\$ 49,78	R\$ 47,11
20.04.12.0114	250x60x250 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X95	R\$ 154,75	R\$ 144,20	R\$ 136,44
20.01.12.0013	250x60x250 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	5,50X95	R\$ 200,59	R\$ 186,91	R\$ 176,86
20.01.12.0038	250x60x250 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25x95	R\$ 157,97	R\$ 147,20	R\$ 139,29
20.01.02.3225	250x76x250 D ROSCA TRANSP.	4,25X85	R\$ 53,86	R\$ 50,18	R\$ 47,49
20.04.12.0561	250x76x250 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X87	R\$ 156,18	R\$ 145,53	R\$ 137,70
20.04.12.0353	250x76x250 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25X85	R\$ 159,55	R\$ 148,67	R\$ 140,68
20.01.01.0237	250x89x250 E ROSCA TRANSP.	4,25X80	R\$ 54,03	R\$ 50,35	R\$ 47,64
20.04.11.0120	250x89x250 E ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X80	R\$ 156,65	R\$ 145,97	R\$ 138,12
	250x89x250 E ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25X80	R\$ 160,18	R\$ 149,26	R\$ 141,23
	250x101x200 D. ROSCA TRANSP.	4,25x75	R\$ 60,34	R\$ 56,22	R\$ 53,20
	254x48x195 E ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	8,00X101	R\$ 319,40	R\$ 297,63	R\$ 281,62
20.01.02.0736	260x60.3x260 D. ROSCA TRANSP.	4,25x100	R\$ 54,98	R\$ 51,23	R\$ 48,48
20.04.12.0121	260x60x260 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X100	R\$ 159,98	R\$ 149,08	R\$ 141,06
20.04.12.0652	260x60x260 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	7,50X100	R\$ 213,08	R\$ 198,55	R\$ 187,88
20.04.12.0430	260x60x260 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25x100	R\$ 163,65	R\$ 152,50	R\$ 144,30
	260x60.3x260 D. ROSCA TRANSP.	6,35x100	R\$ 75,20	R\$ 70,07	R\$ 66,30
20.01.01.0242	260x89x260 E. ROSCA TRANSP.	4,25X85	R\$ 55,67	R\$ 51,88	R\$ 49,09
20.04.12.0261	260x89x260 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X85	R\$ 162,37	R\$ 151,30	R\$ 143,16
	260x89x260 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25X85	R\$ 166,18	R\$ 154,85	R\$ 146,52
20.01.02.0742	270x60x270 D ROSCA TRANSP.	4,25x105	R\$ 56,45	R\$ 52,60	R\$ 49,77
20.04.12.0124	270x60x270 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X105	R\$ 165,46	R\$ 154,18	R\$ 145,89
20.04.12.0631	270x60x270 D ROSCA TRANSP. TEMP.CARBO	4,25x105	R\$ 169,02	R\$ 157,50	R\$ 149,03
	280x48x220 D ROSCA TRANSP.	4,75x114	R\$ 66,12	R\$ 61,62	R\$ 58,30
20.01.02.3259	280x60.3x280 D ROSCA TRANSP.	4,25x110	R\$ 58,00	R\$ 54,05	R\$ 51,14
20.04.12.0658	280x60x280 D ROSCA TRANSP. TEMP.BORO	5,50X110	R\$ 170,70	R\$ 159,06	R\$ 150,51

Fonte: Cotação, 2019, p 4

## ANEXO C – DADOS TÉCNICOS MOTORES HIDRÁULICOS (1)

### INFORMAÇÕES TÉCNICAS

Dados técnicos para os motores VOMP com os eixos 25mm e 1" (25,4mm), estriado 6 dentes (1") e eixo cônico de 28.56mm.

Tipo	VOMP 36	VOMP 50	VOMP 80	VOMP 100	VOMP 125	VOMP 160	VOMP 200	VOMP 250	VOMP 315	VOMP 400	VOMP 500
Deslocamento (cm <sup>3</sup> /rev.)	36	51.7	77.7	96.2	120.2	157.2	194.5	240.3	314.5	389.5	486.5
	continua	1500	1150	770	615	490	383	250	192	155	120
Velocidade máxima (rpm)	intermitente	1650	1450	960	770	615	475	310	240	190	150
	continua	55	100	146	182	236	302	360	375	360	385
Torque máximo (N•m)	intermitente	76	128	186	227	290	370	440	460	555	560
	pico	96	148	218	264	360	434	540	550	650	680
Potência máxima (kW)	continua	8.0	10.0	10.0	11.0	10.0	10.0	8.5	7.0	6.0	5.0
	intermitente	11.5	12.0	12.0	13.0	12.0	12.0	10.5	8.5	7.0	6.0
Pressão máxima (MPa)	continua	12.5	14	14	14	14	14	11	9	7	6
	intermitente	16.5	17.5	17.5	17.5	17.5	17.5	14	14	10.5	9
Vazão máxima (L/min)	pico	22.5	22.5	22.5	22.5	22.5	22.5	18	16	14	12
	continua	55	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Peso (kg)	intermitente	60	75	75	75	75	75	75	75	75	75
		5.6	5.6	5.7	5.9	6.0	6.2	6.4	6.7	6.9	7.4

**Pressão contínua:** valor máximo de operação do motor continuamente.

**Pressão intermitente:** valor máximo de operação do motor durante 6 segundos por minuto.

**Pressão de pico:** valor máximo de operação durante 0,6 segundos por minuto.

## ANEXO D – DADOS TÉCNICOS MOTORES HIDRÁULICOS (2)

## INFORMAÇÕES TÉCNICAS

Tipo	VOMM 8	VOMM 12.5	VOMM 20	VOMM 32	VOMM 40	VOMM 50
Deslocamento (cm <sup>3</sup> /rev.)	8.2	12.9	19.9	31.6	39.8	50.3
Velocidade máxima (rpm)	continua	1550	1000	630	500	400
	intermitente	1940	1250	800	630	500
Torque máximo (N·m)	continua	16	25	40	45	46
	intermitente	23	35	57	70	88
	pico	33	51	64	82	100
Potência máxima (kW)	continua	2.4	2.4	2.4	2.2	1.8
	intermitente	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2
Pressão máxima (MPa)	continua	10	10	10	9	7
	intermitente	14	14	14	14	14
	pico	20	20	20	16	16
Vazão máxima (L/min)	continua	16	20	20	20	20
	intermitente	20	25	25	25	25
Peso (kg)	1.9	2	2.1	2.2	2.3	2.4

Tipo	Pressão máxima de entrada	
VOMM8-50	continua	17.5
	intermitente	22.5

**Pressão contínua:** valor máximo de operação do motor continuamente.

**Pressão intermitente:** valor máximo de operação do motor durante 6 segundos por minuto.

**Pressão de pico:** valor máximo de operação durante 0.6 segundos por minuto.

**VISTA HYDRAULICS** Todos os direitos reservados **1 de 8**

## ANEXO E – DADOS TÉCNICOS BOMBAS HIDRÁULICAS

**Dados técnicos**

Código	ISO-30-17	ISO-30-27	ISO-30-34	ISO-30-43	ISO-30-51	ISO-30-61	ISO-30-82	ISO-30-100	ISO-30-125
Deslocamento (cm <sup>3</sup> /rev)	17,2	27,3	33,8	43,8	51,73	61,95	82,13	102,5	127,5
Dimensões a (mm)	124,5	129,5	130,5	135,5	135,5	142	145	160	164
Dimensões b (mm)	171,5	177,5	182,5	188,5	193,5	201,5	212,5	225,5	241,5
Entrada (sucção)	G 1/2"	G 1/2"	G 3/4"	G 3/4"	G 3/4"	G 1"	G 1 1/4"	G 1 1/4"	G 1 1/4"
Saída (pressão)	G 1/2"	G 1/2"	G 3/4"	G 3/4"	G 3/4"	G 1"	G 1 1/4"	G 1 1/4"	G 1 1/4"
Peso (kg)	11	11,5	12	12,5	13	13,5	14,5	14,5	17,5
Pressão máx. contínua (bar)	300	290	285	280	230	225	200	200	170
Pressão máx. intermitente (bar)(20s máx.)	310	300	295	290	260	240	210	210	190
Pressão de pico (6s máx.)	320	310	305	300	280	260	220	220	200
Rotação máxima contínua	2600	2600	2300	2100	2100	2000	1700	1700	1600
Rotação máxima intermitente	3000	3000	2900	2600	2600	2100	1900	1900	1900
Rotação mínima	300	300	300	300	300	300	300	300	300

Fonte: Piracicaba Eletrodiesel, 2019, p. 2

## ANEXO F – DADOS TÉCNICOS MANGUEIRAS HIDRÁULICAS



### LINHA HIDRÁULICA

**39**



**M3K**



**M3K-MTF**



**M3K-XTF**



**M3K-MTF**

**Port**

**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.

XtraTuff™ é até 25 vezes mais resistente à abrasão que uma mangueira convencional quando ensaiada conforme a norma ISO 6945.

MegaTuff® é até 300 vezes mais resistente à abrasão que uma mangueira convencional quando ensaiada conforme a norma ISO 6945.

**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:** de -40°C à +100°C para óleo.

**Terminais:** Prensáveis MegaCrimp®

**Excede SAE 100R17**

**Tubo Interno:** Goma sintética NBR..

**Reforço:** Um trançado de hilo de acero en los diámetros 1/4", 3/8" y 1/2" y dos tranzados em los diámetros 5/8", 3/4" y 1".

**Cubierta:** Goma sintética NBR modificada.

XtraTuff™ es 25 veces más resistente a la abrasión que la cubierta estándar de la manguera M3K, según la norma ISO 6945, así como una resistencia excelente al ozono y a la intemperie.

MegaTuff® es 300 veces más resistente a la abrasión que la cubierta estándar de la manguera M3K, según la norma ISO 6945, así como una resistencia excelente al ozono y a la intemperie.

**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 Operação:** de -40°C a +100°C para aceite.

**Conexiones:** Prensables MegaCrimp®

Convencional	Descrições   Descripción		Psi	mm	Kg/cm²	Psi	Kg/cm²	mm	Peso	
	XtraTuff™	MegaTuff®								mm
3M3K	3M3K-XTF	-	3/16"	10,9	3.250	228	13.000	910	33	0,15
4M3K	4M3K-XTF	4M3K-MTF	1/4"	12,2	3.250	228	13.000	910	38	0,18
5M3K	5M3K-XTF	-	5/16"	15,2	3.250	228	13.000	910	46	0,28
6M3K	6M3K-XTF	6M3K-MTF	3/8"	16,0	3.250	228	13.000	910	51	0,30
8M3K	8M3K-XTF	8M3K-MTF	1/2"	20,3	3.250	228	13.000	910	71	0,45
10M3K	10M3K-XTF	10M3K-MTF	5/8"	25,1	3.250	228	13.000	910	76	0,80
12M3K	12M3K-XTF	12M3K-MTF	3/4"	29,2	3.250	228	13.000	910	97	0,98
16M3K	16M3K-XTF	16M3K-MTF	1"	37,6	3.250	228	13.000	910	114	1,55

**Nota:** Consulte também a mangueira M3KT para temperaturas de até 121°C. / **Nota:** Consulte también la manguera M3KT para altas temperaturas hasta 121°C.

## ANEXO G – TABELA DE COMPRIMENTO DE ACESSÓRIOS

Diâmetro		Cotovelo 90° R. Longo	Cotovelo 90° R. Médio	Cotovelo 90° R. Curto	Cotovelo 45°	Curva 90° R. Longo	Curva 90° R. Curto	Curva 45°
Cm	Pol.							
<b>Comprimento equivalente - L<sub>2</sub> (Cm)</b>								
0,32	1/8	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01	10,01
0,64	1/4	19,99	20,24	30,00	10,01	10,01	19,99	10,01
0,95	3/8	19,99	30,00	40,01	19,99	19,99	19,99	19,99
1,27	1/2	30,00	40,01	50,01	19,99	19,99	30,00	19,99
1,59	5/8	30,00	50,01	59,99	19,99	19,99	30,00	19,99
1,91	3/4	40,01	59,99	70,00	30,00	30,00	40,01	19,99
2,22	7/8	40,01	59,99	70,00	30,00	30,00	40,01	40,01
2,54	1	50,01	70,00	80,01	40,01	30,00	50,01	19,99
2,86	1.1/8	60,02	80,01	100,00	50,01	40,01	59,99	30,00
3,18	1.1/4	70,00	89,99	110,01	50,01	40,01	59,99	30,00
3,49	1.3/8	80,01	100,00	119,99	59,99	50,01	69,85	30,00
3,81	1.1/2	88,58	110,01	181,18	59,99	50,01	69,85	30,00
4,13	1.5/8	100,00	119,99	140,00	70,00	50,01	80,01	30,00
4,45	1.3/4	108,28	130,00	150,01	70,00	59,99	80,01	40,01
4,76	1.7/8	110,01	130,00	159,99	83,16	59,99	89,99	40,01
5,08	2	108,28	140,00	170,00	83,16	59,99	84,91	40,01
0,32	1/8	10,01	30,00	30,00	10,01	80,01	70,00	89,99
0,64	1/4	10,01	50,01	50,01	10,01	240,00	130,00	180,01
0,95	3/8	19,99	80,01	80,01	10,01	370,00	200,00	270,00
1,27	1/2	30,00	100,00	100,00	10,01	489,99	259,99	359,99
1,59	5/8	30,00	119,99	119,99	10,01	580,01	310,01	459,99
1,91	3/4	40,01	140,00	140,00	10,01	670,00	436,19	559,99

Diâmetro		Tê de Passagem Direta	Tê de Saída Lado	Tê de Saída Bilateral	Registro de Gaveta	Registro de Globo	Registro de Ângulo	Válvula de Pé e Crivo
Cm	Pol.							
<b>Comprimento equivalente - L<sub>2</sub> (Cm)</b>								
2,22	7/8	40,01	152,97	150,01	10,01	740,00	410,01	640,00
2,54	1	50,01	170,00	170,00	23,14	819,48	459,99	730,00
2,86	1.1/8	60,02	200,00	200,00	23,14	980,01	559,99	870,00
3,18	1.1/4	70,00	230,00	230,00	23,14	1130,00	559,99	1000,00
3,49	1.3/8	80,01	270,15	270,15	30,00	1240,00	670,00	1080,01
3,81	1.1/2	89,99	280,01	280,01	30,00	1340,00	719,99	1159,99
4,13	1.5/8	100,00	300,00	300,00	30,00	1440,00	759,99	1219,99
4,45	1.3/4	100,00	319,99	319,99	40,01	1540,00	810,01	1250,14
4,76	1.7/8	110,01	330,00	330,00	40,01	1640,00	850,01	1300,00
5,08	2	110,01	350,01	350,01	40,01	1740,00	930,00	1300,00

Fonte: Fialho, 2011, p 86-87

## ANEXO H – DADOS TÉCNICOS COMANDO HIDRÁULICO

Características Técnicas	
Vazão Máxima	60 L/min
Pressão Máxima	300 BAR
Estações de Trabalho	1 a 5
Acionamentos Disponíveis	Controle manual, controle remoto flexível, duplo comando, controle pneumático
Fluido Recomendado	ISO VG68

**TIPO MONOBLOCO - CMM 60**



## ANEXO I – DADOS TÉCNICOS CILINDRO HIDRÁULICO (1)

Catálogo HY-2017 BR  
**Informações Técnicas**

Cilindro Hidráulico  
**Série 2H**

 Cilindros com prazo de entrega de até 5 dias úteis.

### Cilindro Hidráulico Série 2H

#### Características técnicas

<b>Dimensões de montagem</b>	Cilindro de acordo com a Norma NFPA e ANSI B93-15-1981
<b>Pressão máxima de trabalho</b>	Veja tabela página 14
<b>Temperatura de trabalho</b>	Standard: -10°C a + 80°C Fluorelastômero (Viton®): -10°C a + 180°C
<b>Diâmetros dos cilindros</b>	38,1 mm (1 1/2") a 152,4 mm (6")
<b>Diâmetros das hastes</b>	15,9 mm (5/8") a 101,6 mm (4")
<b>Tipos de montagens</b>	15 disponíveis
<b>Sistemas de amortecimento</b>	Opcionais em qualquer extremidade ou em ambas
<b>Extremidade da haste</b>	3 estilos disponíveis com rosca em mm e pol. (tipos especiais sob encomenda)
<b>Fluido</b>	Óleo hidráulico mineral



#### Cursos padronizados - total de 15 cursos

25, 50, 75, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, 450, 500, 750 e 1000.

Fonte: Parker, 2017, p 4

#### 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.

Fonte: Parker, 2017, p 14

## ANEXO J – DADOS TÉCNICOS ÓLEO HIDRÁULICO

# Mobil® Hidráulico 68

## Óleo Mineral ISO 68 para Sistemas Hidráulicos

### Descrição do Produto

Óleo hidráulico mineral para aplicação industrial e automotiva.  
Apresenta boa resistência à oxidação, corrosão e à formação de espuma.

### Propriedades

- Boa resistência à oxidação e corrosão.
- Boa resistência à formação de espuma.
- Capacidade de suportar cargas.
- Mantém a pressão constante, mesmo quando contaminado com água.

### Aplicação

- Sistemas hidráulicos operando em condições de baixa severidade.

Características Típicas	Método	Resultados
ISO VG		68
Viscosidade		
cSt @ 40°C	ASTM D 445	61,2/74,8
cSt @ 100°C, típ.	ASTM D 445	8,1
Índice de Viscosidade, mín.	ASTM D 2270	90
Ponto de Fulgor (°C), mín.	ASTM D 92	204
Ponto de Mínima Fluidez, °C, máx.	ASTM D 97	-3
Cor, máx.	ASTM D 1500	4
Densidade (20°C), típ.	ASTM D 4052	0,8780

Fonte: Mobil, 2011, p 1

## ANEXO K – DADOS TÉCNICOS FILTRO HIDRÁULICO

### Especificações: CF2, RF2, IL2

#### Valores de Pressão:

Máxima Pressão de Operação:  
200 psi (13.8 bar)  
Projeto do Fator de Segurança: 2:1  
Valor de Pressão de Fadiga: 150 psi (10.3 bar)

**Valor de Resistência à Explosão do Elemento:**  
70 psid (4.8 bar)

#### Materiais do Filtro:

Cabeçote, Tampa, Flanges: alumínio fundido  
Carcaça: Aço

#### Temperaturas de Operação:

Buna: -40°C a 107°C      Viton: -26°C a 135°C

#### Peso (aproximado):

Simples: 9,1 Kg      Duplo: 11,3 Kg

#### Indicadores:

Visual (opcional)  
Elétrico (opcional) 15 A @ 250VAC / .5A@125 VDC  
Elétrico (Opção "D") 5 A @ 250 VAC / 3 A@28VDC

#### Codificação de Cores:

Branco (normalmente fechado)  
Vermelho (normalmente aberto)  
Preto (comum)

Fonte: Parker, 2002, p 64

### Filtros de Baixa Pressão

Série Moduflow™

#### 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
	IL2	1	10Q	MP	35	Y9Y9	1

Quadro 1: Vedação		Quadro 5: Indicadores (Vide Nota A)		Quadro 7: Opções de Portas		
Símbolo	Descrição	Símbolo	Descrição	Modelo do Filtro	Entrada Simb./Descrição	Saída Simb./Descrição
Nada	Buna N (Nitrilica)	E	Indicador elétrico, sem visual	CF2	Y9 2" Face do flange	Y9 2" Face do flange
		V	Indicador visual	RF2	Y9 2" Face do flange	99 2" Sem encaixe
		Nota: (Primeira letra do código indicador = lado esquerdo do cabeçote do filtro ao olhar para dentro da entrada da carcaça para baixo; segunda letra = lado direito do cabeçote do filtro ao olhar para dentro da entrada com carcaça para baixo).		IL2	Y9 2" Face do flange	Y9 2" Sem encaixe
				DIL2	Y9 2" Face do flange	Y9 2" Face do flange
1) O primeiro par de símbolos significa a entrada para todos os estilos de filtros; o segundo par de símbolos significa saída.						
2) Quatro símbolos são necessários: dois para entrada, dois para saída.						
3) Portas não usadas em filtros CF2 e RF2 vêm tampadas com um flange vazio.						
4) Em CF2, a opção F8 inclui a montagem com barra interna.						
Quadro 2: Montagem Básica		Quadro 6: Ajuste do Indicador & Bypass		Quadro 8: Modificações		
Símbolo	Descrição	Símbolo	Ajuste da Pressão	Símbolo	Descrição	
CF2	Filtro de sucção, entrada na base; saída ao lado	3	3 psid	1	Nenhum	
RF2	Filtro de linha de retorno, entrada ao lado; saída na base	35	35 psid			
IL2	Filtro em linha					
DIL2	Em linha duplex					
Nota: Adicionar "V" antes de "2" para modificação HWCF.						
Quadro 3: Comprimento		Quadro 4: Constituinte do Filtro				
Símbolo	Descrição	Símbolo	Descrição			
1	Elemento Simples	40W	40-micron malha de fios			
2	Elemento Duplo	10C	10-micron celulose			
		02Q*	Microglass III			
		05Q*	Microglass III			
		10Q*	Microglass III			
		WR	Remoção da água			
			* Não disponível para modelo CF2			

Fonte: Parker, 2002, p 32

## ANEXO L – DADOS TÉCNICOS MANGUEIRA HIDRÁULICA LOL PLUS



## LOL PLUS

Port

**Tubo Interno:** Borracha sintética NBR.**Reforço:** Um trançado de fios sintéticos.**Cobertura:** Borracha sintética CR.**Aplicação:** Circuitos de baixa pressão, com óleo a base de petróleo, água e soluções anticongelantes e ar.**Temperatura de Operação:**

de -40°C a +100°C para óleo.

de -40°C a +71°C para água e ar.

**Terminais:** LOC.

Esp

**Tubo Interno:** Goma sintética NBR.**Reforzo:** Un trenzado de hilos sintéticos.**Cubierta:** Goma sintética CR.**Aplicación:** Circuitos de baja presión, con aceite a base de petróleo, agua y soluciones anticongelantes y aire.**Temperatura de Operación:**

de -40°C a +100°C para aceite.

de -40°C a +71°C para agua y aire.

**Conexiones:** LOC.

Descrições   Descripción	Pol	mm	Psi	Kg/cm <sup>2</sup>	Psi	Kg/cm <sup>2</sup>	mm	Peso
3LOLA	3/16	10,4	300	20	1200	80	76	0,10
4LOLA	1/4	11,9	300	20	1200	80	76	0,13
5LOLA	5/16	14,0	300	20	1200	80	76	0,15
6LOLA	3/8	16,0	300	20	1200	80	76	0,16
8LOLA	1/2	19,6	300	20	1200	80	127	0,25
10LOLA	5/8	23,9	300	20	1200	80	152	0,30
12LOLA	3/4	26,9	300	20	1200	80	178	0,42
16LOLA	1	33,0	300	20	1200	80	229	2,24

**Nota:** Não recomendada para circuitos hidráulicos sujeitos a picos de pressão.**Nota:** No recomendada para circuitos hidráulicos sujeitos a picos de alta presión.

## ANEXO M – DADOS TÉCNICOS MANGUEIRA HIDRÁULICA MULTI MASTER



Port

**Tubo Interno:** Borracha sintética NBR.

**Reforço:** Trançado de fios sintéticos com arame helicoidal para evitar colapso do tubo interno quando sujeito a sucção.

**Cobertura:** Borracha sintética CR corrugada.

**Aplicação:** Linhas de sucção de baixa pressão, com óleo hidráulico a base de petróleo, água e soluções anticongelantes. Atende ou excede aos requisitos da norma SAE 100R4.

**Temperatura de Operação:** de -40°C à +135°C (exceto para combustíveis e líquidos refrigerantes) de -40°C à +49°C para combustíveis de -40°C à +100°C para líquidos refrigerantes (J20R5)

**Terminais:** Prensáveis MegaCrimp® até 1.1/4" e GSP™ para 1.1/2" e 2"

Esp

**Tubo Interno:** Goma sintética NBR.

**Reforço:** Trezados de hilos sintéticos com una espiral de alambre de acero helicoidal para evitar el emplazamiento de la manguera cuando sujeto a succión.

**Cubierta:** Goma sintética CR corrugada.

**Aplicación:** Líneas de succión de baja presión, com aceite hidráulica a base de petróleo, água y soluciones anticongelantes. Atende o excede a los requerimientos de la norma SAE 100R4.

**Temperatura de Operação:** de -40°C a +135°C (excepto para combustíveis y líquidos refrigerantes) de -40°C à +49°C para combustíveis de -40°C à +100°C para líquidos refrigerantes (J20R5)

**Conexiones:** Prensables MegaCrimp® hasta 1.1/4 y GSP™ para 1.1/2 y 2"

Descrições   Descrição	Pol	mm	Psi	Kg/cm <sup>2</sup>	Psi	Kg/cm <sup>2</sup>	Sucção (Vácuo)	mm	Peso
	Pol	mm	Psi	Kg/cm <sup>2</sup>	Psi	Kg/cm <sup>2</sup>	mm Hg	mm	kg
12GMV	3/4"	30,5	350	25	1.400	98	762	20,3	0,60
16GMV	1"	35,8	300	21	1.200	84	762	25,4	0,74
20GMV	1 1/4"	42,2	250	18	1.000	70	762	33,0	0,89
24GMV	1 1/2"	48,3	160	11	640	45	762	38,1	1,04
32GMV	2"	60,7	150	11	600	42	762	50,8	1,34
40GMV	2 1/2"	74,7	150	11	600	42	762	63,5	1,79
48GMV	3"	87,4	150	11	600	42	762	76,2	2,23
56GMV	4"	113,8	150	11	600	42	762	101,6	3,42
64GMV	6"	166,4	150	11	600	42	762	152,4	5,95