

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MATO GROSSO  
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE SINOP  
INSTITUTO DE CIÊNCIAS AGRÁRIAS E AMBIENTAIS  
ENGENHARIA AGRÍCOLA E AMBIENTAL**

**CONCEPÇÃO DE PRENSA HIDRÁULICA PARA  
ANÁLISE DE PNEUS AGRÍCOLAS**

**GELSON LUIZ MICHELON**

**SINOP – MT  
2020**

**GELSON LUIZ MICHELON**

**PROJETO DE PRENSA HIDRÁULICA PARA ANÁLISE DE PNEUS  
AGRÍCOLAS**

**ORIENTADOR: Prof. Dr. THIAGO MARTINS MACHADO**

Trabalho de conclusão de curso apresentado à Universidade Federal de Mato Grosso – UFMT – Campus Universitário de Sinop, como parte das exigências para obtenção do Título de Engenheiro Agrícola e Ambiental.

**SINOP – MT**

**2020**

### **Dados Internacionais de Catalogação na Fonte.**

M623c Michelon, Gelson Luiz.  
Concepção de prensa hidráulica para análise de pneus agrícolas / Gelson Luiz Michelon. -- 2019  
80 f. : il. color. ; 30 cm.

Orientador: Thiago Martins Machado.  
TCC (graduação em Engenharia Agrícola e Ambiental) -  
Universidade Federal de Mato Grosso, Instituto de Ciências  
Agrárias e Ambientais, Sinop, 2019.  
Inclui bibliografia.

1. ensaio de pneumáticos. 2. circunferência de  
rolamento. 3. compactação do solo. I. Título.

Ficha catalográfica elaborada automaticamente de acordo com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

**Permitida a reprodução parcial ou total, desde que citada a fonte.**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MATO GROSSO  
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE SINOP  
INSTITUTO DE CIÊNCIAS AGRÁRIAS E AMBIENTAIS  
CURSO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA E AMBIENTAL  
COMISSÃO DE TRABALHO DE CURSO



## TERMO DE APROVAÇÃO DE TC

TÍTULO DO TRABALHO: **CONCEPÇÃO DE PRENSA HIDRÁULICA PARA ANÁLISE DE PNEUS AGRÍCOLAS**

ACADÊMICO: Gelson Luiz Michelin

ORIENTADOR: Prof. Dr. Thiago Martins Machado

APROVADO PELA COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Dr. Thiago Martins Machado  
Orientador

Prof. Dr. Everton André Pimentel Batelo  
Membro

Prof. Msc. Vinicius José Santos Lopes  
Membro

DATA DA DEFESA: 14 de fevereiro de 2020.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente agradecer a Deus e a Nossa Senhora Aparecida por tudo que aconteceu nessa jornada, pelas dificuldades que foram superadas, pela força que me foi dada, e a vontade de ir até o fim sem desistir.

A minha mãe Zenaide Cossetin Michelin e ao meu pai Odacir José Michelin, pelo apoio incondicional, todo o amor e amizade, pela compreensão, e por toda ajuda que me foi dada para que eu pudesse chegar até aqui.

Ao meu irmão Jeferson José Michelin pela amizade e compreensão, pelo apoio e a confiança.

A minha namorada Jéssica Andrade, pela compreensão, apoio, carinho e todo o esforço feito para me ajudar a concluir com sucesso esse grande passo.

Ao meu orientador Professor Doutor Thiago Martins Machado pela oportunidade que me foi dada, pela amizade, lições passadas e pelo tempo dedicado a ajudar na minha formação.

Aos meus amigos Diohni Schwengber, Eduardo Gustavo, Luis Eduardo e Renan Felipe, por toda a ajuda, troca de experiências e amizade durante essa jornada de aprendizado e companheirismo no laboratório de Agricultura de precisão e Mecanização Agrícola da Universidade Federal de Mato Grosso, Campus Universitário de Sinop (LapMec), e a todas as amizades feitas no decorrer da graduação.

A toda turma do Lapmec, professores e amigos por toda a ajuda, aprendizado e apoio incondicional.

A todos, muito obrigado!

*“Que os vossos esforços desafiem as impossibilidades, lembrai-vos de que as grandes coisas do homem foram conquistadas do que parecia impossível.”*

*Charles Chaplin*

## Sumário

<b>RESUMO</b> .....	13
<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	7
<b>2. OBJETIVOS</b> .....	9
2.1. Objetivo geral .....	9
2.2. Objetivos específicos.....	9
<b>3. REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	10
3.1. Pneus.....	10
3.2. Pneus agrícolas .....	11
3.3. Projeto de Máquinas.....	12
3.4. Estrutura metálica .....	13
3.5. Sistema hidráulico .....	15
3.5.1. Componentes Hidráulicos .....	16
3.6. Sistemas elétricos de força e Automação.....	30
3.7. Componentes de aquisição de dados para análise .....	36
<b>4. MATERIAL E MÉTODOS</b> .....	41
4.1. Planejamento do Projeto .....	41
4.2. Projeto Informacional.....	41
4.3. Projeto Conceitual e Pré-requisitos .....	43
4.4. Projeto preliminar .....	45
4.5. Projeto detalhado .....	46
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÃO</b> .....	47
5.1. Estrutura Metálica .....	47
5.2. Suporte dos Pneumáticos .....	50
5.3. Esteira Picking .....	53
5.4. Circunferência de Rolamento .....	56
5.5. Caixa de Solo .....	57
5.6. Sistema Hidráulico.....	60
5.7. Instrumentação e elétrica .....	65
5.8. Projeto Final.....	68
<b>6. Conclusões</b> .....	72
<b>7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	73
<b>8. ANEXO 1</b> .....	77
8.1. ANEXO 2.....	79

## RESUMO

O estudo dos pneus agrícolas é muito importante no intuito de melhorar o desempenho dos tratores, pensando não somente em eficiência, mas também na compactação do solo e no custo benefício das tecnologias colocadas no mercado, os ensaios feitos nos pneus englobam uma série de fatores e um enorme gasto com aluguel de diferentes tamanhos de tratores, conjuntos completos de pneus para ensaio, grandes áreas para a realização das análises e um gasto energético e de tempo elevados além de haver variáveis, como clima e heterogeneidade no campo de ensaios que reduzem a confiabilidade dos resultados. Dessa maneira, objetivou-se com este trabalho o desenvolvimento de um projeto de prensa hidráulica para análise de pneus de forma a reduzir os custos e o tempo das análises, onde com o software CAD 3D SolidWorks, foi desenvolvida uma estrutura metálica que pudesse atender as diferentes dimensões de pneumáticos agrícolas e suportar uma carga de 20 toneladas, juntamente com um sistema hidráulico capaz de exercer esse carregamento sobre um suporte desenvolvido para acoplar os pneus a serem ensaiados, para uma maior precisão nos resultados as análises serão feitas com uso de sensores instalados de forma a minimizar erros e facilitar os estudos, dentro dos ensaios. A estrutura será capaz de realizar em laboratório sob condições controladas, os ensaios de circunferência de rolamento, análise de compactação de solo em superfície deformada e indeformada, mensurar deformação do flanco lateral do pneu e análise de dano por taludes de plantas pós colheita, sem a necessidade de uso de um trator ou de um jogo completo de pneus, podendo ainda contar com uma confiabilidade maior nos resultados devido as condições homogêneas onde serão feitas as análises.

Palavras-chave: Ensaio de Pneumáticos, circunferência de rolamento, compactação do solo

## ABSTRACT

The study of agricultural tires is very important in the sense of improving the performance of tractors, thinking not only in efficiency, but also in the compaction of the soil and the cost benefit of the technologies placed on the market, the tests carried out on the tires encompass a series of factors and a huge expense with renting different sizes of tractors, complete sets of tires for testing, large areas for carrying out the analyzes and a high energy and time expenditure in addition to variables such as climate and heterogeneity in the testing field that reduce reliability results. Thus, the objective of this work was to develop a hydraulic press project for tire analysis in order to reduce the costs and time of the analysis, where with the 3D SolidWorks CAD software, a metallic structure was developed that could meet the needs of the customers. different dimensions of agricultural tires and withstand a load of 20 tonnes, together with a hydraulic system capable of carrying this load on a support developed to couple the tires to be tested, for greater precision in the results, the analyzes will be made using sensors installed in order to minimize errors and facilitate studies, within the tests. The structure will be able to carry out in the laboratory under controlled conditions, the tests of rolling circumference, analysis of soil compaction on a deformed and undeformed surface, measuring deformation of the lateral flank of the tire and damage analysis by post-harvest plant slopes, without the need to use a tractor or a complete set of tires, and you can also count on greater reliability in the results due to the homogeneous conditions where the analyzes will be made.

Keyword: Tire test, rolling circumference, soil compaction

## 1. INTRODUÇÃO

Os pneus são umas das mais importantes conexões solo/máquina. São eles os responsáveis por transmitir toda a potência mecânica gerada pelo motor em forma de força de tração, dando o movimento para a máquina realizar as operações. Com o avanço dos estudos, ficou mais evidente que a escolha do pneu adequado para as rodas motrizes de um trator agrícola não deve girar em torno apenas de algumas funções como se pensava antigamente, tais como: suportar carga vertical nos eixos, transmitir potência e produzir força de tração. O problema é mais complexo, pois os solos trabalhados apresentam inúmeras diferenças, dificultando o projeto de um pneu que irá se adequar a todas as características, funcionando de forma satisfatória (BARGER *et al.* 1963).

Inicialmente os tratores agrícolas utilizavam como conexão com o solo rodas metálicas com garras. Devido aos danos provocados sobre os caminhos, o recalque em solo desagregado e o desconforto para o operador, tornaram necessária a busca de outras tecnologias para os rodados dos tratores. Os rodados pneumáticos, adaptam-se melhor às irregularidades do terreno, aumentando a capacidade trativa e a comodidade para o operador devido a deformação permitida pelo material. A distribuição correta da lastragem, tanto a líquida quanto por lastros de sólidos, melhora ainda mais o desempenho do rodado no solo.

Apesar de toda evolução tecnológica empregada aos pneus, eles oferecem diversas opções técnicas que nem sempre são aproveitadas, pois nem todos os rodados disponíveis são apropriados para qualquer aplicação. O tamanho, as características técnicas, a pressão de inflação, área de contato, tipo construtivo entre outras características, determinam o comportamento, a durabilidade e a eficiência da operação.

Um rodado tem sua vida útil reduzida se sobrecarregado, embora a falta de peso pode chegar a prejudicar sua função principal, ressaltando-se que, ao não apoiar toda a banda de rodagem, pode-se aumentar a patinagem e a compactação do solo, reduzindo a eficiência e aumentando o gasto energético. Pelo exposto, selecionar adequadamente o rodado para determinada aplicação e procurar que seu uso ocorra em condições que proporcionem melhores benefícios e maior durabilidade, tornam-se necessidades cada vez mais amplas na busca por melhores resultados no campo.

A seleção de um conjunto de pneus não se limita apenas por marcas de produtos. A escolha do tipo construtivo, tem um importante papel e deve ser levado bem mais em conta do que somente o fator marca/valor a ele agregado. O pneu com tipo construtivo diagonal apresenta uma área menor de contato com o solo, inferindo maior compactação. Esse tipo construtivo apresenta também um desempenho inferior com respeito a tração e consumo de combustível, em comparação com o tipo construtivo radial conforme (CORRÊA, 2000).

Conforme MAZETTO (2004), a utilização do trator na propriedade é diversificada, por isso deve-se considerar que tipos de pneus e pressões inadequadas afetam de forma negativa o desempenho na maior parte das operações realizadas, induzindo ao maior gasto energético e a compactação do solo, e a redução significativa da eficiência da máquina durante a execução do trabalho, para tanto a análise de pneus agrícolas se faz extremamente necessária pelo fabricante, para que esse possa repassar ao consumidor final as características e informações necessárias para obter o melhor desempenho possível dessa tecnologia, mas isso exige uma grande demanda de tempo e um elevado gasto energético.

Para realizar os ensaios com uma nova tecnologia é necessário um trator instrumentado e um jogo desses pneus, para que haja o acerto e redução de fatores que possam interferir nos dados das análises, além disso, de acordo com a dimensão dos pneus a serem testados, o tamanho do trator e a carga a ser aplicada sobre eles deve variar, sendo elevada para pneus de grande porte, conseqüentemente aumentando o gasto.

Desse modo a elaboração de um sistema que possibilite essas análises e ensaios de forma mais prática atendendo as exigências e a gama de diferentes tipos de pneus se faz necessária para o cenário atual, dispensando assim o uso de vários tipos de tratores nos ensaios, e possibilitando as análises de forma independente das condições climáticas.

A prensa hidráulica muito usada em laboratórios para análise de carga em objetos é o molde a ser seguido para o projeto atual, onde será necessário o uso de um sistema hidráulico para exercer a carga sobre os pneus, sistemas de controle, alta resistência e segurança. Levando em conta que apesar da função principal tanto do projeto quanto da prensa hidráulica, de exercer carga, à muitas peculiaridades no projeto desenvolvido para análise de pneumáticos, desde sistema com força motriz, tamanhos variados de pneus a serem analisados até sensores e mudança de superfície de análise.

Considerando a extrema importância das análises em pneumáticos, e que essas análises em muitos casos são inviabilizados ou apresentam resultados imprecisos devido as variações climáticas e a mudança de tipo de solo e relevo do país, bem como o alto custo com aluguel e aquisição de tratores, e uso de grande área para realização dos ensaios, objetivou-se com este trabalho desenvolver uma estrutura com sistema de prensa hidráulica que viabilize essas análises de forma econômica e precisa, com menos gastos e sem a necessidade de grandes áreas para realizar os testes.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1. Objetivo geral**

Desenvolvimento de uma prensa hidráulica para avaliação de pneumáticos agrícolas, na qual possibilite variar a carga aplicada, analisar deformação elástica, compactação do solo, circunferência de rolamento e desgaste da banda de rodagem dos pneus.

### **2.2. Objetivos específicos**

- Desenvolver uma estrutura mecânica, capaz de otimizar os ensaios em pneus agrícolas, para mensurar de forma mais ágil e econômica grandezas relacionadas aos pneus agrícolas que demandam grande quantidade de energia para sua avaliação.
- Dimensionar sistema hidráulico capaz de aplicar a carga necessária para os ensaios.
- Projetar um sistema capaz de realizar ensaios de picotamento em pneus agrícolas.
- Dimensionar um sistema de potência elétrico para as avaliações.
- Projetar um sistema para realizar análise de compactação do solo e área de contato em superfície deformada.
- Estabelecer os sensores para coleta dos dados durante os ensaios.

### 3. REFERENCIAL TEÓRICO

#### 3.1. Pneus

O pneu que hoje é de uso imprescindível por toda a indústria automobilística, foi criado no século XIX e passou por diversas transformações e evoluções durante seus quase 200 anos de existência. Sendo o primeiro pneu de borracha era uma goma grudenta utilizada para impermeabilizar tecidos, e que se desmanchava em altas temperaturas, até que em 1830 quando o americano Charles Goodyear confirmou por acidente que o cozimento da borracha com enxofre mantinha as condições de elasticidade no frio ou calor, esse processo foi chamado de vulcanização da borracha, que aumenta a segurança nas freadas, diminui as trepidações nos carros e permite dar forma ao pneu, (ANIP, 2018).

Em 1845 os pneus para automóveis foram patenteados pelos irmãos Michelin, esses ainda eram de borracha maciços. No ano de 1847 quando Robert Thompsom colocou em um pneu maciço uma câmara de ar, obtendo-se assim o pneu pneumático. Conforme dados do Sindicato Nacional da indústria de Pneumáticos, câmara de ar e Camelback (SINPEC 2019) a partir de 1888, a utilização em larga escala do pneu nos automóveis da época fez com que as fábricas passassem a investir mais na tecnologia e na segurança.

No Brasil, a produção de pneus iniciou em 1934, com a implantação do Plano Geral de Viação Nacional e passou a expandir a produção em 1936 quando esse plano foi concretizado com a instalação da Companhia Brasileira de Artefatos de Borracha, mais conhecida como Pneus Brasil, instalada no Rio de Janeiro e que em seu primeiro ano fabricou cerca de 29 mil pneus, chamando a atenção e abrindo portas para que outras grandes empresas fossem instaladas no país. No final dos anos 80 o Brasil já tinha produzido mais de 29 milhões de pneus. Hoje com mais de 15 fábricas instaladas, sendo 4 internacionais: Pirelli, Bridgestone/Firestone, Michelin e Goodyear, ocupando o quinto lugar na produção mundial de pneus para caminhão/ônibus e camionetas conforme (SINPEC, 2019).

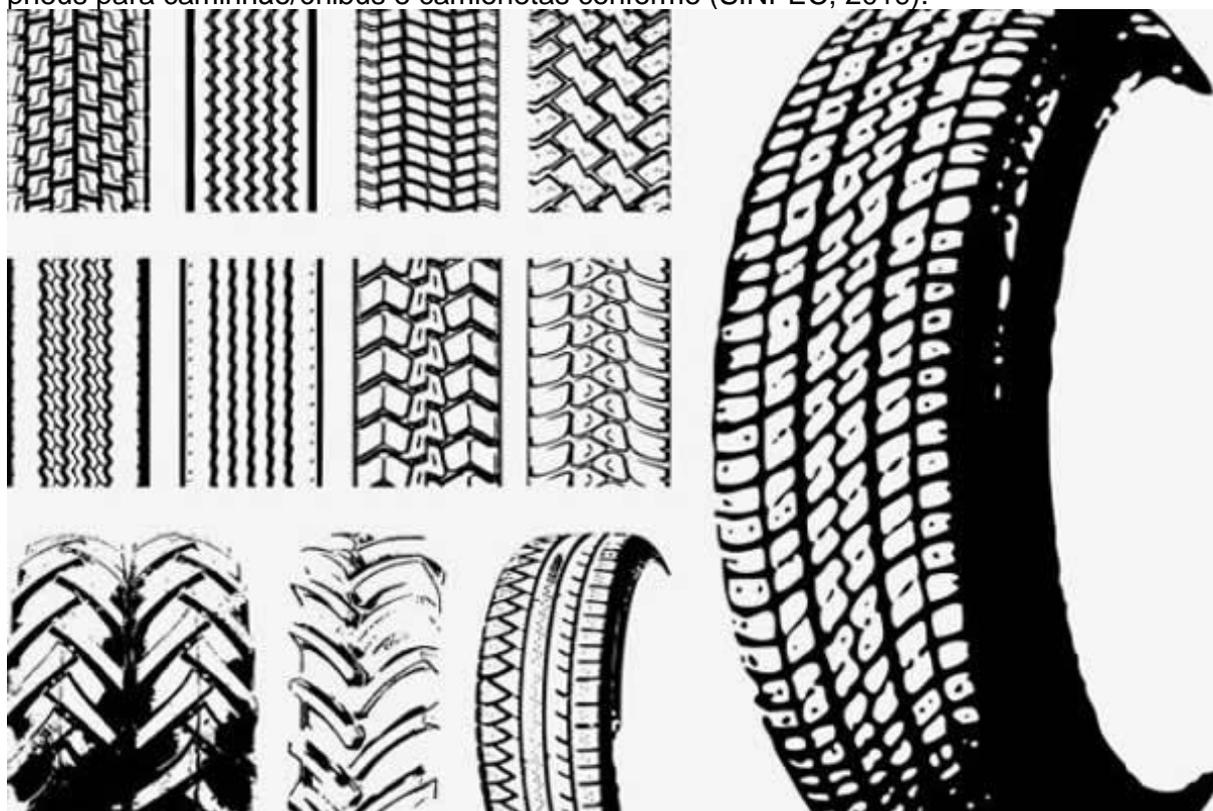


Figura 01: Tipos de pneus. Fonte: google imagens.

### 3.2. Pneus agrícolas

Segundo Furlani e Pereira (2006) os rodados constituem o elemento de conexão máquina-solo e têm como funções principais oferecer apoio, sustentação, direção e locomoção, além de gerar esforço de tração.

Os rodados de tratores podem ser de dois tipos: esteiras ou pneumáticos. Estes são constituídos por cubo de roda, aro (tem como função ligar o cubo de roda ao pneu), pneus (os pneus são constituídos por lonas, talões, parede lateral, liner e banda de rodagem), as lonas exercem a função de suportar a carga e a pressão internas do pneu, os talões constituem-se de cabos de aço revestidos de cobre, isolados individualmente por borracha para evitar atrito e revestidos de tecido tratado e a sua função é fazer a amarração do pneu no aro. Flanco é a parte da carcaça que vai da rodagem ao talão, liner é o revestimento protetor da carcaça na parte interna do pneu e banda de rodagem é a parte do pneu que faz sua aderência com o solo e seus desenhos devem proporcionar frenagem e tração e seu composto de borracha deve resistir à abrasão e ruptura.

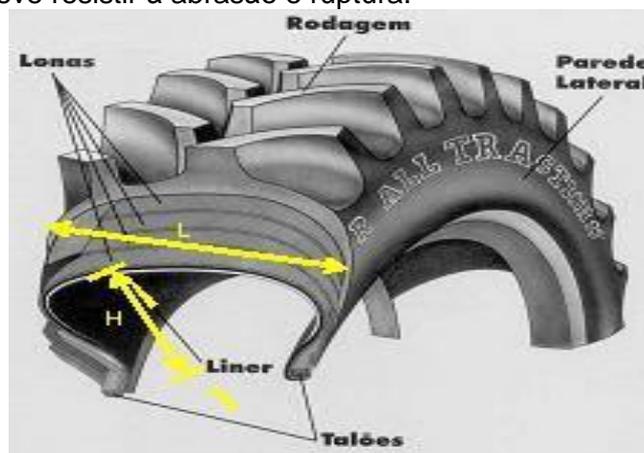


Figura 02: Constituição dos pneus agrícolas. Fonte: (Furlani e Pereira, 2006).

De acordo com os manuais e catálogos dos fabricantes Goodyear Farm Tire Handbook (1994), Trelleborg do Brasil (1999), Bridgestone Firestone do Brasil Indústria e Comércio (1995) e Pirelli Pneus (1997), no mercado mundial encontram-se basicamente três tipos distintos de construção de pneus agrícolas de tração:

- Construção diagonal, onde os cordonéis das lonas se estendem de talão a talão no sentido diagonal, formando um ângulo de aproximadamente  $38^\circ$  em relação à linha transversal.
- Construção radial, sendo que os cordonéis das lonas se estendem transversalmente de talão a talão, formando um ângulo reto ( $90^\circ$ ) em relação à linha de tração.

De acordo com Corrêa (1993), os pneus radiais têm custo de aquisição mais alto e apresentam melhor desempenho do que os diagonais.

- Baixa pressão e alta flutuação (BPAF), com os cordonéis das lonas montados de forma diagonal e lonas com cinturão reforçado.



Figura 03: Tipos construtivos de pneus, radial (a), diagonal (b) e bpaaf (c). Fonte: (Mazetto *et al.* 2004).

Os pneus agrícolas podem ser classificados em quatro categorias, são eles: pneus de tração, pneus direcionais, pneus de transporte e pneus para motocultivadores e dentro dessas categorias de acordo com a carcaça temos os pneus radiais e diagonais. O estudo de Furlani e Pereira (2006), mostra que os pneus diagonais têm suas lonas dispostas diagonalmente ao plano médio da banda de rodagem em ângulos inferiores a  $90^\circ$ , já o tipo construtivo radial apresenta as lonas dispostas talão a talão em um ângulo de  $90^\circ$  permitindo maior flexibilidade dos flancos. Resultados obtidos por Machado *et al.* (2013) em ensaio de pneumáticos sobre superfície rígida comprovam que essa flexibilidade obtida pela distribuição das lonas no pneu radial aumenta significativamente a sua área de contato quando comparado ao pneu de tipo construtivo diagonal.

A área de contato além do tipo construtivo, é afetada pela carga vertical aplicada e pela pressão de inflação dos pneumáticos, e esta está diretamente ligada ao tipo de operação a qual o pneu será submetido, quanto menor a pressão utilizada, maior a área de contato e menor a carga que pode ser aplicada. Segundo estudo de Mion *et al.* (2016), a menor pressão apresentou menor tensão aplicada no solo, onde maiores pressões inferiram em uma tensão maior aplicada ao solo até profundidades de 0,30 metros, comprovando assim a importância da redução das pressões na diminuição da compactação do solo devido ao aumento da área de contato e assim uma maior área para distribuição da carga, embora deve-se sempre ficar atento aos dados técnicos dos tratores e pneus evitando ultrapassar a capacidade de carga para determinada pressão.

Outro ponto importante que deve ser levado em consideração antes de qualquer operação agrícola é a lastragem do trator, onde é feita adição de lastro sólido ou lastro líquido, de forma que haja uma distribuição de peso correta nos eixos do trator, uma lastragem bem feita irá garantir uma maior vida útil dos pneus, bem como um rendimento operacional com menor consumo específico de combustível e maior estabilidade do trator, proporcionando maior conforto e segurança ao operador, como conclui Viana *et al.* (2017).

### 3.3. Projeto de Máquinas

O projeto segundo Romano (2003) inicia pelo planejamento do projeto – etapa onde ocorre a definição do produto, o que vai ser e o que vai fazer.

Projeto Informacional – nesta fase ocorre a definição das especificações da máquina, tamanho, princípio de funcionamento, entre outros.

Projeto conceitual – caracterizado pelo método de estimulação de atividades conhecido como Braistorming (tempestade cerebral) onde ocorre reuniões em grupo e vão se lançando ideias e críticas referentes ao produto em desenvolvimento.

Projeto preliminar – ocorre a análise dimensional, ferramental e econômico dos componentes do projeto.

Projeto detalhado – fase onde o projeto se encontra fechado com todas as especificações e orçamento concluído.

Após passar por todas essas fases, conforme Romano (2003), o produto estará pronto para a produção.

Com o desenvolvimento de novas ferramentas, o projeto de máquinas se tornou mais confiável e com um nível de segurança maior, sendo possível análises de força e ensaios mesmo sem um protótipo do projeto, viabilizando assim a redução de custos.

Segundo Norton (2006), com o surgimento do computador foi provocada uma revolução nos projetos e análises de engenharia, com isso problemas com métodos de solução que eram praticamente antes insolúveis passaram a ser resolvidos em minutos em microcomputadores de baixo custo.

Rohleder *et al.* (2000), coloca que o termo CAD é definido como o uso de computador gráfico para ajudar a resolver problemas do projeto, agindo como uma ferramenta avançada de desenho e análises, na visualização de objetos e dados, como organizador e comunicador de dados e como processador das técnicas analíticas de avaliação por computador, tais como elementos finitos, determinação das propriedades de peso e massa, análise cinemática entre outras.

O sucesso de qualquer projeto depende muito da validade e adequação dos modelos de engenharia utilizados para analisar e prever seu comportamento antes da execução e montagem de qualquer máquina ou projeto, Norton (2006) ainda explica que a criação de um modelo útil para um projeto é uma das partes mais difíceis e desafiadoras do processo, e sua boa execução depende tanto de experiência como de habilidade e o mais importante é a compressão completa dos princípios básicos e fundamentais da engenharia.

### **3.4. Estrutura metálica**

Malite & Motta (2002) explica que um dos objetivos do cálculo estrutural na engenharia é assegurar o desempenho satisfatório das estruturas com o máximo de economia possível, com a garantia de desempenho e segurança sendo primordialmente responsabilidade de engenheiros. Porém essa garantia não é um simples problema, e a grande variedade de sistemas estruturais existentes, e estruturas que podem falhar ao desempenhar funções para as quais foram projetadas, pois os riscos que estão implícitos nestes sistemas estão diretamente ligados a estes problemas.

No caso de uma estrutura, sua segurança é uma função da máxima ação que lhe pode ser imposta durante uma determinada vida útil, e dependerá de fatores como: resistência de seus componentes em suportar as cargas e ações, embora como a máxima ação da vida útil e sua capacidade real são difíceis de serem previstas, e toda previsão é cercada por incertezas, não há uma garantia concreta da segurança de uma estrutura, onde a segurança e o desempenho podem apenas ser garantidos de modo probabilístico da resistência disponível suficiente para suportar a máxima ação que poderá ocorrer durante sua vida útil.

Os perfis soldados são produzidos pelos fabricantes de estruturas metálicas a partir do corte e soldagem de chapas fabricadas pelas usinas siderúrgicas. A soldagem pode ser executada por eletrodo revestido, arco submerso ou qualquer outro tipo e deve ser especificado de acordo com o tipo de aço a ser soldado tendo características similares de resistência mecânica, resistência à corrosão, deformação entre outras. Conforme expõe Pignatta e Silva (2012), que explica sobre as séries simétrica e assimétrica fundamentado na Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) regulamenta através da Norma Brasileira de Regulamentação (NBR) 5884 - "Perfil I estrutural de aço soldado por arco elétrico" apresenta as características geométricas de uma série de perfis I e H soldados e tolerâncias na fabricação, classificados em série simétrica e monossimétrica.

Série simétrica é composta por perfis que apresentam sua seção transversal simétrica aos eixos X-X e Y-Y. A série simétrica é dividida em: Série CS que é formada por perfis soldados tipo pilar, cujas dimensões estão indicadas na ABNT NBR 5884; Série CVS essa é formada por perfis soldados tipo viga-pilar, dimensões estão indicadas na ABNT NBR 5884; Série VS, formada por perfis soldados tipo viga, cujas dimensões estão indicadas na ABNT NBR 5884 e série PS que é formada por perfis soldados simétricos onde suas dimensões não estão indicadas na ABNT NBR 5884, mas que seguem as demais especificações da Norma Brasileira.

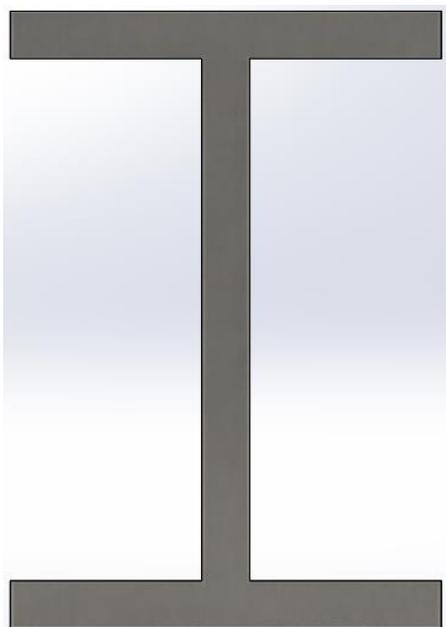


Figura 04: Perfil viga I simétrico nos eixos X-X e Y-Y. Fonte: Autor.

A série monossimétrica é composta por perfis soldados que não apresentam simetria na sua seção transversal em relação ao eixo X-X e apresentam simetria em relação ao eixo Y-Y é dividida em: série VSM, formada por perfis soldados tipo viga, onde as mesas apresentam mesmas larguras porém com as espessuras diferentes, suas dimensões estão indicadas na ABNT NBR 5884. Série PSM, formada por perfis soldados monossimétricos, formada por perfis com larguras diferentes em suas mesas, e suas dimensões não estão indicadas na ABNT NBR 5884, mas que seguem as demais especificações da NBR. A designação dos perfis I soldados faz-se pela série, seguido da altura em milímetros e da massa aproximada em quilogramas por metro.

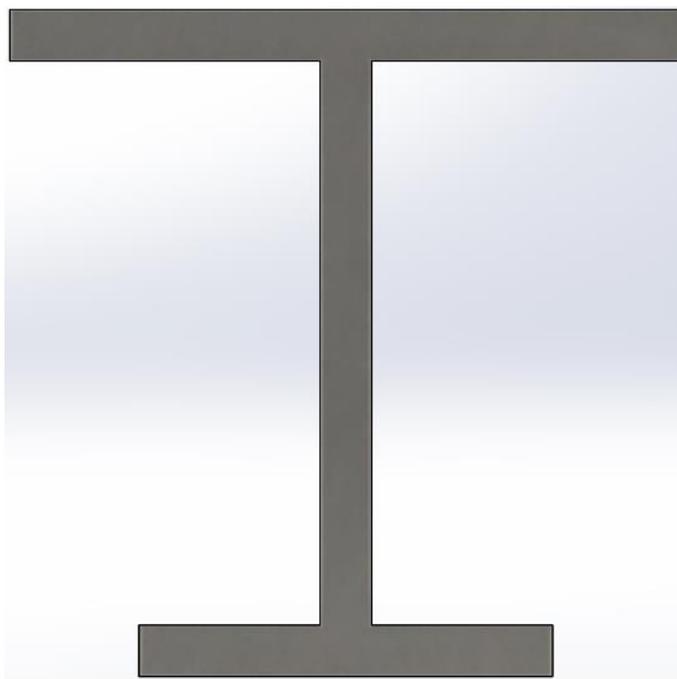


Figura 05: Perfil viga I monossimétrico nos eixos X-X e simétrico no eixo Y-Y. Fonte: Autor.

### 3.5. Sistema hidráulico

Para Linsingen (2003), um sistema hidráulico é composto por um conjunto de elementos físicos associados e que utilizam um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos, é o meio através do qual uma energia que entra é convertida e condicionada, saindo em forma de energia mecânica.

Conforme Agostini (2009), a NBR10138 da Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática (ABHP) utiliza as unidades de medida do Sistema Internacional (SI), mas é comum o uso de outras unidades que não pertencem (SI) devido os fabricantes dos equipamentos utilizarem outros sistemas.

Para o trabalho em questão foram necessários componentes específicos para compor o sistema hidráulico e possibilitar a realização das operações e análises, estes serão descritos em tópico com base em bibliografias e estudos.

#### Princípios da hidráulica

A Hidráulica é a ciência que estuda as aplicações e o comportamento dos fluidos para condução e transformação de energia, o principal princípio de todo sistema hidráulico é a realização de uma tarefa através de esforço gerado por um fluido, mais especificadamente no caso do projeto, o fluido é um óleo que conta com características próprias para atender as necessidades necessárias para o bom funcionamento do sistema hidráulico. Ferreira (2013) explica que a hidráulica se aplica em casos específicos onde não há emprego da elétrica e mecânica, pois assim como esses outros sistemas a hidráulica possui vantagens e desvantagens, como seguem abaixo:

##### a) Vantagens

- A instalação de diversos elementos é mais simples, oferece mais flexibilidade, principalmente em espaços reduzidos, o equivalente em sistema mecânico não oferece essa flexibilidade quando comparados.

- Permitem uma rápida e suave inversão de movimento, devido a sua baixa inércia, característica essa que não é possível se obter em sistemas mecânicos e elétricos.
- Permite ajustes de velocidades micrométrica, enquanto os sistemas elétricos e mecânicos apenas permitem ajustes escalonados e de forma difícil.
- Sistemas auto lubrificadas.
- Relações físicas muito menores que os demais sistemas.
- Sistemas de fácil proteção.
- Geralmente não necessitam de um trocador de calor no reservatório devido a ótima condutividade térmica do óleo.

#### b) Desvantagens

- Tem um elevado custo inicial quando comparados a outros sistemas equivalentes.
- Muitas transformações de energia até chegar no objetivo, energia elétrica em mecânica e mecânica em hidráulica, para novamente ser transformada em mecânica.
- Perdas por vazamentos e atritos internos e externos.
- Baixo rendimento devido as perdas de carga, e perigo de incêndio devido ao óleo ser inflamável.

Os sistemas hidráulicos ainda podem ser divididos em três partes principais para compor um sistema completo, são elas: Sistema de geração, composto por reservatório, bombas, motores, filtros, intensificadores de pressão, acumuladores e outros acessórios; Sistema de distribuição e controle, constituído por válvulas controladoras de vazão, válvulas controladoras de pressão e válvulas direcionais; e por fim, Sistema de aplicação de energia, composto por cilindros, motores e osciladores.

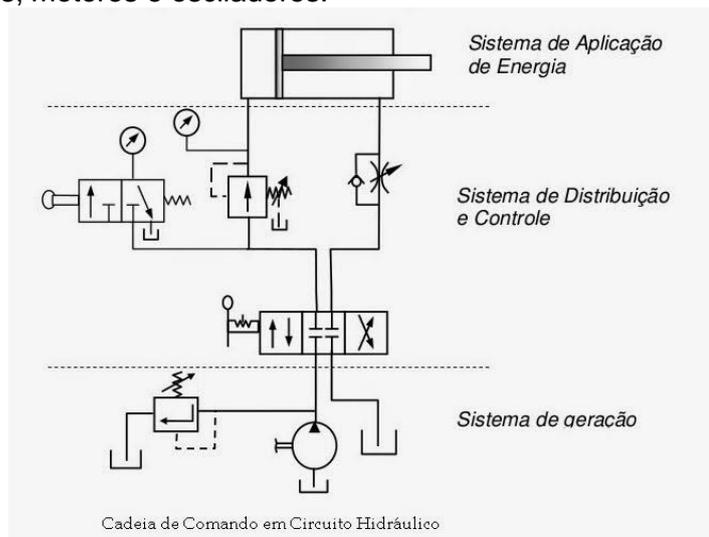


Figura 06: sistemas de um circuito hidráulico – Fonte: (Ferreira, 2013)

### 3.5.1. Componentes Hidráulicos

#### Bombas Hidráulicas

São dispositivos que convertem energia mecânica em energia hidráulica, gerando vazão até um determinado valor máximo de pressão, a ação mecânica da bomba hidráulica cria um vácuo parcial na entrada da bomba isso permite que a pressão atmosférica force o fluido do reservatório pela tubulação de sucção, onde irá penetrar na bomba e será levado até a abertura de descarga onde será forçado através do sistema hidráulico, conforme Parker (1999), as bombas hidráulicas podem ser classificadas em dois tipos, hidrodinâmicas e hidrostáticas.

Bombas hidrodinâmicas são bombas hidráulicas que trabalham com altas vazões e baixas pressões, em que a energia cinética prevalece para dar movimento. Estas são

classificadas ainda como bombas de fluxo não-positivo, onde a única resistência encontrada pelo fluido é o seu peso e o atrito com a tubulação de condução, essas bombas raramente são empregadas em sistemas hidráulicos, visto que o aumento da pressão sob o fluido reduz seu poder de deslocamento e porque seu pórtico de saída pode ser completamente bloqueado em pleno regime de funcionamento da bomba, essas bombas são mais usuais em sistemas de irrigação e bombeamento de água urbano por exemplo.

Bombas hidrostáticas são bombas hidráulicas que trabalham com energia potencial, podendo assim imprimir pressões mais elevadas que a pressão atmosférica, essas bombas têm como característica baixas vazões empregando um melhor controle do movimento. Essas bombas têm um fluxo de fluido positivo, ou seja, fornecem uma determinada quantidade de fluido a cada rotação ou ciclo de forma pulsativa, mas sem haver variação de pressão no sistema, essas bombas são necessárias para transmitir força em equipamentos industrial, maquinário de construção e em aviação.

Como o sistema hidráulico utilizado no projeto necessitava de alta pressão, o enfoque será dado ao sistema hidrostático com fluxo positivo, esse sistema possui diferentes tipos de bombas com características próprias que atendem diversos fatores e necessidades de cada sistema, conforme Ferreira (2013), são elas:

#### Bomba de engrenagens de dentes externos

Esse tipo de bomba tem como característica o vácuo parcial criado na câmara de entrada pelo movimento do par de engrenagens, onde o fluido é introduzido entre os dentes e transportado junto a carcaça através do engrenamento com força até a câmara de saída, sua câmara interna é composta pelos vãos dos dentes, a carcaça e as placas laterais, a pressão gerada gera uma carga nos eixos das engrenagens e nos rolamentos.

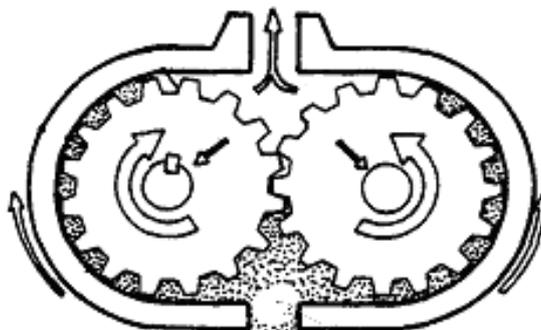


Figura 07: Bomba de engrenagens de dentes externos. Fonte: (Ferreira, 2013)

#### Bomba de engrenagens de dentes internos

Essa bomba tem seu vácuo gerado pelo afastamento entre a engrenagem motriz e a engrenagem interna, as câmaras de bombeamento se formam entre os dentes da engrenagem, há uma vedação em forma de lua crescente localizado ente a abertura de entrada e saída, onde existe uma maior folga entre os dentes das engrenagens.



Figura 08: Bomba de engrenagem de dentes internos. Fonte: (Ferreira, 2013)

## Bomba de palhetas

Consistem em um rotor provido por ranhuras, nestas se localizam as palhetas, que giram dentro de um anel excêntrico, as palhetas encostam na carcaça pela força centrífuga, gerando um vácuo e empurrando o fluido para fora através da diferença de tamanho da cavidade.

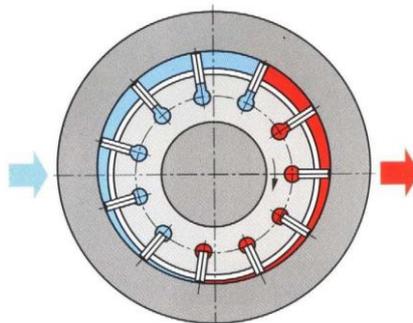


Figura 09: Bomba de palhetas. Fonte: (Ferreira, 2013)

Ferreira (2013) traz também em sua apostila uma tabela de simbologia das bombas de deslocamento positivo para representação em esquemas, onde cada característica possui uma representação diferente.

Deslocamento	Sentido da Rotação	
	unidirecional	bidirecional
fixo		
variável		

Figura 10: Simbologia de bombas de deslocamento positivo. Fonte : (Ferreira, 2013)

## Atuadores Hidráulicos

Os atuadores hidráulicos convertem a energia hidráulica em energia mecânica, eles são um dos principais itens a serem considerados no dimensionamento e projeto da máquina, Parker (1999) explica que os atuadores hidráulicos podem ser divididos em dois tipos, são eles, atuadores lineares e rotativos.

### Atuadores Rotativos

Os atuadores rotativos são mais conhecidos como motores hidráulicos, estes transformam energia hidráulica em mecânica de forma rotativa, como explica Ferreira (2013), no entanto eles fazem o inverso das bombas eles recebem o fluido em altas pressões, absorvem sua energia no eixo e descarregam esse fluido em pressões inferiores, desta forma a disponível bombas que podem realizar o trabalho de motores hidráulicos, estas são conhecidas como motor-bombas.

Os motores hidráulicos assim como os elétricos e de combustão interna, tem sua área de aplicação, dentre elas, as mais usuais são onde há operações que demandam alto torque e potência com rotações baixas, controle preciso de velocidade e reversões rápidas no sentido de rotação, conforme Ferreira (2013) esses motores tem eficiência entre 70 e 80%, mais baixa que motores elétricos que podem assumir eficiências de até 95%.

## Cilindros Hidráulicos

Dada as necessidades do projeto o cilindro hidráulico ganha uma ênfase maior, por esse compete as necessidades e fará parte do conjunto hidráulico do sistema que será dimensionado no tópico referente.

Cilindros hidráulicos assim como os motores hidráulicos transformam a energia hidráulica em energia mecânica, porém de forma linear, um cilindro consiste em uma camisa, um pistão móvel e uma haste ligada ao pistão. Parker (1999) fala na apostila que “Os cabeçotes são presos ao cilindro por meio de roscas, prendedores, tirantes ou solda (a maioria dos cilindros industriais usa tirantes). Conforme a haste se move para dentro ou para fora, ela é guiada por embuchamentos (conjunto removível do mancal com guarnições). O lado para o qual a haste opera é chamado de lado dianteiro ou "cabeça do cilindro". O lado oposto sem haste é o lado traseiro. Os orifícios de entrada e saída estão localizados nos lados dianteiro e traseiro.” A imagem abaixo mostra as partes que compõem um cilindro hidráulico.

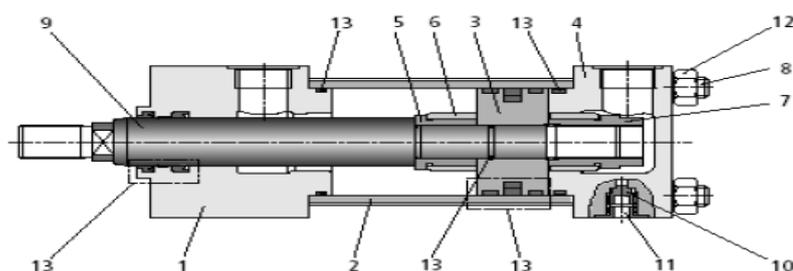


Figura 18 – aspectos construtivos de um cilindro

1 - Cabeçote	2 - Tubo	3- Êmbolo	4 - base
5 - Bucha adaptadora	6 - Bucha de amortecimento	7 - Ponta da haste	8 - Tirante
9 - Haste	10 - Parafuso de desaeração	11 - Tampa de segurança	12 - Porca
13 - Jogo de vedações: raspador, vedação da haste, vedação do êmbolo, O-ring, guia do êmbolo, anel antiextrusão			

Figura 11: Partes constituintes de um cilindro hidráulico. Fonte: (Ferreira, 2013)

Os cilindros hidráulicos apresentam algumas vantagens, segundo Ferreira (2013) são elas:

- Bom rendimento ao transformar movimentos;
- Força máxima constante ao longo do curso;
- Controle fácil da força no atuador;
- Velocidade constante se a vazão for constante;
- Pode exercer força de tração e compressão;
- Acionamento de grandes potencias com cotas reduzidas de montagem;

Os atuadores lineares podem ser divididos em dois grupos, atuadores de simples ação e atuadores de dupla ação.

### Cilindros de ação simples

Os cilindros de ação simples requerem uma segunda força para voltarem a sua posição inicial, essa pressão pode ser por gravidade ou por mola, como diz Palmiere (1997), o cilindro de retorno por gravidade é mais utilizado que o de retorno por mola, pois tem um aproveitamento melhor do espaço interno pelo fluido, este é muito utilizado em sistema de três pontos de tratores agrícola e macacos hidráulicos.

### Cilindros de dupla ação

Estes contém dois orifícios de entrada localizados um na parte superior e o outro na parte inferior do cilindro, ocorrendo a inversão do movimento quando se troca a tomada de

pressão como escreve Ferreira (2013), estes podem exercer força em qualquer tipo de posição, seja para tracionar ou comprimir, são muito utilizados em prensas hidráulicas.

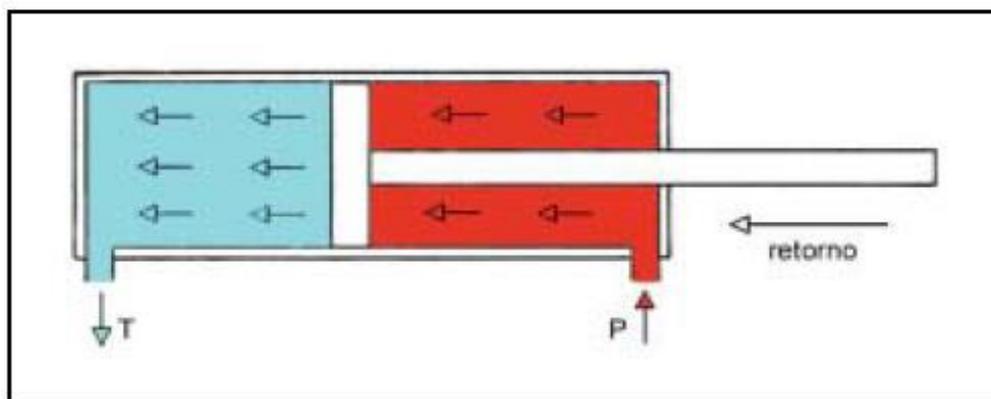


Figura 12: Cilindro de dupla ação – Fonte: Apostila de sistemas hidráulicos industriais, Senai-SP.

### Válvulas Hidráulicas

As válvulas servem para controlar a pressão, a direção ou o volume de um fluido nos circuitos hidráulicos, conforme Parker (1999), Ferreira (2013) classifica as válvulas quanto ao seu modo de operação ou quanto a sua função, elas podem ser diretamente operadas ou de ação direta, operadas por piloto, pilotadas ou pré – operadas, e ter como função o controle de pressão, controle de direção ou controle de vazão.

Válvulas controladoras de pressão – Essas válvulas tem por função básica controlar a pressão do sistema hidráulico, para obtenção de uma determinada operação do equipamento acionado. Estas podem ser classificadas de acordo com tipo de conexão, tamanho e pela faixa de pressão de operação.

As válvulas controladoras de pressão baseiam-se na resistência de uma mola contra a pressão do fluido, de modo que conforme a pressão do fluido vai aumentando e vencendo a resistência imposta pela mola no obturador, esse vai se abrindo gradativamente liberando o fluxo ao reservatório.

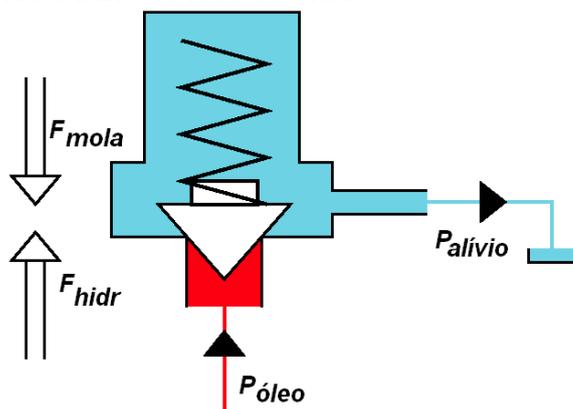


Figura 13: (a) Esquema de funcionamento de uma válvula reguladora de pressão e (b) válvula reguladora de pressão. Fonte – google imagens

De acordo com Ferreira (2013) as válvulas controladoras de pressão podem ser:

A) Válvulas de alívio – são válvulas que tem como função limitar a pressão de um circuito ou em parte dele a um nível pré-estabelecido, protegendo os componentes do sistema de

eventuais sobrecargas, elas se caracterizam por estar logo após a bomba e terem sua saída ligada ao tanque quando de ação direta, quando pilotada tem seu dreno ligado a saída.

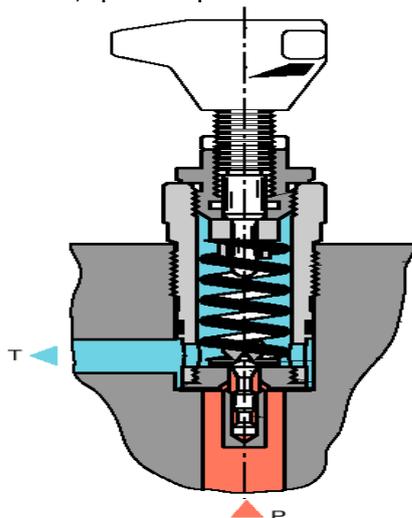
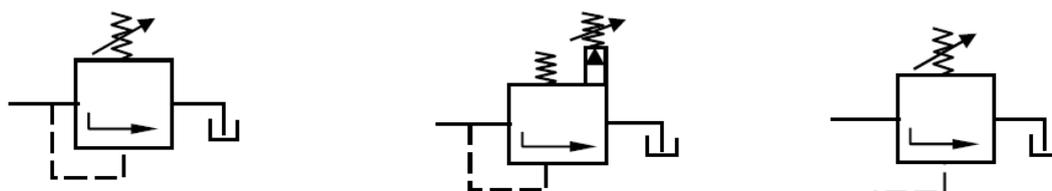


Figura 14: Válvula de alívio. Fonte: (Ferreira, 2013)

B) Válvulas de descarga – é basicamente uma válvula de alívio de piloto externo, ou seja, a linha de pressão é a mesma que opera a válvula de alívio, enquanto que na válvula de descarga essa linha é remota.



*Válvula de alívio ação direta*

*Válvula de alívio pilotada*

*Válvula de descarga*

Figura 15: Símbolo das válvulas controladoras de pressão. Fonte: (Ferreira, 2013).

C) Válvulas de contrabalanço – Tem como função evitar a decida livre pela força da gravidade em um cilindro vertical.

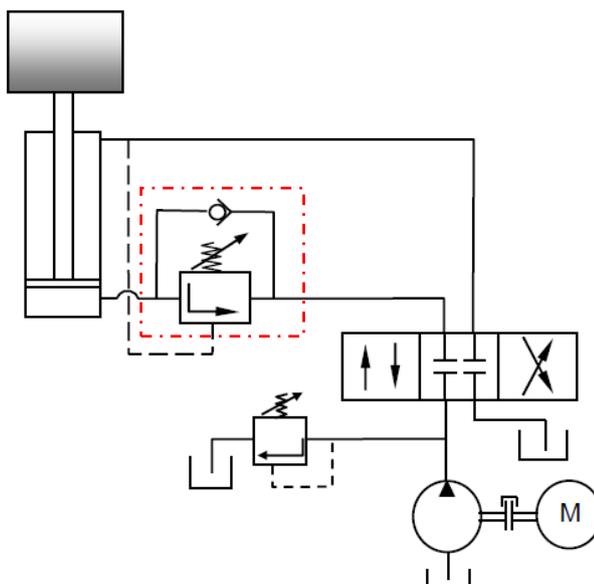


Figura 16: Circuito com contrabalanço (destacado pelo pontilhado vermelho). Fonte: (Ferreira, 2013)

D) Válvulas de sequência – a saída dessa válvula é uma linha de pressão porque ela irá gerar um movimento posterior. A conclusão do primeiro movimento gera um aumento da pressão que abre a válvula para executar o próximo movimento.

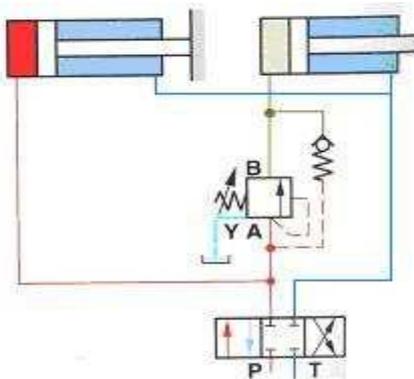


Figura 17: Circuito sequencial. Fonte: (Ferreira, 2013)

E) Válvulas redutoras de pressão – essa é a única válvula controladora de pressão normalmente aberta, ela age fechando quando a pressão na sua saída atinge a pressão de regulagem, quando a força de pressão for superior à de regulagem, a força da mola é vencida, movimentando o carretel e fechando o sistema. Estas válvulas podem ser de ação direta ou pilotada.

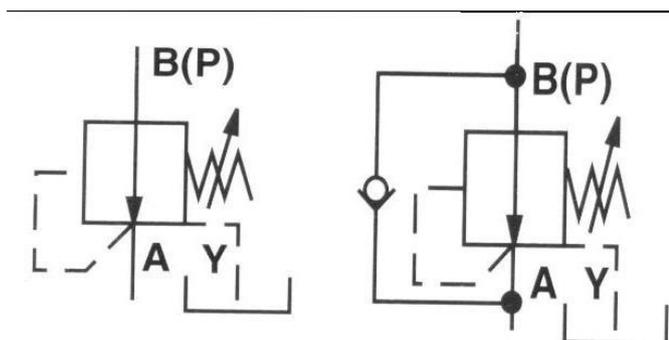


Figura 18: Válvulas redutoras de pressão, simbologia. Fonte: (Ferreira, 2013)

F) Válvulas supressoras de choque – Há dois tipos diferentes de choques em sistemas hidráulicos: podem ser por compressão ou pressão, o choque hidráulico deve ser evitado sempre que possível, pois é o maior responsável por danos aos componentes do sistema. Sua causa na maioria dos casos acontece pela elevação rápida e excessiva da pressão no circuito, combinada com a resposta lenta de uma válvula de controle de pressão.

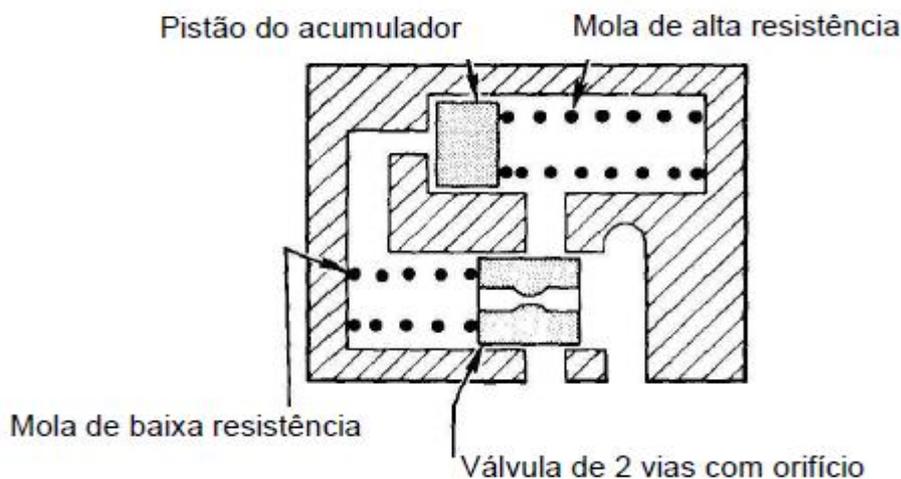


Figura 19: Válvula supressora de choque. Fonte: (Ferreira, 2013)

Válvulas controladoras de vazão – essas válvulas tem por função regular a velocidade dos atuadores (cilindros, motores e alternadores), através do controle da vazão e da seção onde ocorre o fluxo, podendo se dizer que ocorre o controle da velocidade modificando a vazão da bomba, sendo esse o método mais viável e barato, enquanto bombas de vazão variável e válvulas de controle proporcionais tem um custo muito elevado.

Estas válvulas são classificadas em redutoras de vazão que podem ser válvulas dependentes da pressão e da viscosidade ou dependentes da pressão e independentes da viscosidade, e válvulas reguladoras de pressão que podem ser independentes da pressão e dependentes da viscosidade ou independentes da pressão e da viscosidade.

Ambos os tipos podem ser com ou sem retenção integral, isso é, quando a válvula de retenção está integrada ao corpo da válvula reguladora de vazão.

a) Redutoras de vazão – não são compensadas a pressão, desta forma sua vazão varia, à medida que variam as cargas, o controle da velocidade fica comprometido pela variação das pressões, portanto ela é usada onde este controle não necessita ser tão preciso.

b) Reguladoras de vazão – essas são compensadas a vazão, ou seja, a vazão não varia com a variação da pressão, entretanto o sistema pode ser afetado pela variação de temperatura, pois esta varia a viscosidade do fluido, quando ela não possuir uma forma de compensação para isto.

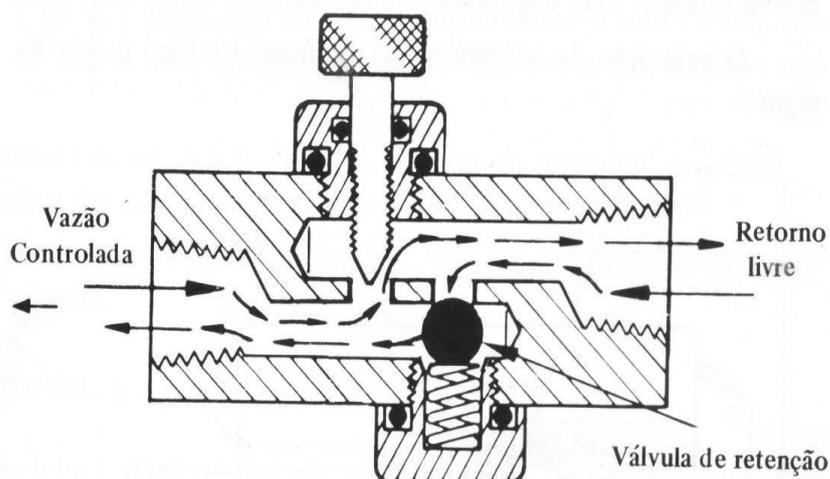


Figura 20: Válvula redutora de vazão. Fonte: (Ferreira, 2013)

Válvulas de bloqueio – essas válvulas permitem o fluxo do fluido em apenas um determinado sentido, mas não permitem no sentido contrário. Segundo Ferreira (2013) essas se classificam em quatro grupos, são eles:

a) Válvula de retenção simples:

- Modelo em linha – o corpo dessa válvula é rosqueado diretamente na tubulação, e o interior dela forma uma sede para um pistão móvel ou uma esfera, esses modelos não devem ser utilizados quando o fluxo reverso tem alta velocidade, devido ao choque hidráulico.
- Modelo em ângulo reto – é composta por um pistão de aço e uma sede temperada prensada num corpo de ferro fundido, é mais robusta que a anterior e pode trabalhar em sistemas com altas velocidades em que possa ocorrer o golpe de aríete.

b) Válvula de retenção com desbloqueio hidráulico:

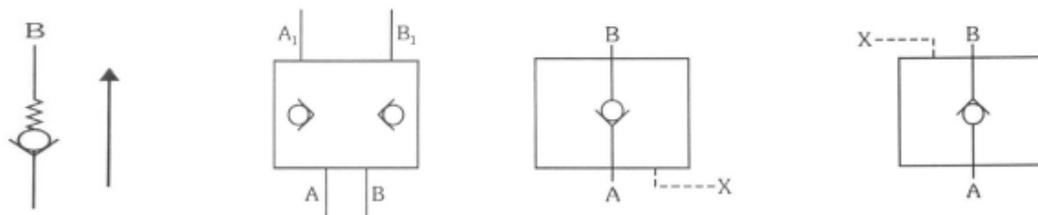
São válvulas que possuem um pórtico de pilotagem (X), onde é possível o sentido (B→A) e são aplicadas em sistemas que exigem segurança na operação, mantendo o sistema bloqueado sobre pressão impedindo o retorno da carga.

c) Válvula de retenção pilotada:

São válvulas modulares do tipo pilotagem interna que possuem dois elementos de pilotagem simulados nas linhas A e B, a abertura da retenção acontece por um embolo central, que atua como uma outra válvula de acordo com o lado pressurizado, são muito utilizadas em prensas, siderurgia na linha móvel e máquinas operatrizes.

d) Válvulas de sucção ou preenchimento:

São válvulas de retenção com desbloqueio hidráulico e foram projetadas para diminuir a potência instalada no sistema, garantindo uma alta velocidade de aproximação em prensas, extrusoras e máquinas injetoras, normalmente essas válvulas possuem grande porte.



Retenção simples Retenção geminada Retenção pilotada Sucção e preenchimento

Figura 21: Símbolos das válvulas de retenção. Fonte: (Ferreira, 2013).

Válvulas de controle direcional – são responsáveis pelo direcionamento do fluxo do fluido no sistema, possibilitando a extensão ou retração dos atuadores lineares e acionamento ou inversão em atuadores rotativos. As denominações dessas válvulas são dadas através do número de conexões uteis (vias) e de posições de acionamento, as conexões são as tomadas de fluxo das válvulas e o número de posições e representado pelos retângulos do símbolo da válvula.

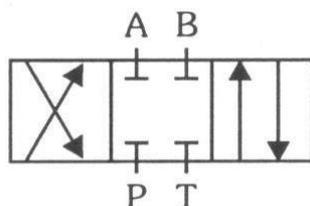


Figura 22: Válvula direcional 4/3 vias (4 vias e 3 posições). Fonte: (Ferreira, 2013)

As válvulas direcionais são classificadas de acordo com o elemento interno de controle e quanto ao tipo de acionamento conforme Ferreira (2013).

Quanto aos elementos internos de controle:

- Tipo pistão ou esfera: essas válvulas possuem um pistão ou uma esfera internamente apoiada contra uma sede, e possuem boa vedação.
- Tipo carretel deslizante: possuem um carretel com ranhuras e rebaixamentos que comunicam diversas tomadas, dando direção ao fluxo, possui uma folga mínima onde desliza o carretel.
- Tipo carretel rotativo: é constituída por um rotor com folga mínima que gira dentro de um corpo e seu giro direciona o fluxo.
- Tipo proporcional: esse contém um carretel que possui infinitas posições, a medida que se movimenta a abertura do orifício de passagem o fluxo é controlado, está também funciona como controladora de vazão e utiliza solenoides de corrente contínua para permitir o posicionamento infinito do carretel.

Classificação quanto ao tipo de acionamento:

- Manual – pode ser feito por alavanca ou pedal.
- Automático – pode ser elétrico via solenoide, hidráulico ou pneumático.
- Retorno – este pode ser manual se possuir detentes ou por mola.

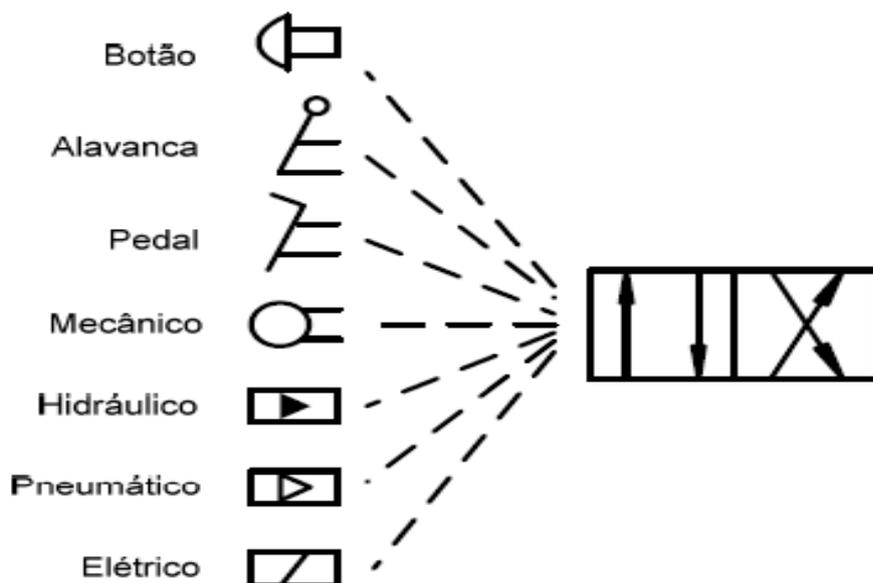


Figura 23: Representação dos tipos de acionamento. Fonte: (Ferreira, 2013)

### Reservatório

Os reservatórios tem duas funções no sistema, armazenamento e resfriamento do fluido por condução ou convecção, Ferreira (2013) explica que o volume do reservatório tem por regra básica atender o sistema por no mínimo três minutos antes que haja o retorno do óleo, ou seja, o volume do reservatório deverá ser de no mínimo três vezes maior que a vazão da bomba.

O reservatório é composto por outros componentes, que ajudam a manter a boa integridade do sistema, são eles:

- Chicana: é um dispositivo em forma de placa aleta, instalado no interior do reservatório entre a abertura de sucção da bomba e as linhas de retorno, seu principal objetivo é aumentar a troca térmica do reservatório sem que haja necessidade de uso de um trocador de calor, ela também evita turbulência no tanque, permite o assentamento de materiais estranhos, ajuda a separar o ar do fluido e a dissipar o calor por meio das paredes do reservatório.

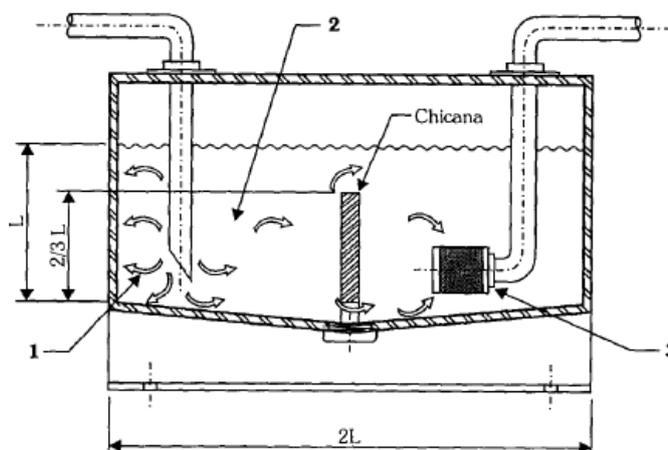


Figura 24: Esquema de um reservatório com chicana, onde 1 – linha de retorno; 2 – espaço reservado para troca de calor do óleo; e 3 – filtro da linha de sucção da bomba. Fonte: (Ferreira, 2013)

- Trocadores de calor: No caso do uso da chicana não ser suficiente para o resfriamento do fluido, pode ser utilizado os trocadores de calor, também conhecidos como resfriadores ou radiadores, estes podem ser com ar ou com água, tendo funcionamento semelhante ao radiador de um automóvel, o trocador óleo-água tem como vantagem que a água pode ser termostaticamente regulada para manter a temperatura desejada, tanto para resfriar o fluido, como também para aquecê-lo em regiões frias.

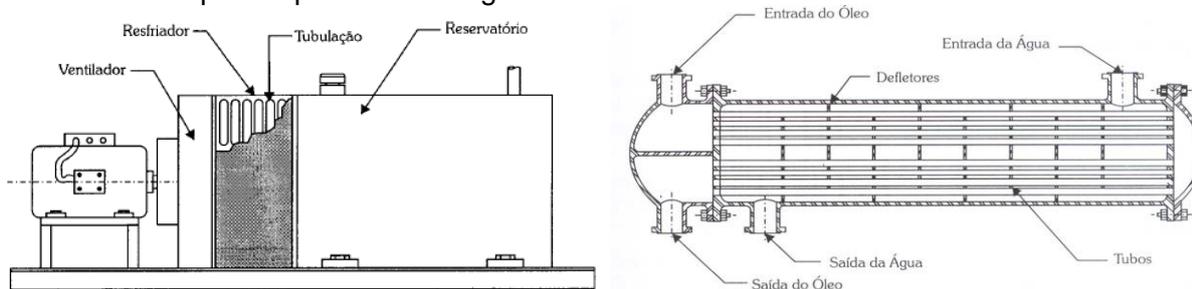


Figura 25: (a) Esquema de um trocador de calor óleo-ar (radiador), (b) esquema de um trocador de calor óleo-água. Fonte: (Ferreira, 2013)

- Respiros: Todo reservatório deve possuir ao menos um respiro (filtro de ar) instalado na sua base superior, mantendo assim a pressão atmosférica no interior do tanque. A norma NFPA dita que o filtro do respiro deve ter uma malha de no mínimo 40 $\mu$ m (0,04mm) e o elemento filtrante deve estar protegido contra danos físicos.
- Indicadores de nível: Devem estar localizados no reservatório de tal forma que indiquem os níveis máximo e mínimo permitidos de fluido. São indicados indicadores de nível com visor pirex, que resistem melhor a variações de temperatura e pequenos impactos.
- Magnetos: São ímãs utilizados para captação de limalhas contidas no fluido, provenientes de desgastes dos componentes do sistema hidráulico.

### Filtros Hidráulicos

Segundo Parker (1999), mais de 75% das falhas em sistemas hidráulicos e de lubrificação ocorrem devido ao excesso de contaminação do fluido, por essa razão o uso de filtros hidráulicos é imprescindível no sistema, as partículas contaminantes interferem em todas partes do sistema hidráulica, causando perda de eficiência e desgaste dos componentes.

Para garantir o bom funcionamento do sistema hidráulico entre as peças móveis deve existir um espaço, também chamado de jogo de tolerância, como explica Ferreira (2013), as partículas com tamanhos similares a esse espaço do jogo produzem falhas e desgastes prejudicando o sistema, os tamanhos críticos dos jogos na maioria dos componentes vão de 0,7 $\mu$ m até 10000 $\mu$ m, sendo necessário de filtros específicos para não haver perda de eficiência dos equipamentos.

As normas mais comumente empregada para a classificação do grau de contaminação são a NAS 1638:1969 (National American Standard) e ISSO 4406:2002.

A NAS 1638:1969 dispõe de 14 classes, onde cada classe indica um determinado número de partículas em uma amostra de 100 ml e em cada uma das cinco faixas de tamanho.

Na ISSO 4406:2002 a pureza do fluido é determinada com base nos valores cumulativos de partículas com tamanho superior a 5 $\mu$ m e 15 $\mu$ m por 100 ml de fluido hidráulico, onde há uma classificação disposta em 26 faixas.

A determinação da classe de pureza compõe-se de dois números, o primeiro deles indica o número da classe para tamanhos de partículas superiores a 5 $\mu$ m e o segundo para partículas superiores a 15 $\mu$ m.

Ambas as normas podem ser representadas em um mesmo gráfico, embora a norma NAS 1638:1969 forneça um espectro maior de faixa de tamanhos que a ISSO 4406:2002.

Ferreira (2013) coloca o seguinte exemplo em sua apostila para ilustrar a norma ISSO 4406:2002: "O gráfico abaixo mostra a contagem de partículas onde se verifica 6x10<sup>3</sup>

partículas com tamanho entre 5 e 15 $\mu$ m, o que corresponde à classe 13, e  $4 \times 10^2$  partículas maiores que 15 $\mu$ m, indicando a classe 9.

Deste modo, a classe de pureza do fluido em questão é **ISO 13/9.**”

Quantidade de Partículas em 100ml $\Delta$ valor indicado	10 <sup>6</sup>	5				20	Classe de Pureza
		2,5				19	
		1,3				18	
	10 <sup>5</sup>	6,4				17	
		3,2				16	
		1,6				15	
	10 <sup>4</sup>	8				14	
		4				13	
		2				12	
	10 <sup>3</sup>					11	
		5				10	
		2,5				9	
		1,3				8	
	10 <sup>2</sup>	6,4				7	
		3,2				6	
		1,6				5	
	10 <sup>1</sup>	8				4	
		4				3	
		2				2	
	1					1	
	2	5	10	15	20		
<b>Tamanho de Partículas em <math>\mu</math>m</b>							

Tabela 01: Classificação de acordo com a normativa ISSO 4406:2002. Fonte: (Ferreira, 2013)

Para a melhor eficiência do sistema, cada parte deve conter um filtro específico e que atenda às necessidades, de acordo com Parker (1999), os tipos de filtros são:

- Filtros de sucção: existem dois tipos de filtros de sucção, o de sucção interna e o de sucção externa.
  - Filtro de sucção interna: é o tipo mais usual, tem forma cilíndrica, não possui carcaça e é instalado dentro do reservatório, abaixo do nível do fluido, apesar de serem chamados de filtro, impedem apenas a passagem de grandes partículas, operando mais como uma peneira, possuem uma malha de 74 a 150 microns.
  - Filtro de sucção externo: Pelo fato de possuírem carcaça, estes são instalados diretamente na linha de sucção fora do reservatório, estes possuem malha de filtragem de 3 a 238 microns.



Figura 26: Filtros da linha de sucção. Fonte: (Ferreira, 2013)

- **Filtro de pressão:** Este é posicionado entre a bomba e um componente do sistema, é usado em circuitos hidráulicos como válvulas proporcionais, a malha de filtragem dos filtros de pressão é de 3 a 40 microns, um filtro de pressão pode ser posicionado entre outros componentes do sistema. Tem como vantagem a filtragem de partículas muito finas, visto que a pressão pode impulsionar o fluido através do elemento.



Figura 27: Filtro da linha de pressão. Fonte: (Ferreira, 2013)

- **Filtro de retorno:** É posicionado no sistema próximo ao reservatório, sua malha é de 5 a 40 microns, tem como vantagem reter a contaminação antes que ela entre no reservatório, aproveitando a pressão do sistema pode conter uma malha fina para reter partículas pequenas.



Figura 28: Filtro da linha de retorno. Fonte: (Ferreira, 2013)

### Tubulações e conexões

São os componentes necessários para condução do fluido no sistema hidráulico, conforme Ferreira (2013), existem principalmente três tipos de condutores:

- **Canos de aço:** Estes foram os primeiros condutores empregados nos sistemas hidráulicos industriais, e ainda são bastante utilizados devido ao seu baixo custo. Nos sistemas hidráulicos é indicado o uso de canos de aço sem costura, com seu interior livre de ferrugem, escamas ou sujeiras.

Os canos de aço são classificados conforme sua bitola nominal e a espessura da parede, onde atualmente, classificadas como: padrão, extrapesada e extrapesada dupla.

- **Tubos de aço:** Uma instalação com tubos de aço sem costura apresenta vantagens aos canos de aço padrão e extrapesados, pois estes podem ser dobrados em qualquer forma, apresentando uma maior facilidade para serem trabalhados, e podem ser montados e

desmontados frequentemente, sem comprometer a integridade das vedações. Suportam vazões elevadas por conterem um número menor de conexões e conduzem o fluxo em menos espaço e peso, embora tenham um custo maior que os canos de aço.

- **Mangueiras Flexíveis:** Empregada em linhas hidráulicas onde estão sujeitas a movimento, esta mangueira é fabricada em camadas de borracha sintética e trançados têxteis ou em fios de aço, sendo que esta última permite maiores pressões.

A camada interna da mangueira deve ser adequada ao fluido que será utilizado e a externa deve ser de borracha para proteger a trança, deve-se tomar muito cuidado na instalação para que a mangueira não fique torcida, e que elas não fiquem roçando em outras matérias, sendo assim danificadas.

### Conexões

As conexões para mangueiras podem ser classificadas segundo Parker (1999) em dois grandes grupos: reusáveis e permanentes.

- **Conexões reusáveis:** São conexões cujo sistema de fixação da conexão com a mangueira, permita manter a conexão em caso da mangueira ser danificada.

Essa tem um custo mais elevado que as conexões permanentes, embora dê mais agilidade a reparos e dispensam o uso de equipamentos especiais.



Figura 29: (a) Por interferência entre a conexão e mangueira e (b) por meio de uma capa rosqueável, sem descascar a extremidade da mangueira. Fonte: Apostila M2001 – 2 BR, Tecnologia hidráulica industrial – Parker.

- **Conexões permanentes:** São todos os sistemas de fixação onde não se permite usar novamente a conexão em caso de danos na mangueira. Esse tipo de conexão necessita de equipamentos especiais para montagem.

▷ **Conexões que necessitam descascar a extremidade da mangueira (tipo SKIVE)**



▷ **Conexões prensadas que não necessitam descascar a extremidade da mangueira (tipo NO-SKIVE)**



Figura 30: Tipos de fixação das conexões permanentes. Fonte: Tecnologia Hidráulica industrial – Parker.

### 3.6. Sistemas elétricos de força e Automação

Ribeiro (2003) conceitua a automação como a substituição do trabalho humano e animal por um máquina, sistema automático ou por controle remoto onde a interferência humana seja mínima, o autor também coloca que o primeiro termo usado foi controle automático de processos e que historicamente os instrumentos utilizados tinham as funções de medir, transmitir comparar e atuar no processo, onde se conseguia o produto desejado com pouca ou quase nenhuma interferência humana.

Roggia e Fuentes (2016) escreve que a evolução da automação industrial remete a longos períodos de tempo, desde a pré-história já vinha sendo desenvolvido por humanos ferramentas com o intuito de reduzir o esforço físico e auxiliar nas atividades, como por exemplo a roda para movimentação de cargas e os moinhos movidos por vento ou por tração animal, embora a automação industrial começou a ganhar destaque apenas no século XVIII com a ocorrência da revolução industrial na Inglaterra e a produção de produtos em maior escala, e o primeiro controlador automático com realimentação usado em processo industrial é datado de 1769, o regulador de esferas de James Watt, que foi desenvolvido para controlar a velocidade de um motor a vapor.

Na automação em sistemas industriais, comerciais, automobilísticos, domésticos, entre outros, é preciso determinar as condições ou variáveis do sistema, para isso são necessários obter valores e grandezas do ambiente que está sendo analisado, e este é o trabalho dos sensores, como explica Wendling (2010), esses deve informar ao circuito eletrônico a respeito do evento externo que está ocorrendo, sobre o qual ele deve atuar, ou comandar uma ação.

Para o projeto, os componentes serão divididos em dois grupos, serão eles, componentes de controle do sistema e força e o outro grupo será de componentes de aquisição de dados para análise.

Os componentes do primeiro grupo serão especificados com base na literatura e estudos.

#### CLPs

CLP – A sigla CLP significa Controlador Logico Programável, este é um equipamento dedicado a simplificar as ligações físicas de fios ou relés nos painéis de controle, onde as ligações passaram serem lógicas, através de um programa previamente elaborado e carregado no CLP, substituído as ligações físicas como explica Amico (2003).

Os CLPs têm como principal vantagem a facilidade de alterar o programa, podendo ser reutilizados diversas vezes, o que não acontece com painéis de relés, onde sua ligação é demorada dificultada pelas inúmeras ligações feitas em um painel de controle.

#### Inversor de frequência

Inversor de Frequência – São dispositivos eletrônicos destinados a converter a tensão da rede alternada senoidal, em tensão contínua e finalmente convertem esta última, em uma tensão de amplitude e frequência variáveis, como explica Da Silva (2011), Côrtes (2010) diz que o inversor de frequência permite variar a velocidade e/ou torque de um motor elétrico através da variação da sua tensão e/ ou frequência de alimentação.

Um motor elétrico deve atender as exigências necessárias em aplicações de velocidade constante, embora muitas vezes seja necessário alterações na faixa de trabalho, necessitando de velocidades variáveis, como em um ventilador ou então faixas continuamente ajustáveis, um motor elétrico ligado diretamente na rede de alimentação, irá operar conforme suas características próprias de torque-velocidade, determinado na fabricação do mesmo, como explica Côrtes (2010), então é ai que entra os inversores de frequência e ou conversores de frequência como também são conhecidos comercialmente.

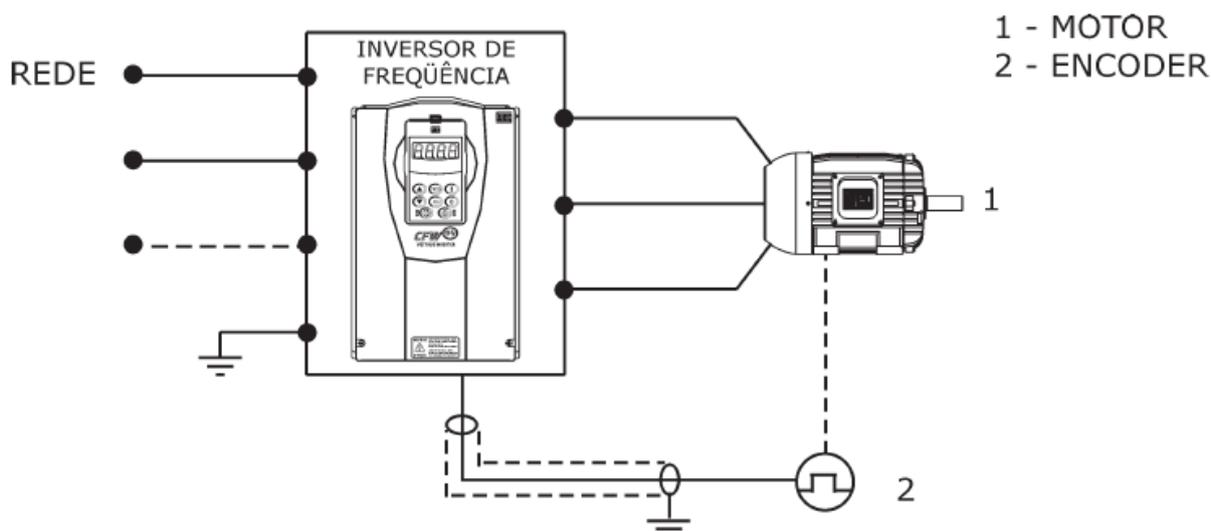


Figura 31: ligação de um inversor de frequência. Fonte – Guia de aplicação de inversores de frequência WEG.

### Soft-Starter

Soft-starter – É um equipamento eletrônico destinado a controlar a velocidade de partida de motores elétricos de corrente alternada, a Matheus descreve que quando partimos uma motor através da ligação direta da na rede de alimentação com valores nominais, inicialmente o motor drena a corrente do rotor bloqueado ( $I_{RB}$ ) e produz um torque de rotor bloqueado ( $T_{RB}$ ). Então, assim que o motor acelera a corrente cai e o torque aumenta antes de cair para seus valores nominais na velocidade nominal. Estes têm sua magnitude e o formato das curvas de torque e corrente dependentes do projeto do motor.

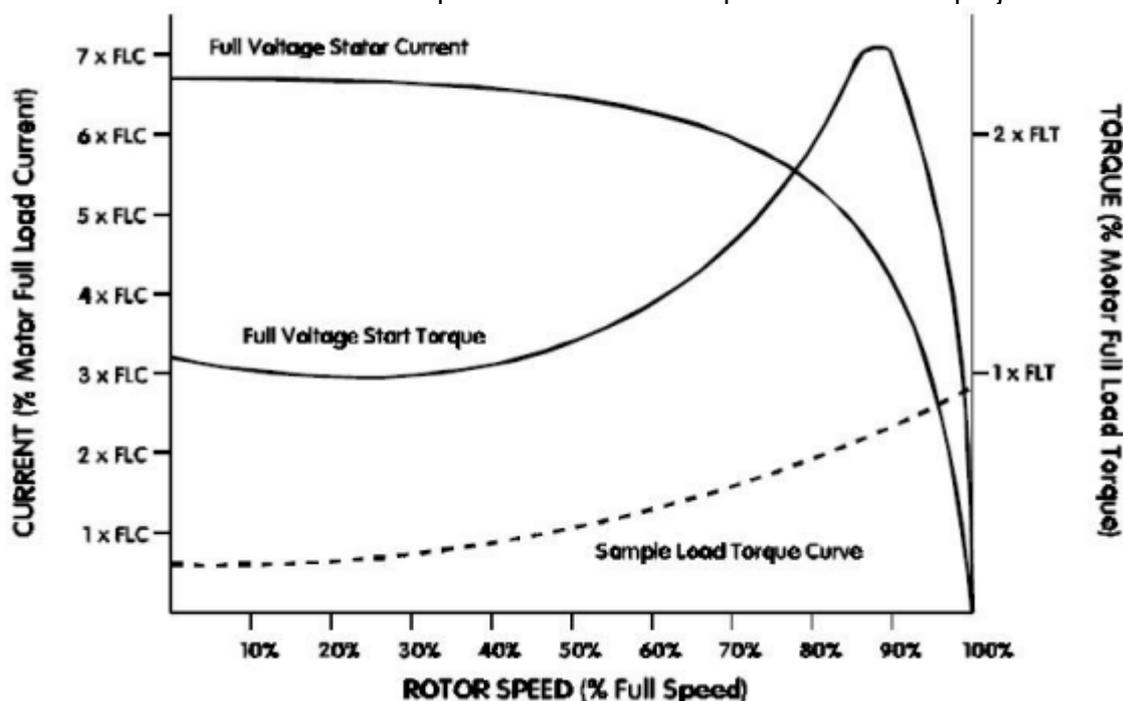


Figura 32: Características de torque de um motor. Fonte – apostila conversores de frequência e soft-starters, EJM engenharia.

O termo soft-starter pode ser aplicado a uma gama de tecnologias relacionadas a partida suave do motor, embora existem diferenças significativas entre os métodos e os benefícios que os acompanham, os soft-starters podem ser divididos em 4 categorias principais como descrito no trabalho de Matheus, são elas:

- Controladores de torque – estas promovem apenas a redução do torque de partida, embora este tipo de soft-starter não tem controle sobre a corrente de partida como ocorre nos modelos mais modernos de soft-starters.
- Controladores de tensão em malha aberta – Estes controlam as três fases e tem todos os benefícios disponíveis dos soft-starters, esses sistemas controlam a tensão aplicada ao motor em uma maneira pré configurada e não tem nenhuma realimentação de corrente, sua performance pode ser configurada a partir de parâmetros como tensão inicial, tempo de rampa e tempo de rampa duplo. Tendo disponível também o sistema de parada suave do motor.
- Controladores de tensão em malha fechada – Estes operam com realimentação da corrente de partida do motor e usam essa informação para cessar a rampa de partida do motor assim que a corrente limite definida pelo usuário for atingida, este possui as mesmas configurações do sistema em malha aberta com adição do limite de corrente. Além de serem componentes completos de partida, fornecendo funções de proteção contra sobre carga, desbalanceamento de fases, subcorrente, entre outros, fornecendo controle sobre partida e parada do motor.
- Controladores de corrente em malha fechada – este sistema é o mais avançado das categorias descritas, eles utilizam a corrente como referência principal, e possuem como vantagem um controle preciso da corrente de partida e fácil ajuste, onde muitos destes ajustes podem ser feitos de forma automática por sistemas baseados em corrente.



Figura 33: Soft-starter da Weg. Fonte – Catalogo online weg.

## Motores elétricos

Motores elétricos – Estes são divididos em duas categorias conforme sua alimentação, corrente contínua ou alternada.

- Motores de corrente contínua (CC) – Conforme Côrtes (2010) as máquinas de corrente contínua permitem uma variação de velocidade de zero até a velocidade nominal, com a possibilidade de se ter o conjugado constante. Esta característica é muito importante porque torna possível o acionamento em várias aplicações que exigem ampla faixa de variação de velocidade e precisão.

Embora possa ser usado em várias aplicações, os motores de corrente contínua são utilizados em aplicações exclusivas e muitas vezes fabricados sob encomenda com as

características definidas para acionamento conforme a necessidade da operação, onde estas exigências compensem seu custo mais elevado de instalação.

A maioria dos motores CC são realimentados, como explica Côrtes (2010) devido a um tacogerador acoplado ao seu eixo, fornecendo informações de velocidade do motor, com o objetivo de melhorar sua regulação de velocidade.



Figura 34: Motor de corrente contínua. Fonte: Projeto de graduação em engenharia elétrica – aplicação de inversores de frequência em motores elétricos.

- Motor de corrente Alternada (CA) – São mais utilizados por que a distribuição de energia elétrica é feita em corrente alternada, reduzindo seu custo, conforme catalogo Weg, os principais tipos de motores de corrente alternada são:

Motor Síncrono – Segundo catálogo da WEG, esse tipo de motor opera com velocidade fixa, sendo utilizado somente para grandes potencias devido seu alto custo em pequenos tamanhos ou necessidade de velocidades variáveis.

Motor de indução elétrica – Funciona normalmente com uma velocidade constante, que pode variar ligeiramente de acordo com a carga aplicada, este é o tipo de motor mais utilizado, conforme catálogo da WEG, pois apresenta características como robustez, baixo custo e simplicidade, adequado para quase todos os tipos de máquinas acionadas, encontradas na prática. Estes motores podem ter sua velocidade controlada através de inversores de frequência.



Figura 35: Motor elétrico de indução. Fonte: Catálogo de motores WEG.

## Redutores

Muitas vezes as características dos motores elétricos não condizem com as necessidades da operação, sendo necessário que estas características como velocidade, torque ou rotação sejam modificadas, como acontece em alguns dispositivos como bombas, ventiladores entre outros, quando isso acontece se torna necessário o uso de um redutor.

Segundo Andrade os redutores são definidos como um conjunto de eixos com engrenagens cilíndricas de dentes retos, cônicos, helicoidais ou somente uma coroa com parafuso sem fim, este tem por finalidade reduzir a velocidade e aumentar de forma significativa o torque transmitido.

Os redutores de engrenagem são os mais frequentemente usados, segundo Bigaton, estes distinguem – se por não ocorrer deslizamento na sua transmissão de força, vida útil maior, resistência a sobrecargas e dimensões reduzidas em relação a potência e ao alto rendimento.

Os redutores com engrenagens cilíndricas de dentes retos apresentam rendimentos entre 95 a 99%, e podem transmitir potência na ordem de 20 000 a 25 000CV.

Engrenagens cilíndricas de eixos helicoidais apresentam como vantagem um funcionamento muito suave, embora operam com um deslizamento significativo e exigem uma boa lubrificação, essas transmissões são silenciosas, sem vibrações e choque, como explica Bigaton, essas engrenagens sempre tem dois ou três dentes em contato.

## Transformadores

Transformadores: Um transformador é um dispositivo que tem como função transformar tensões, correntes e impedância, operando em corrente alternada com princípios baseados na lei de Faraday, conforme Fragozzo (1993), o transformador é constituído por um núcleo de

ferro laminado formando um circuito magnético fechado e por bobinas primárias que são as que recebem a corrente e por bobinas secundárias que fornecem a corrente.

Os transformadores podem ser classificados de acordo com suas características como, disposição das bobinas no núcleo, relação entre as tensões primárias e secundárias, tipo de resfriamento, de acordo com o número de fases e de acordo com a tensão, de acordo com Fragozzo (1993).

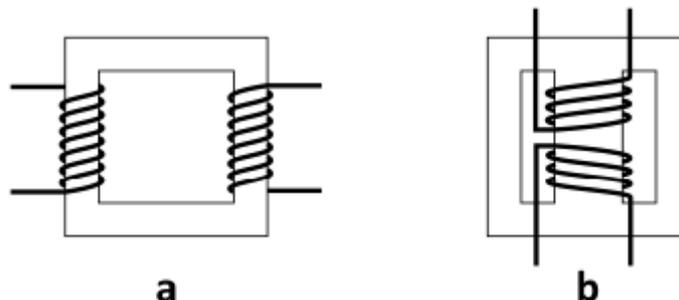


Figura 36: Disposição das bobinas no núcleo, núcleo envolvido (a) e núcleo envolvente (b). Fonte: Apostila transformadores: Teoria e Projeto.

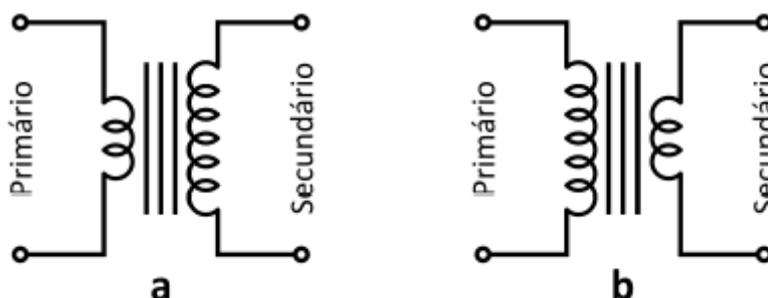


Figura 37: Relação entre as tensões primárias e secundárias, Elevadores - tensão do secundário maior que a do primário (a), Abaixadores – tensão do secundário menor que a do primário (b). Fonte: Apostila Transformadores: Teoria e Projeto.

São classificados também em monofásicos ou trifásicos de acordo com seu número de fases e de acordo com a tensão são classificados em:

- Extra – baixa tensão: menor que 50V;
- Baixa tensão: entre 50V e 1kV;
- Média tensão: entre 1kV e 35kV;
- Alta tensão: maior que 35kV;



Figura 38: Transformador de energia. Fonte: Catálogo WEG.

### 3.7. Componentes de aquisição de dados para análise

#### Perfilômetro

O perfilômetro foi proposto inicialmente por Allmaras *et al.* (1996) para determinação do índice de rugosidade superficial representado pelo desvio – padrão entre os logaritmos obtidos pelas leituras da elevação das hastes. O perfilômetro é definido por Gamero e Benez (1990) como sendo um equipamento constituído por réguas paralelas de madeira com perfuração equidistante ao longo do seu comprimento, através dos quais deslizam hastes perpendiculares ao comprimento das réguas paralelas.

Conforme Carvalho Filho *et al.* (2007) o Perfilômetro pode ser utilizado para avaliação da área mobilizada, área de elevação, empolamento do solo, do índice de rugosidade e da modificação da rugosidade antes e após o preparo, com os dados por ele obtidos fica evidente que o uso do perfilômetro é de grande valia na análise de equipamentos agrícolas, podendo ser usado para fins de comparação entre equipamentos.

#### Digitalização tridimensional a laser

A digitalização de dados tridimensionais é uma técnica muito antiga feita nas fotografias através do método da perspectiva inversa, método usado para se extrair dimensões de objetos fotografados onde ao menos algumas dimensões e ângulos são conhecidos, Celani e Cancehrini (2009) explicam que, mais recentemente com a disponibilidade de equipamentos óticos de alta precisão e de técnicas de visão computacionais cada vez melhores, essa área teve uma grande impulso, dando origem ao chamada digitalização tridimensional.

Os dados fornecidos para digitalização 3d são constituídos de um conjunto de coordenadas de pontos, estas podem ser simplesmente  $(x, y, z)$ ,  $(x, y, z, c)$  para digitalizadores capazes de capturar cor ou temperatura, ou ainda  $(x, y, z, i, j, k)$  para digitalizadores que incluem inclinação manual. Freitas (2006) ainda explica que as várias tecnologias disponíveis para digitalização podem ser classificadas de maneira geral em duas categorias principais: Digitalização com contato físico e digitalização sem contato físico.

Os digitalizadores de contato com o modelo físico são encontrados nos tipos braços mecânicos, triangulação ultrassônica, apalpamento, entre outros. Já os digitalizadores sem contato com o modelo podem ser de Triangulação laser de varredura por ponto, Conoscopio,

triangulação laser de varredura por linha, Triangulação por cores com câmaras CCD ("Coupled Charge Devices"), fotografias digitalizadas, radares laser, tomografia, tunelamento e luz infravermelha, conforme Freitas (2006).

Os sensores de triangulação laser de varredura por linha permite uma triangulação de uma linha inteira, alcançando velocidades superiores ao sensor de triangulação por pontos, segundo Freitas (2006), a triangulação laser de varredura por linhas ocorre de forma que um espelho rotativo de duas faces espelhadas desvia o feixe de laser sobre outro espelho que o reflete sobre a forma, formando uma linha, o laser então é captado pelo sensor linear através de outro espelho de mesma inclinação e pelo próprio espelho rotativo de duas faces.

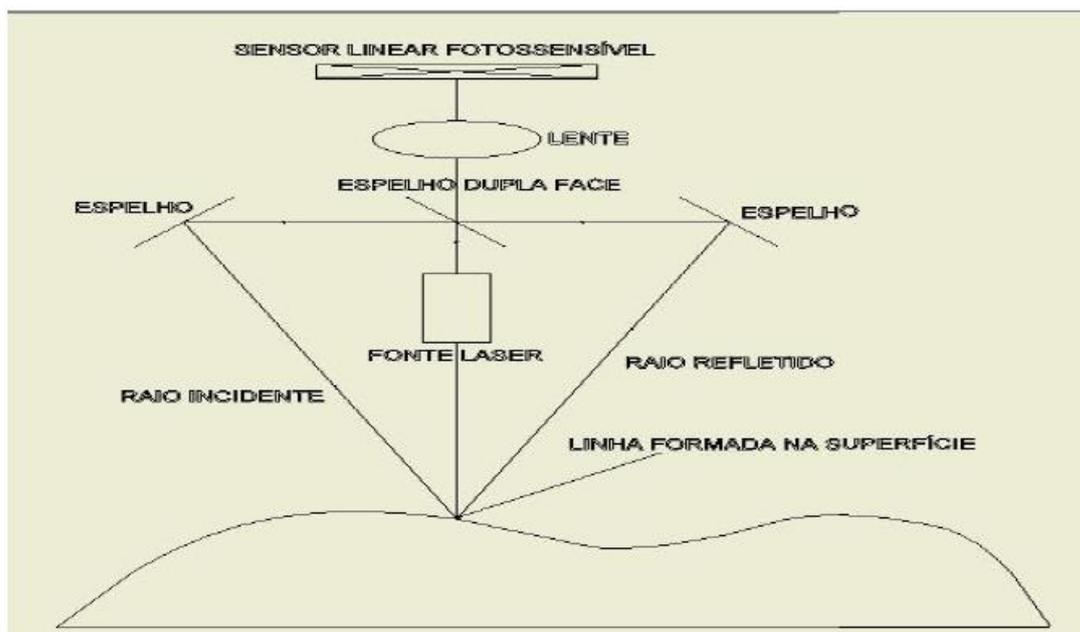


Figura 39: Sensor laser de varredura por linha. Fonte: (Freitas, 2006).

### Penetrômetro

São aparelhos dedicados a avaliação da resistência mecânica a penetração do solo, constituídos de uma haste com ponta cônica na extremidade inferior, estes podem ser de impacto, manual ou de velocidade constante, Herrick e Jones (2002) recomendam a utilização de penetrômetros estáticos com velocidade constante de penetração para a padronização das determinações e, também, pela sua maior precisão inibindo a alteração dos dados pelos impactos gerados em outros penetrômetro.

A norma para o ensaio de resistência à penetração mecânica do solo em campo é estabelecida pela ASAE (2013), é a mais adotada em trabalhos agrícolas no Brasil, ela determina que o ensaio de campo seja realizado com velocidade constante, de 30,48 mm/s, utilizando-se de cone de área de base igual a 129,28 mm<sup>2</sup> para solos firmes (cone mais utilizado no Brasil) e um cone de 322,70 mm<sup>2</sup> para solos fofos, porém na literatura são encontrados valores divergentes dos recomendados.

### Célula de carga

A célula de carga é um transdutor de força que transforma uma grandeza física (força) em um sinal elétrico, baseando se na variação da resistência ôhmica de um sensor denominado extensômetro (strain gage) quando submetido a uma deformação, segundo Sense (2015).

Extensômetro elétrico do tipo resistivo é um elemento que quando deformados sofre uma variação na resistência proporcional à deformação do material. São colocados em

configuração de ponte de wheatstone numa estrutura que se deseja medir deformação, denominada de célula de carga. Diversos fatores tornam o condicionamento de sinal das células de carga uma tarefa complicada, devido à sensibilidade da saída ser relativamente baixa, a amplificação é o passo que estará em primeiro lugar para converter a variação de resistência numa tensão de saída, na ordem de mV ou V, podendo ser medida por voltímetros ou processada por micro controladores. O sinal amplificado é relacionado com a deformação do material devido à força aplicada, conforme Vieira (2016).

Comercialmente são encontradas inúmeros modelos de células de carga no mercado, atendendo a uma ampla gama de necessidades da indústria, as células de carga são utilizadas quando é preciso converter uma força em saída elétrica mensurável.



Figura 40: Célula de carga modelo DTS. Fonte: MK controle.

### Sensores Indutivos

Sensores para detecção de eventos: Estes sensores podem ser utilizados na indústria como contadores, sensores de velocidade, sensores de posição, entre outros, mas para isso deve se conhecer as características de utilização para poder escolher um sensor que satisfaz as necessidades da operação. Um sensor indutivo pode ser utilizado como um contador, através dos pulsos eletromagnéticos gerados por ele, através destes pulsos é possível utilizar um sensor deste como medidor de velocidade, para isto é feita uma relação entre a quantidade de pulsos contados em cada período de tempo, conforme Agostini (2017).

Estes sensores apresentam inúmeras vantagens dentre elas:

- Numero de manobras: a capacidade de um sensor indutivo é muito maior que uma chave convencional por não apresentar partes móveis.
- Ausência de contato físico: estes sensores não mantem contato físico com a parte em movimento, favorecendo muito a sua vida útil.
- Velocidade de atuação: também coloca que por não haver inércia em sua operação, a sua velocidade de resposta é maior que uma chave mecânica.

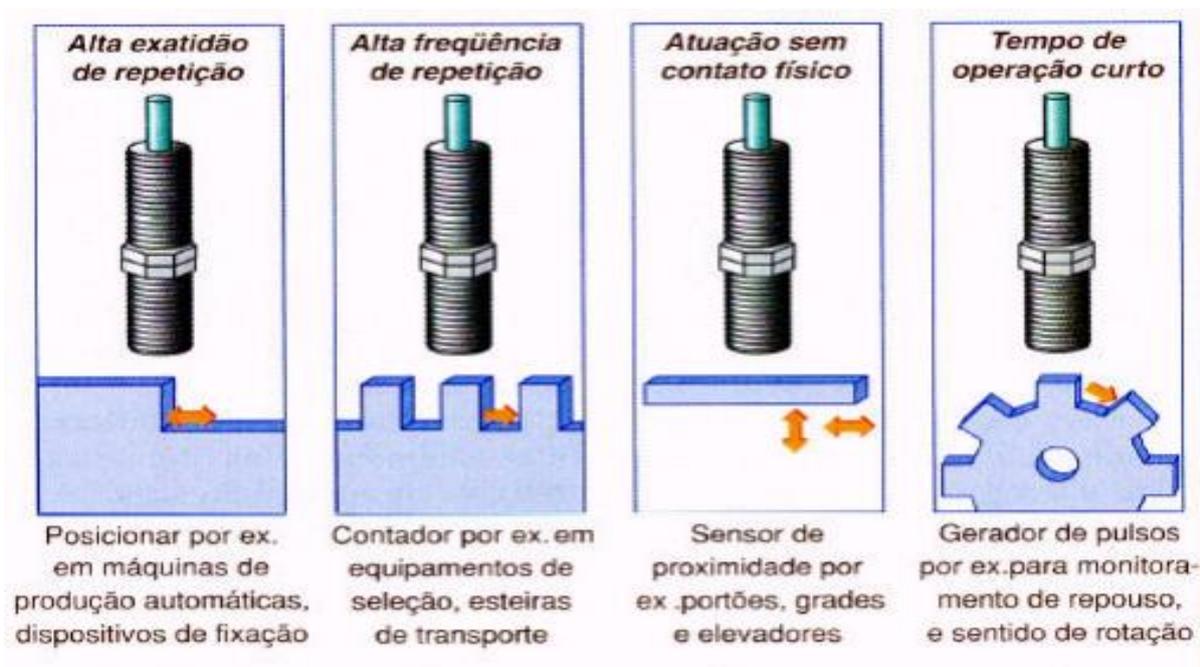


Figura 41: Algumas aplicações dos sensores indutivos. Fonte: Agostini (2017)

### Sensor de proximidade ultrassônico

Estes sensores empregam ondas acústicas com frequência superior a audível e detectam objetos sem a necessidade de contato. A operação do sensor ultrassônico é baseada na emissão e recepção de ondas na faixa de frequência de 30 a 300 kHz, inaudíveis para o ser humano, de modo que o objeto é detectado quando a onda incide sobre ele e produz um eco. Conforme Seidel (2011), estes sensores apresentam como vantagem a grande variedade de objetos que são capazes de detectar, independentemente da forma, da cor e se é sólido, líquido ou pó.

Os sensores de proximidade ultrassônicos podem ser usados como dispositivos de detecção sem contato em muitas áreas da indústria. São diversas as aplicações para os sensores ultrassônicos, tais como: Detecção de nível e altura, medida de diâmetro em bobinas, detecção e contagem de objetos, não importando a cor, inclusive em ambientes com poeira ou vapor, detecção de posição, medição de distância, detecção de sólidos, pó ou líquidos.

O princípio de funcionamento dos sensores ultrassônicos está baseado na emissão de uma onda sonora de alta frequência, e na medição do tempo que leva para a recepção do eco, produzido quando a onda se encontra com um objeto capaz de refletir o som. A sua faixa de detecção varia de 50 mm até 3000 mm, portanto grandes distâncias em relação aos objetos, segundo BHS (2018).

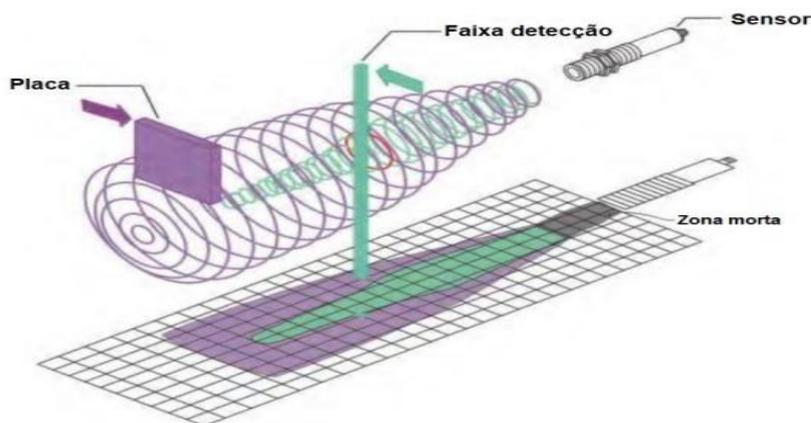


Figura 42: Faixa de detecção do sensor ultrassônico. Fonte: BHS automação (catálogo).

## Placa de aquisição de dados

A aquisição de dados pode ser de maneira simples, definida como medir informações do mundo real, de forma que a maioria dos eventos do mundo real tem uma medição analógica apresentando uma gama de valores contínuos, onde as grandezas físicas a serem mensuradas são luz, temperatura, pressão, força e deslocamento. Todas essas grandezas possuem energia, de modo que para sua medição é necessário a utilização de dispositivos capazes de receber essa energia relacionada a sua grandeza física e convertê-la em uma forma de energia capaz de ser lida por dispositivos eletrônicos, estes dispositivos são os sensores e ou transdutores.

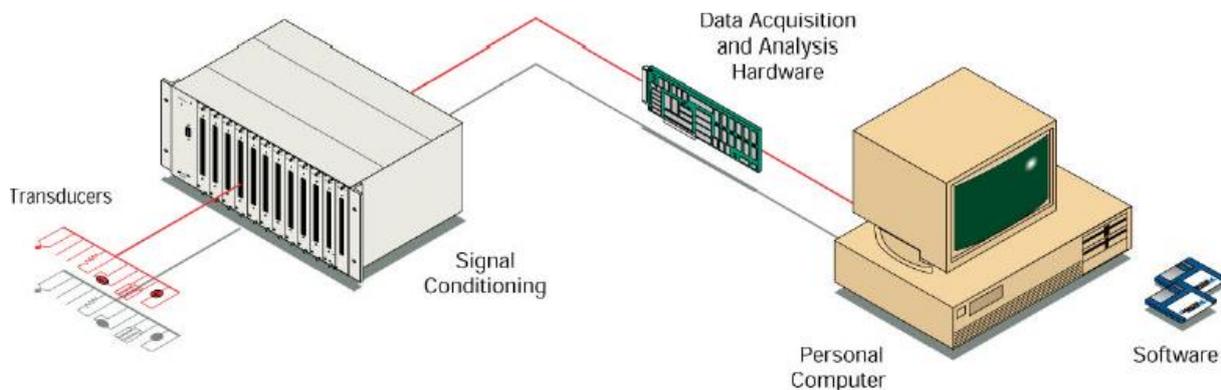


Figura 43: Sistema físico de aquisição de dados. Fonte: (Batista, sd)

## 4. MATERIAL E MÉTODOS

### 4.1. Planejamento do Projeto

A elaboração do projeto parte da ideia de facilitar as análises de pneumáticos agrícolas utilizando formas mais precisas e com custo inferior aos ensaios feitos com uso de tratores, para isso foram seguidas etapas de desenvolvimento representadas pelo fluxograma a seguir:

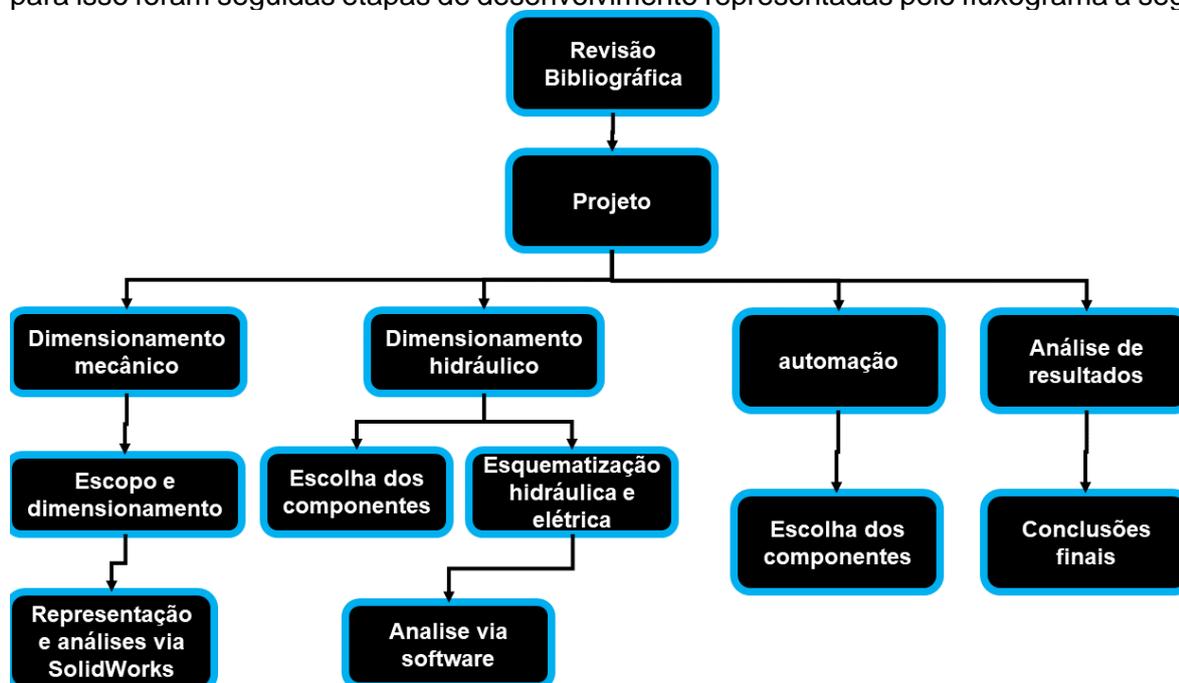


Figura 44: fluxograma para elaboração do projeto. Fonte: Autor

A prensa hidráulica para análises de pneumáticos será uma estrutura de grande porte capaz de realizar ensaio em pneus de grandes dimensões que suportam uma grande carga aplicada, com objetivo de baixar o custo e ensaiar características dos pneus que necessitam de grandes áreas e épocas específicas, como acontece com o picotamento do pneu por taludes de plantas, como algodão, será possível ensaiar também a compactação do solo causada pelos pneumáticos em diferentes condições, e com características específicas de solos como textura, umidade e tipo de solo, e ensaios de circunferência de rolamento dos pneus com diferentes pressões e cargas aplicadas de forma agilizada, podendo se trabalhar com os pneus em condições críticas de pressão e carga, o que muitas vezes é inviabilizado nas análises em campo.

### 4.2. Projeto Informacional

Buscando reduzir as dificuldades nas análises de pneus agrícolas, devido à tamanhos elevados de pneumáticos que suportam grandes cargas e seu alto custo de estudo, esse projeto vem para reduzir fatores que possam comprometer os dados, diminuir custos de análises e buscar melhores desempenhos nos pneus para atender a demanda e melhorar os resultados da produção nacional, foi desenvolvido o projeto de uma prensa hidráulica para testes em pneus, equipada com sensores e recursos, buscando simular com a maior precisão possível a situação real vivida pelos pneumáticos no campo.

A elaboração do projeto foi realizada no software de modelagem 3D (SolidWorks 2018), permitindo uma melhor elaboração do projeto por meio de simulações de posicionamento de peças e análises estruturais de carga e resistência.

O projeto precisou atender a alguns pré-requisitos para sua elaboração, são eles:

(i) Dimensões capazes de atender diferentes tamanhos de pneumáticos e as deformações destes, sem que haja danos à estrutura por falta de apoio. Elaboração de chassis com tamanhos dimensionados levando em conta o maior pneu que será utilizado, sua deformação e o espaçamento entre pneus no caso dos duplos.

(ii) Suportar as cargas que serão aplicadas em seus componentes sem haver quaisquer danos na estrutura metálica e nos conjuntos de apoio.

Desenvolvimento do projeto em aço reforçado atendendo as análises de Von Misses, reforçando pontos em que há maior esforço e possíveis danos, com aço de maior espessura e mãos francesas para apoio.

(iii) Simular desgastes sofridos no campo por picotamento causado pelas touceiras de algodão após a colheita através de esteira e realizar de forma rápida e precisa a análise de deformação do flanco, compactação do solo e área de contato do pneu.

O projeto será dinâmico, realizando vários tipos de testes, mudando-se apenas o conjunto. Para a análise de picotamento por touceiras, será utilizada uma plataforma com quatro esteiras paralelas e três correntes entre as esteiras, nas correntes serão fixados cabos de aço de modo a simular o que acontece no campo, as esteiras também serão usadas para medir a deformação do flanco do pneu e a sua circunferência de rolamento. Para a análise de compactação de solo a plataforma com esteira dará lugar a uma caixa de solo com 3m<sup>3</sup> de solo e dimensionada para que não haja interferência das suas paredes nos resultados das análises. A verificação da área de contato dos pneus será feita sob uma placa de metal, alocada diretamente sobre o piso do laboratório.

(iv) Desenvolver caixa de solo com dimensões compatíveis com a estrutura, e plataforma para esteiras e correntes.

O projeto todo precisa ser desenvolvido para que haja o encaixe de cada parte no lugar certo, de forma otimizada sem grandes folgas ou espaços desocupados, com devida atenção a operacionalidade dos conjuntos de ensaios, levando em conta o peso e tamanho das estruturas metálicas, para isso a caixa de solo e a plataforma de esteiras contarão com rodas para movimentação e pés ajustáveis para que não tenham aplicação de carga em excesso sobre estas rodas.

(v) Acionamento do atuador linear hidráulico.

Para acionamento do atuador linear responsável por subir e descer os pneumáticos e aplicar a carga pré-estabelecida sobre eles, deverá ser dimensionado um sistema hidráulico com bomba eletro hidráulica, motor e válvulas, que dará a vazão e pressão necessária ao sistema.

(vi) Sensores utilizados nas análises e painel de controle.

Para análises de forma mais precisa serão utilizados sensores para determinação da circunferência de rolamento, de carga aplicada pelo atuador hidráulico, de curso do atuador e sensor de distância para medição da deformação do flanco lateral dos pneus.

(vii) Sistema de motor e moto redutor elétrico para movimento rotativo aos pneumáticos em estudo.

Para movimentar o eixo será necessário o uso de um motor elétrico de 15 cv juntamente com um redutor para que o pneu gire à uma velocidade de 5 km/h, que é a velocidade recomendada para este tipo de estudo, estes deverão ser acoplados juntos à estrutura e irão movimentar juntos com o eixo, eliminando assim o uso de correias ou correntes que contém uma vida útil menor.

### 4.3. Projeto Conceitual e Pré-requisitos

O projeto foi desenvolvido com a utilização de software de modelagem 3D (SolidWorks 2018), onde foram realizadas todas as simulações de carga, movimentação e verificação de interferências, para definição da geometria das peças, tamanhos e conexões entre elas, com seus respectivos posicionamentos e encaixes na montagem da estrutura.

As peças foram devidamente dimensionadas com base no mercado local e em algumas situações peças que não foram encontradas na região. O metal utilizado e suas dimensões foram com base em catálogo de empresa local, cujos materiais atenderam as necessidades por contemplarem uma grande variedade de perfis. As dimensões utilizadas foram feitas com bases nos tamanhos dos pneumáticos a serem ensaiados e o uso dos perfis utilizados em sua espessura, foram fundamentados nas análises de esforços feitas no software.

#### Análises de solicitações de esforço e deslocamento

As análises de esforços foram realizadas com a finalidade de verificar a resistência da estrutura e se esta estava com os parâmetros de acordo para suportar as cargas a serem aplicadas, para isso foi utilizado o Simulation que é um recurso presente no SolidWorks e possibilita várias análises, dentro das quais, a utilizada foi a análise estática. Como resultado das análises temos três parâmetros de estudo: Tensão de Von Misses, Deslocamento e Deformação. Entre essas, a Tensão de Von Misses e deslocamento se fizeram de maior relevância para o estudo em questão.

O deslocamento das vigas da estrutura teve grande importância devido ao tempo de ensaios ser elevado, podendo ultrapassar 24 horas seguidas, o que aumenta o desgaste da estrutura causado pela vibração, pensando nisso as espessuras das vigas foram projetadas levando em conta o menor deslocamento possível, sem ser superdimensionada, optando por colocar mãos francesas em pontos de grande deslocamento das vigas, aumentando sua vida útil e conseqüentemente diminuindo seu desgaste durante os ensaios.

A análise de Von Misses foi utilizada para determinar se a estrutura suportaria a carga aplicada ou se necessitava de ajuste no perfil de aço utilizado, para os ensaios de esforço e deslocamento foi utilizado uma carga de 196.133,000 Newtons (equivalente à 20000 Kgf) agindo sentido vertical da estrutura, essa carga foi determinada tendo como base pneus de grandes dimensões que resistem a uma alta capacidade de carga e são submetidos à cargas elevadas durante a operação agrícola, considerando para dimensionamento um fator de segurança superior a 1,3, fator de segurança mínimo para projetos mecânicos.

O projeto foi desenvolvido em aço ABNT1020, que é utilizado em projetos mecânicos por apresentar um baixo teor de carbono, 0,20% de carbono por peso e que está disponível na biblioteca de materiais do Solidworks como aço ABNT1020 com um limite de escoamento de 351.571 Nmm<sup>-2</sup>, valor próximo ao que determina a norma AISI para o aço 1020 conforme Azom (2013) e com um módulo de elasticidade de 2x10<sup>11</sup> Nm<sup>-2</sup>.

#### Instrumentação

Para os ensaios que serão feitos, visando otimizar o tempo e ter maior precisão nos resultados, uma instrumentação base deverá ser instalada de forma necessária. Essa instrumentação irá contar com uma célula de carga que estará ligada ao atuador e à estrutura de suporte dos pneumáticos, medindo dinamicamente a carga que será aplicada de forma que ao chegar à carga estabelecida ela pare o sistema hidráulico.

Para o sistema de determinação da circunferência de rolamento será usado uma engrenagem dentada, cada dente da engrenagem será contado como um pulso, quem entenderá esse pulso será um sensor indutivo, onde cada dente da engrenagem terá um valor

de comprimento linear, assim será possível mensurar de maneira mais precisa a circunferência de rolamento dos pneus.

Deverá ser utilizado um sensor laser para trabalhar com a deformação do flanco do pneu, esse ficará em um ponto conhecido da estrutura e medirá a distância para o pneu antes de aplicar a carga. Conforme a carga for aplicada, a distância inicial deverá diminuir devido à deformação do flanco, esse valor será o resultado da deformação.

A área de contato do pneu será mensurada com auxílio de um scanner 3d, que trabalha como um perfilômetro e gera uma imagem em 3d da área do pneu após o contato com superfície deformada como solo, para análise em superfície indeformada a análise da área de contato será por imagem, via software desenvolvido na plataforma MATLAB, será mensurado também em superfície deformada a compactação causada pelos pneumáticos em estudo, essa compactação será mensurada por um penetrômetro de velocidade constante que será acoplado a caixa de solo.

### Sistema Hidráulico

O sistema hidráulico será o responsável pela movimentação vertical dos pneumáticos e aplicação da carga necessária para os ensaios. Esse sistema possuirá uma bomba de engrenagem capaz de inferir grande pressão à ele, um reservatório de óleo que deverá suportar três vezes a vazão nominal da bomba, de acordo como cita Fialho (2003), e um atuador hidráulico linear de dupla ação, dimensionado sobre encomenda para atender os requisitos do curso de 1,8 metros e da pressão necessária de 129,92 Kgf/cm<sup>2</sup> para realizar os ensaios. Serão necessárias também válvulas reguladoras de pressão, comando elétrico e válvula de retenção pilotada, mantendo uma pressão constante ao atuador linear.

### Sistema Elétrico

Para realizar os ensaios de picotamento e circunferência de rolamento, o sistema irá precisar de uma força motriz com baixa velocidade de rotação. Para gerar a força motriz será utilizado no sistema um motor elétrico trifásico de 15 cv com um moto redutor reduzindo-a para uma velocidade final variando de 3 a 8 km h<sup>-1</sup> a que serão as velocidades utilizadas na realização dos ensaios. O sistema elétrico será composto também por painel de comando, uma placa de aquisição de dados e visores para o sistema de instrumentação e um motor de 20 cv elétrico para movimentação da bomba hidráulica, O controle do sistema de potência será feito através de um CLP, o sistema irá contar também com um soft-starter para o motor da bomba, e um inversor de frequência para o motor do eixo. Contudo será necessário a instalação de um transformador, visto que no laboratório de mecanização agrícola Lapmec e o laboratório de hidráulica dividem a mesma rede de energia, podendo se assim ocasionar quedas na tensão danificando os componentes da prensa e dos outros equipamentos contidos nos laboratórios, como estufas, máquinas de solda, entre outros.

### Circunferência de rolamento

A dimensão linear da circunferência de rolamento é dada como se o pneu se fosse aberto e colocado sobre uma superfície plana, essa circunferência varia com a carga aplicada e com a pressão que está atuando sobre ela.

A circunferência de rolamento no campo é medida com os eixos independentes, desativando a tração conforme Trelleborg (2019), marcando o pneu dianteiro e o traseiro em um determinado ponto na sua parte inferior e usando algo para referenciar os pontos iniciais dos pneus, usando como referência o solo, são contadas 5 voltas do pneu dianteiro e 5 voltas do pneu traseiro, marcando no solo o ponto final de cada pneu, com o uso de uma trena mede-se a distância percorrida, essa distância em metros dividida pelo número de voltas é a circunferência de rolamento do pneu, embora possa acontecer fatores que atrapalham a qualidade desse dado, devido alguma patinação ou a referência não ser bem marcada.

No projeto desenvolvido a circunferência de rolamento será medida através de sensores obtendo assim resultados mais precisos, o pneu analisado estará acoplado ao eixo e receberá um adesivo metálico no seu ponto inicial que será referenciado por um sensor indutivo, este sensor fará a contagem das voltas e ordenará a parada do pneu exatamente na volta estabelecida, enquanto uma engrenagem acoplada ao eixo do motor será lida por outro sensor indutivo, essa engrenagem irá girar com o eixo e cada um dos seus dentes será contado pelo sensor como um pulso, esses pulsos terão uma distância linear conhecida, assim quando o sensor para o sistema após as 5 voltas do pneu, o resultado da circunferência de rolamento já será dado em metros, sem a necessidade de cálculos manuais, permitindo assim com a prensa, análises mais ágeis com facilidade de variação da pressão de insuflagem e da carga a eles aplicada.

#### **4.4. Projeto preliminar**

O projeto apresenta uma enorme viabilidade econômica quando comparado as análises feitas com a utilização de tratores, isso se dá pelo fato dos diferentes tipos de pneus, onde para analisar pneus diferentes deve se alugar tratores de tamanhos diferentes, gerando assim um alto custo e demandando um gasto energético elevado para os estudos. Nesse ponto a estrutura se torna viável por representar um custo menor para efetuar as análises, podendo ser testados diversos tipos de pneus na mesma estrutura, controlando se apenas a carga que será aplicada de acordo com o pneu acoplado.

O protótipo também deverá apresentar melhores resultados que os métodos de análise em campo, levando em consideração os ambientes heterogêneos e as condições adversas que fogem do controle nos ensaios, enquanto o projeto deverá ser executado em um galpão de máquinas, garantindo controle sobre variáveis, como chuva, umidade do solo, e também corpos indesejáveis durante as análises de compactação do solo como pedras enterradas e raízes.

O projeto deverá atender e seguir requisitos de segurança estabelecidos na NR – 12, a fim de evitar acidentes e problemas na sua operação e garantindo a saúde e a integridade física dos operadores, os critérios mínimos a serem atendidos são:

- 12.6 Nos locais de instalações de máquinas e equipamentos, as áreas de circulação devem ser devidamente demarcadas em conformidade com as normas técnicas oficiais.

- 12.8 Os espaços ao redor das máquinas e equipamentos devem ser adequados ao seu tipo e ao tipo de operação, de forma a prevenir a ocorrência de acidentes.

- 12.8.1 A distância mínima entre máquinas, em conformidade com suas características e aplicações, deve garantir a segurança dos trabalhadores durante sua operação, manutenção, ajuste, limpeza e inspeção, e permitir a movimentação dos segmentos corporais, em face da natureza da tarefa.

- 12.11 As máquinas estacionárias devem possuir medidas preventivas quanto à sua estabilidade, de modo que não basculem e não se desloquem intempestivamente por vibrações, choques, forças externas previsíveis, forças dinâmicas internas ou qualquer outro motivo acidental.

- 12.13 As máquinas, as áreas de circulação, os postos de trabalho e quaisquer outros locais em que possa haver trabalhadores devem ficar posicionados de modo que não ocorra transporte e movimentação aérea de materiais sobre os trabalhadores.

- 12.14 As instalações elétricas das máquinas e equipamentos devem ser projetadas e mantidas de modo a prevenir, por meios seguros, os perigos de choque elétrico, incêndio, explosão e outros tipos de acidentes, conforme previsto na NR-10.

- 12.18 Os quadros de energia das máquinas e equipamentos devem atender aos seguintes requisitos mínimos de segurança:

- a) possuir porta de acesso, mantida permanentemente fechada;

- b) possuir sinalização quanto ao perigo de choque elétrico e restrição de acesso por pessoas não autorizadas;

c) ser mantidos em bom estado de conservação, limpos e livres de objetos e ferramentas;

d) possuir proteção e identificação dos circuitos; e

e) atender ao grau de proteção adequado em função do ambiente de uso.

- 12.20 As instalações elétricas das máquinas e equipamentos que utilizem energia elétrica fornecida por fonte externa 4 devem possuir dispositivo protetor contra sobrecorrente, dimensionado conforme a demanda de consumo do circuito.

-12.24 Os dispositivos de partida, acionamento e parada das máquinas devem ser projetados, selecionados e instalados de modo que:

a) não se localizem em suas zonas perigosas;

b) possam ser acionados ou desligados em caso de emergência por outra pessoa que não seja o operador;

c) impeçam acionamento ou desligamento involuntário pelo operador ou por qualquer outra forma acidental;

d) não acarretem riscos adicionais; e

e) não possam ser burlados.

- 12.38 As zonas de perigo das máquinas e equipamentos devem possuir sistemas de segurança, caracterizados por proteções fixas, proteções móveis e dispositivos de segurança interligados, que garantam proteção à saúde e à integridade física dos trabalhadores.

- 12.49 As proteções devem ser projetadas e construídas de modo a atender aos seguintes requisitos de segurança:

a) cumprir suas funções apropriadamente durante a vida útil da máquina ou possibilitar a reposição de partes deterioradas ou danificadas;

b) ser constituídas de materiais resistentes e adequados à contenção de projeção de peças, materiais e partículas;

c) fixação firme e garantia de estabilidade e resistência mecânica compatíveis com os esforços requeridos;

d) não criar pontos de esmagamento ou agarramento com partes da máquina ou com outras proteções;

e) não possuir extremidades e arestas cortantes ou outras saliências perigosas;

f) resistir às condições ambientais do local onde estão instaladas;

g) impedir que possam ser burladas;

h) proporcionar condições de higiene e limpeza;

i) impedir o acesso à zona de perigo;

j) ter seus dispositivos de intertravamento protegidos adequadamente contra sujeira, poeiras e corrosão, se necessário;

k) ter ação positiva, ou seja, atuação de modo positivo; e

l) não acarretar riscos adicionais.

- 12.77 Devem ser adotadas medidas adicionais de proteção das mangueiras, tubulações e demais componentes pressurizados sujeitos a eventuais impactos mecânicos e outros agentes agressivos, quando houver risco.

- 12.80 Os sistemas pressurizados das máquinas devem possuir meios ou dispositivos destinados a garantir que: a) a pressão máxima de trabalho admissível nos circuitos não possa ser excedida; e b) quedas de pressão progressivas ou bruscas e perdas de vácuo não possam gerar perigo.

#### **4.5. Projeto detalhado**

Conforme descrição nos tópicos anteriores referentes aos componentes estruturais, componentes do sistema hidráulico e componentes eletrônicos, no qual será detalhado através de representação gráfica do projeto em ambiente virtual, com vistas em perspectivas, lateral e frontal, cotas, o posicionamento dos equipamentos e os detalhamentos dos mesmos.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1. Estrutura Metálica

Com o uso do software de modelagem 3D SolidWorks 2018, foi dimensionada uma estrutura capaz de suportar uma carga aplicada por atuador linear de 20 toneladas, atendendo também a capacidade de suportar pneus duplos como utilizados em tratores de alta potência, suportando até dois pneumáticos 710 com espaçamento entre pneus até 300 milímetros.

A estrutura foi modelada em viga I variando suas dimensões em locais que sofreram uma carga maior, necessitando de uma viga mais espessa ou de dimensões menores para facilitar a montagem. As juntas entre vigas serão feitas por parafusos juntamente com cantoneiras, melhorando a montagem e reduzindo possíveis desgastes ou falhas que podem ocorrer com a utilização de solda, comprometendo a estrutura e ocasionando riscos para os operadores.

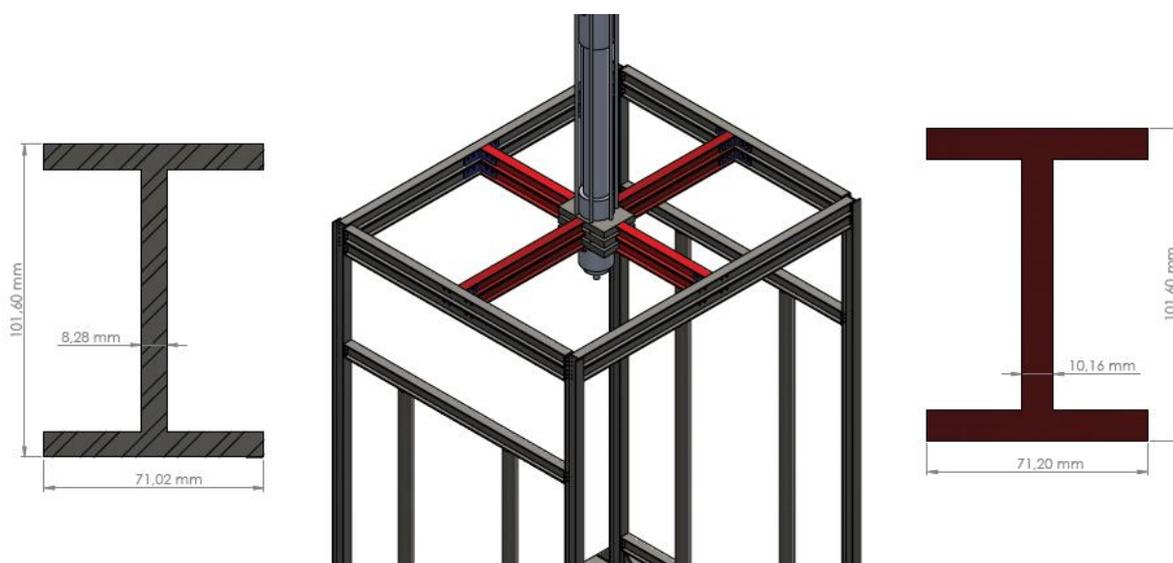


Figura 45: Representação do perfil I com as dimensões usadas, e onde foram usadas de acordo com a cor. Fonte: Autor

Para atender aos requisitos de dimensão dos pneus, a estrutura contará com quatro pilares principais na vertical e cada um terá 4500 mm (4,5 metros) de altura. A parte frontal da estrutura receberá na parte superior duas vigas de 2500 mm (2,5 metros) bem como na parte traseira e as duas laterais terão vigas de 2000 mm (2 metros) cada, essas vigas irão dar suporte a parte superior onde será alocado um atuador linear que fará a carga sobre os pneus, sendo o ponto central superior da estrutura o ponto mais crítico em relação à aplicação de forças, os pilares da estrutura estarão chumbados com concreto abaixo do piso.

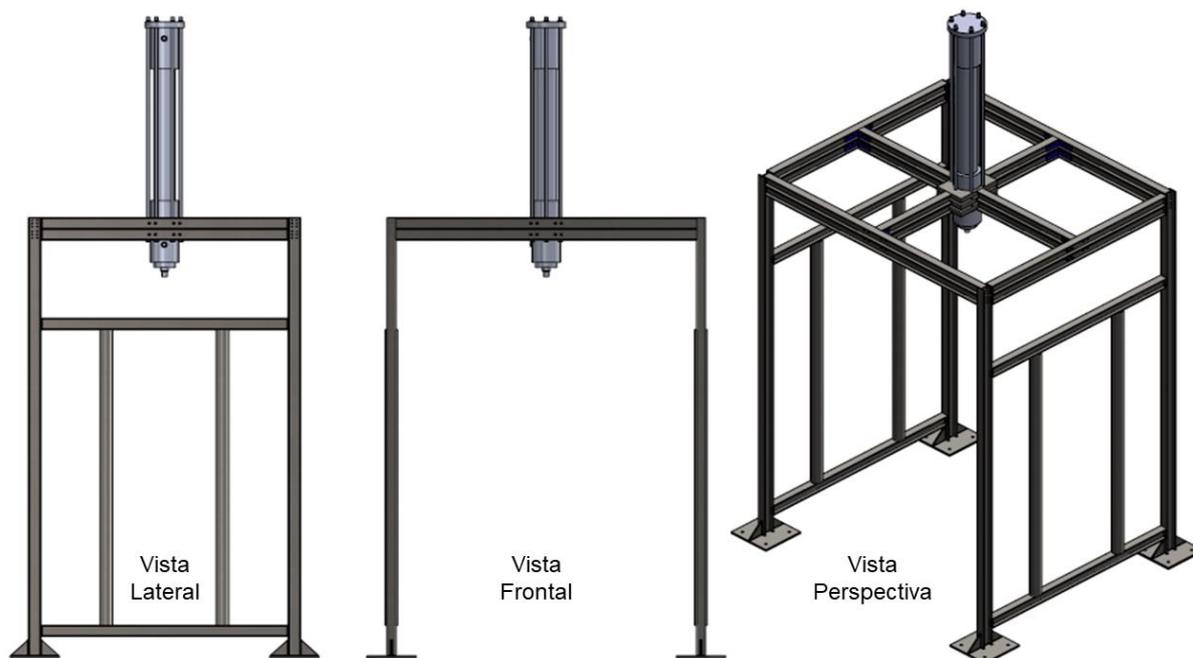


Figura 46: estrutura que dará suporte a todos os componentes do projeto.

O dimensionamento dessa estrutura teve como base principal as análises feitas pelo software, sendo necessário em algumas partes da estrutura o uso de vigas com dimensões diferentes para satisfazer as análises de Von Mises e de deslocamento nos pontos de carga, evitando rupturas futuras durante ensaios.

Os dimensionamentos foram feitos com um fator de segurança de 1.3 recomendado para projetos de máquinas, qual para os pneus ensaiados será utilizada em média um carga de até 15 toneladas, sendo as outras 5 toneladas e o peso da estrutura parte do coeficiente de segurança, a estrutura de suporte do atuador, teve sua carga concentrada na parte superior central, onde ficará alocado o atuador linear, devido a isso se fez necessário o uso de vigas duplas para suportar a carga, obtendo se pela análise do software um limite de escoamento para a carga aplicada de  $3,516e+08 \text{ n.m}^{-2}$ , onde com as dimensões escolhidas a estrutura suportou a carga com segurança.

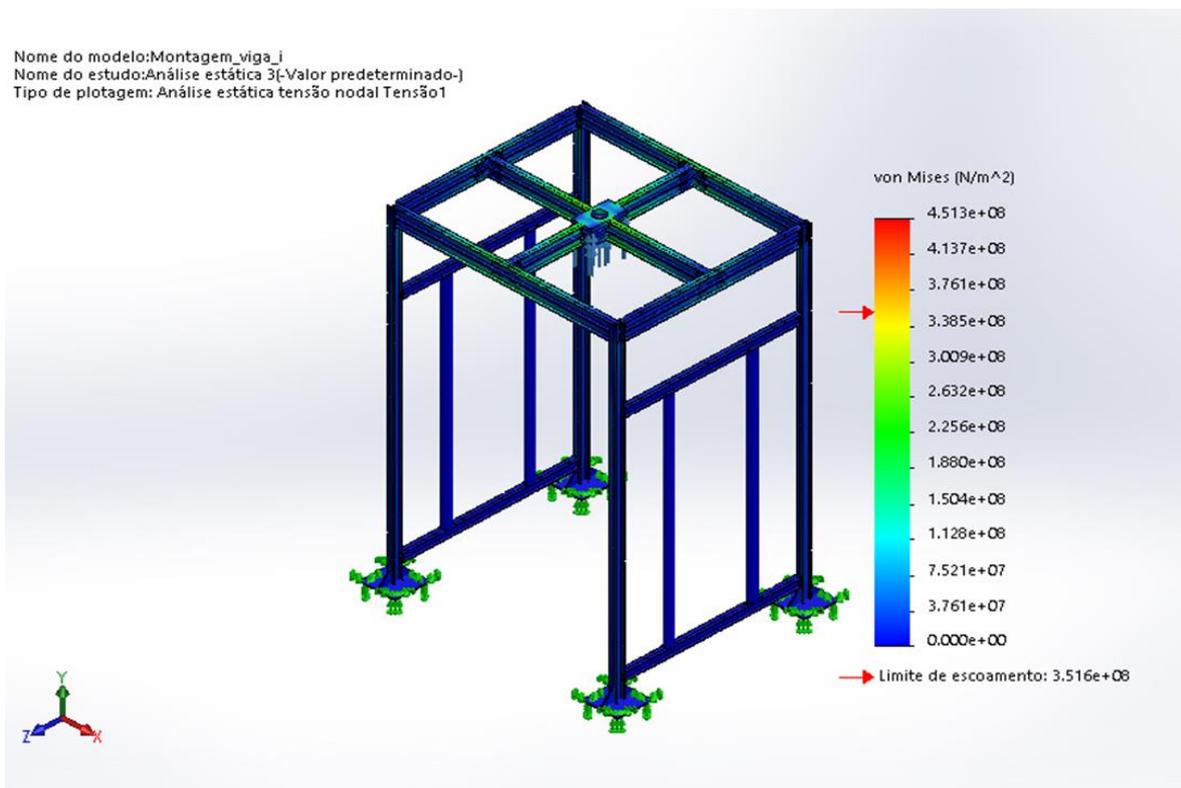


Figura 47: Análise de Von Misses para a estrutura.

A fim de evitar erros de posicionamento, as conexões em todas as vigas da estrutura serão feitas por parafusos sextavado 10.9, para as conexões com as vigas verticais, as vigas horizontais irão receber uma chapa de 10,32 mm soldada na sua extremidade, esta chapa será perfurada e parafusada nas vigas verticais, para as demais vigas será utilizada cantoneira perfurada de 10,32 milímetros de espessura como ilustra a figura 39, o necessário para suportar a carga que será aplicada de acordo com as análises.

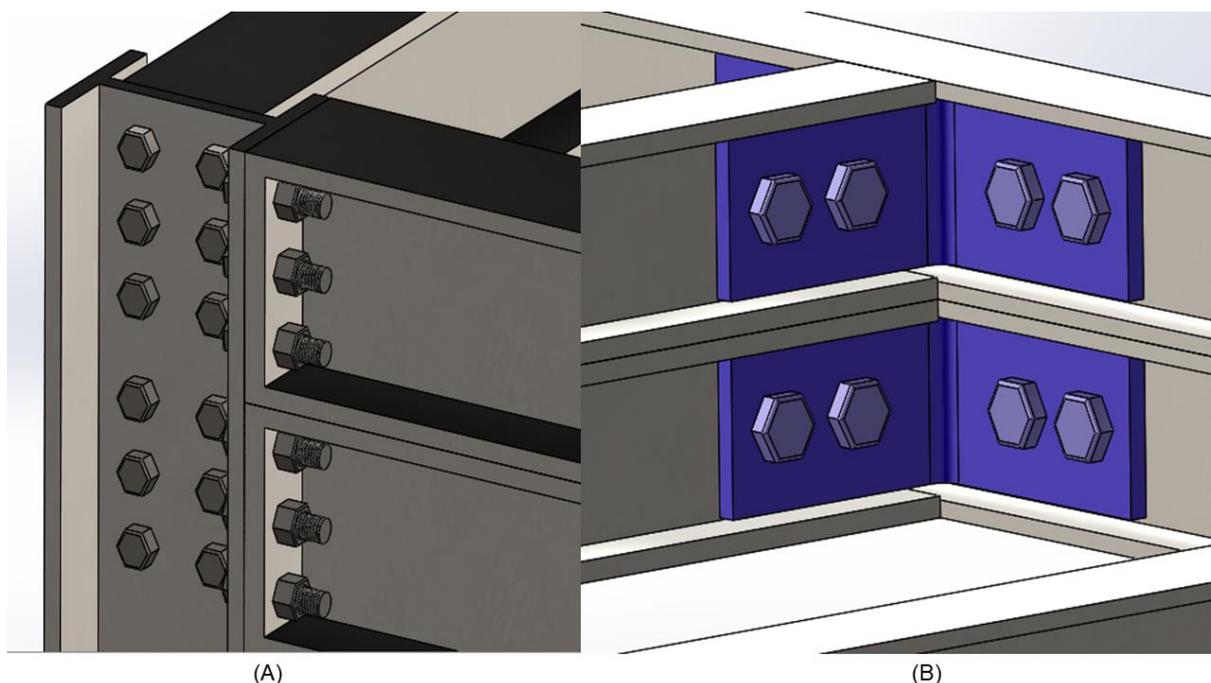


Figura 48: Fixação na extremidade das vigas superiores e das vigas verticais (A), Fixação por cantoneiras nas demais vigas (B). Fonte: Autor

A estrutura será ancorada em blocos de concreto armado, com uma malha metálica capaz de suportar a força de tração a qual será submetida, através de um chumbador tipo J com diâmetro de 31,75 mm e comprimento de 900 mm (0,9 metros), suportando um esforço de tração de 5.770 kg dados obtidos a partir do portal metálica (2019) com rosca na extremidade superior, podendo se assim ser feita a retirada da estrutura de forma mais simples caso haja necessidade.

O bloco de concreto armado foi dimensionado de modo que o peso dos blocos juntos seja equivalente ao peso do esforço do atuador nos pneus, tendo se assim o peso da estrutura como margem de segurança, considerando que o peso específico do concreto de ancoragem é  $2,5 \text{ Tfm}^{-3}$ , e para facilitar a montagem do bloco foi definida uma base quadrada de  $1000 \times 1000 \text{ mm}$  (1 x 1 metro), com 2000 mm (2 metros) de altura, totalizando uma volume de  $2000000000 \text{ mm}^3$  (2 metros cúbicos), e um peso por bloco de 5000 kg, como serão utilizados 4 blocos enterrados no solo, o peso total da ancoragem será de 20 toneladas, mesma força para qual o atuador linear foi dimensionado.

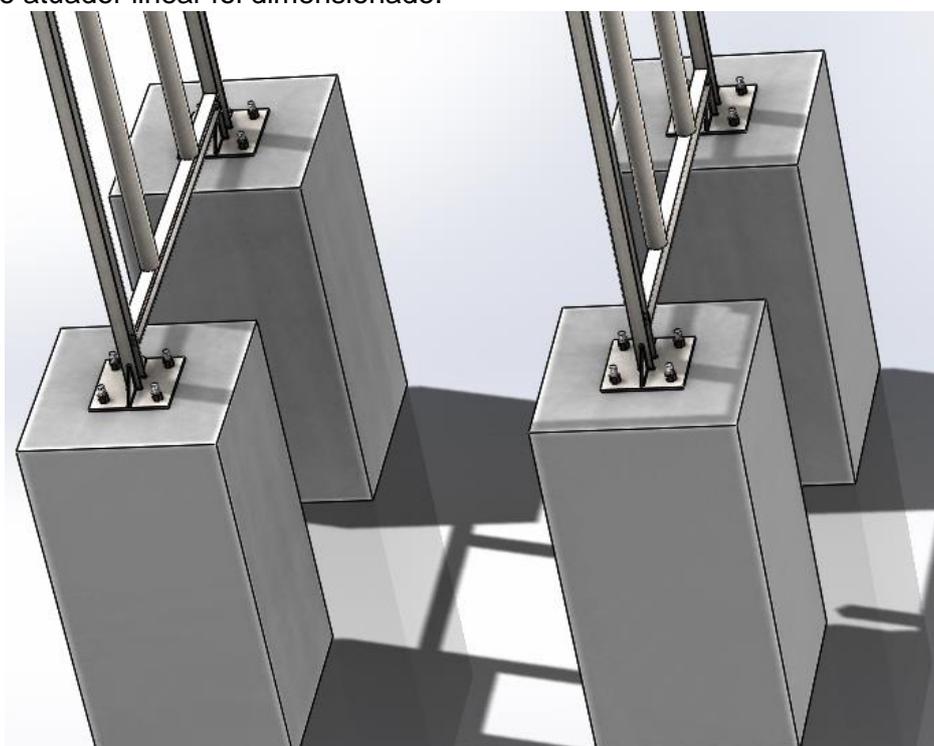


Figura 49: Blocos de concreto e ancoragem da estrutura. Fonte: Autor.

## 5.2. Suporte dos Pneumáticos

Para alocação dos pneumáticos foi desenvolvida um tipo de suporte composto por mancais e um eixo onde ficará anexado as rodas, essa estrutura deverá suportar de forma direta a carga pelo atuador linear e propiciar movimento deslizante linear na vertical, ao mesmo tempo o eixo deverá transferir o movimento rotativo do motor para o pneu.

O dimensionamento do motor e do redutor para o eixo dos pneus foi feito baseado em uma média de velocidades que poderá ser obtida com pneus de tamanhos diferentes, onde a velocidade usada nos ensaios deve estar entre  $5 \text{ e } 8 \text{ km.h}^{-1}$ , onde com base em dados de circunferência médios obtidos a rotação final deverá estar entre 20 a 30 rpm no eixo dos pneus.

O cálculo do torque necessário para o motor do eixo e do redutor foi feito baseado na resistência de rolamento de um trator de 340 cv de potência equipado com pneus 710/75R42

da marca pirelli, com valores de 270 kgf em cada pneu, levando em conta um fator de segurança de 40% sobre essa carga, chegou se ao valor de torque necessário de 378 kgf.m.

Com base nos catálogos será necessário o uso de um motor de 4 polos com uma rotação de 1750 rpm, esse motor com 15 cv de potência possui uma configuração de torque de 5,86 kgf.m considerando uma redução para 26 rpm, através de uma relação inversamente proporcional através da eq.9 (Anexo 2) foi possível encontrar um torque final de 394,42 kgf.m, atendendo de satisfatória o torque necessário para trabalhar com pneus de grandes dimensões.

Com o resultado obtido pela equação 10 (Anexo 2) encontrou se uma relação de redução para 20 e 30 rpm, respectivamente de 87,5:1 e 58,3:1, essa informação será utilizada de forma a encontrar o redutor que melhor atenda as exigências de redução e torque.

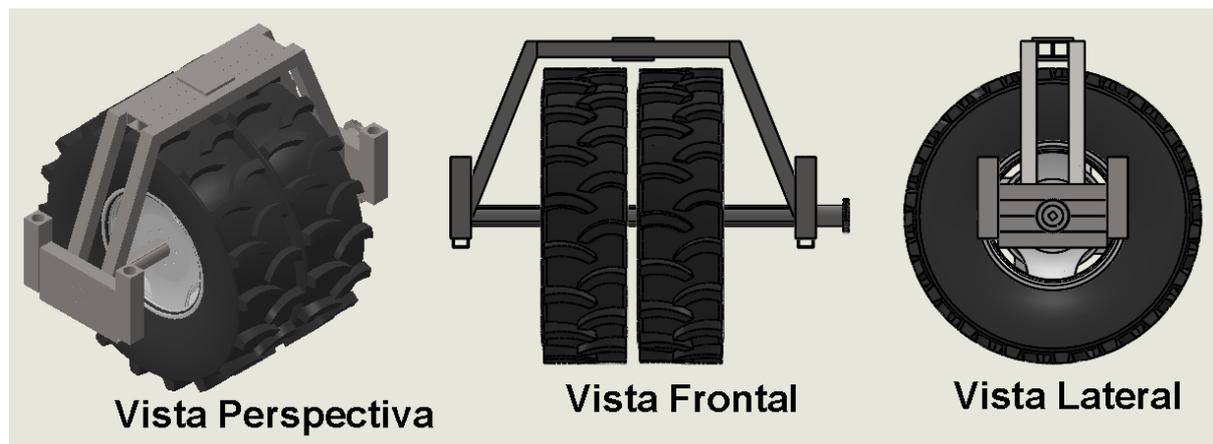


Figura 50: Suporte montado onde ficara alocado os pneumáticos em estudo.

Para trabalhar com pneus de vários tamanhos será utilizado dois eixos de diâmetros diferentes, um deles terá 152,4 milímetros, essa dimensão faz-se necessária para suportar a carga de 20 toneladas aplicada usada para trabalhar com pneus de grandes dimensões e duplos, já o outro eixo terá 80 milímetros e será usado para pneus de portes menores onde a carga aplicada não ultrapasse 5 toneladas, esses eixos serão estriados facilitando a remoção e troca dos pneus em teste.

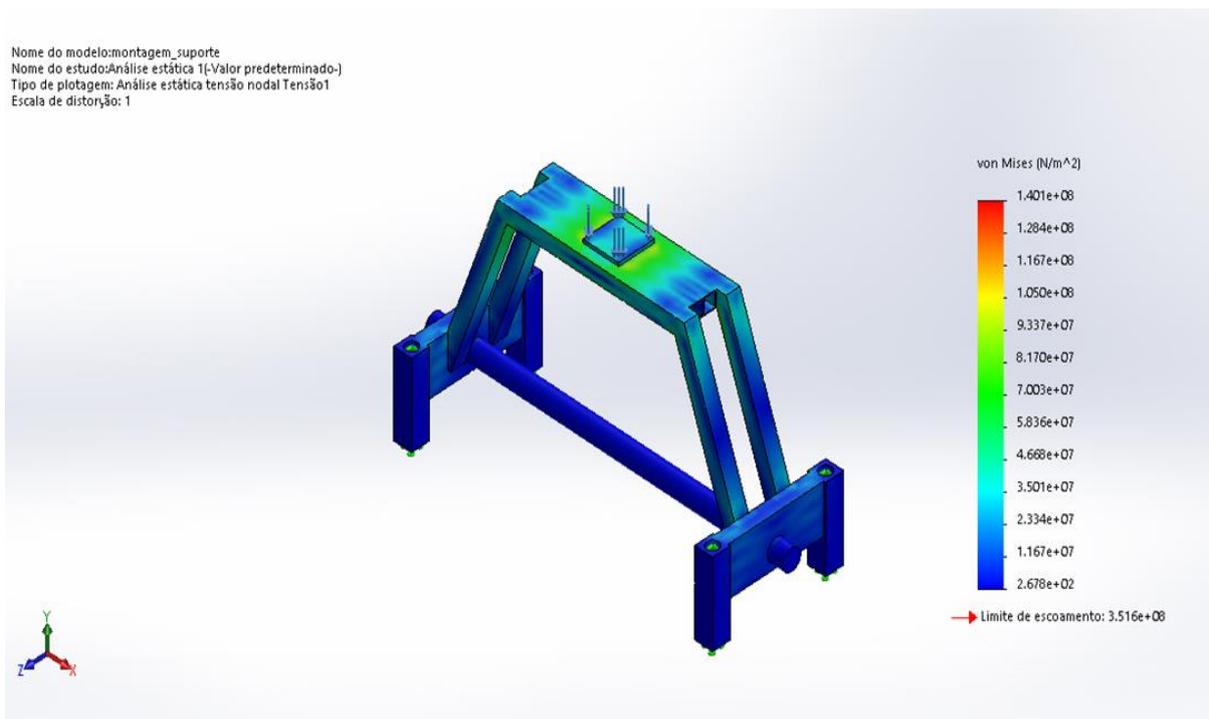


Figura 51: resultado da análise de Von Mises para o suporte dos pneus.

Para o acoplamento das rodas será feito um suporte com furações que comportará os diferentes tipos de rodas usadas, também serão confeccionados quatro suportes, dois deles para o eixo de maior diâmetro e dois para o eixo de menor diâmetro.

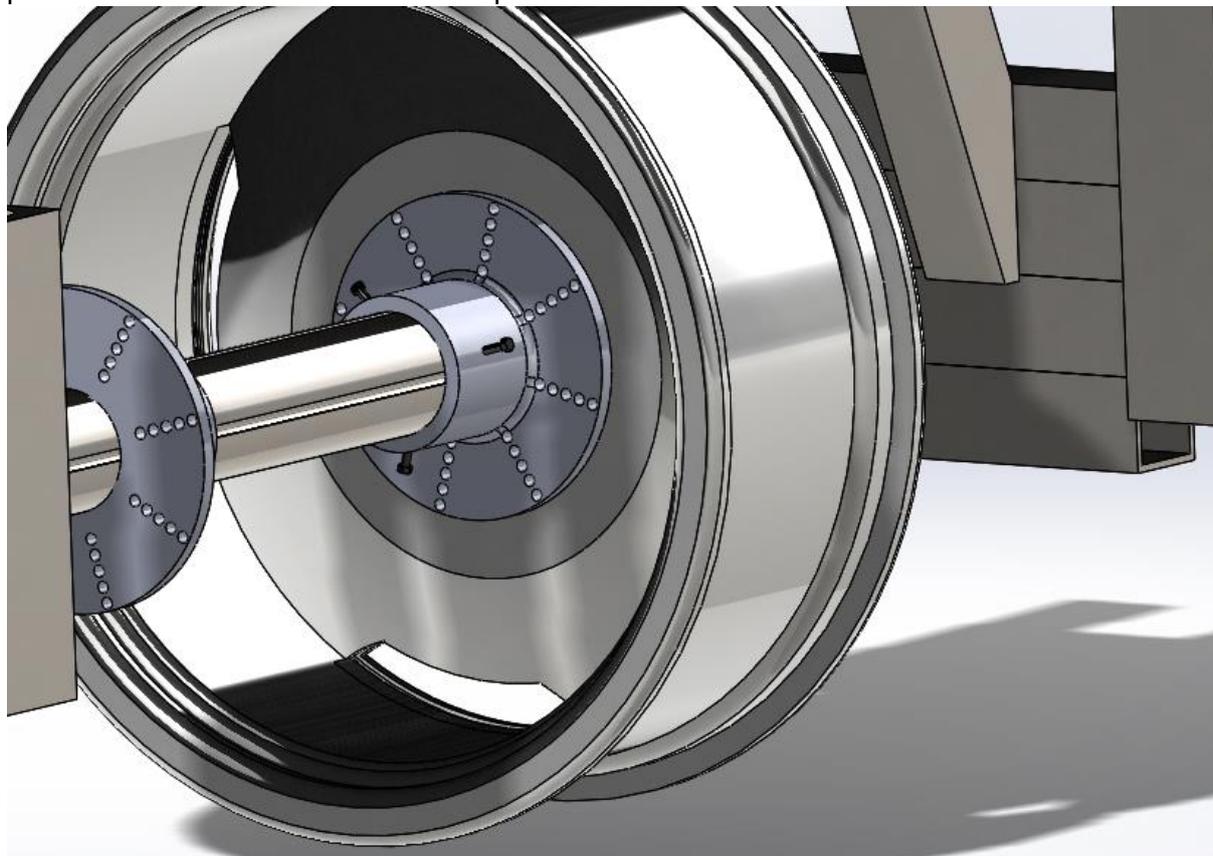


Figura 52: Base para acoplamento das rodas.

Os suportes das rodas terão ressaltos que irão encaixar nas estrias do eixo, servindo como um tipo de chaveta que irá transferir o movimento do eixo para os pneus de tal forma que a distância entre os pneumáticos no caso dos duplos poderá ser regulada por parafusos que irão travar o suporte no eixo.

A montagem e retirada dos pneus no suporte serão facilitadas e realizadas da seguinte maneira: o eixo estriado onde os pneus serão acoplados será movimentado para a extremidade da direita, logo depois posicionam-se os pneus e empurra o eixo estriado para sua posição inicial onde ele ficará conectado ao eixo do motor, nessa etapa o atuador ficará paralelo ao furo central da roda. Em seguida haverá uma conexão entre os pneus e o eixo estriado, essa será uma trava ajustável ao tamanho da roda dos pneus que serão testados.

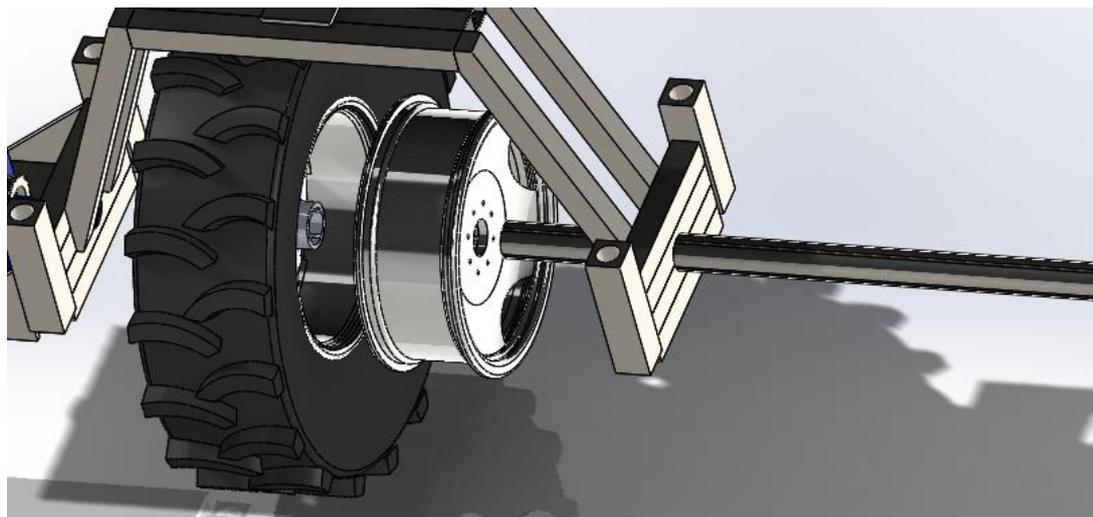


Figura 53: movimentação do eixo para acoplamento ou retirada dos pneus.

### 5.3. Esteira Picking

Os danos causados aos pneumáticos devidas às touceiras que ficam das plantas secas após a colheita é conhecido como picotamento, e esse é um grande problema para os produtores, pois ele inutiliza o pneu, ocasionando um gasto a mais no orçamento. Esse picotamento é mais prejudicial em pneus do tipo construtivo radial, pois é um pneu que tem uma deformação maior do flanco e uma borracha mais flexível quando comparado ao tipo construtivo diagonal que por sua vez é um pneu mais duro com pouca deformação, tendo maior resistência na sua borracha.

A colheita feita por plataformas com barra de corte gera um toco que contém uma ponta que é conhecido como touceira, devido a ponta formada na hora do corte tem a capacidade de resistir a uma carga antes de quebrar, e essa resistência é capaz de perfurar e causar danos nas garras dos pneus. Para avaliar esses danos fez-se necessário projetar o sistema de picotamento da esteira picking, assim apelidada, inicialmente pensou-se em qual material se usaria para substituição dos tocos de algodão e como seriam fixados os mesmos.

Para fazer esses testes foram procurados materiais que possivelmente tivessem comportamento próximo aos tocos de algodão, e os coletar também para análise de seu comportamento.

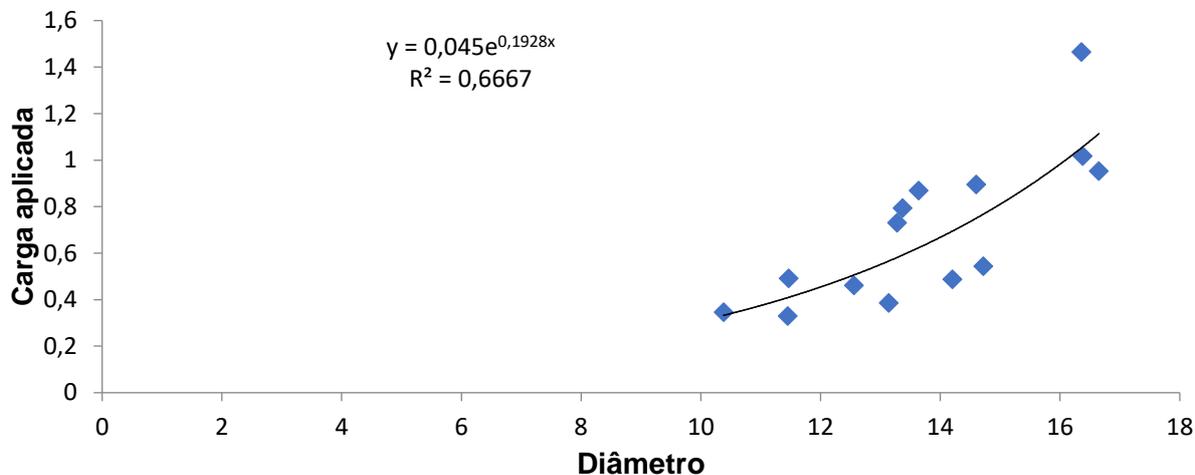
Para definição de espaçamento entre fileiras de plantas e entre plantas nas fileiras, procuramos seguir fielmente a geometria do plantio de quando se foi coletado a campo os talos de algodão para ensaios de compressão, que seriam de 760 mm entre fileiras de algodão e espaçamento entre plantas de aproximadamente 83 mm, para chegar à esses valores foram medidos pontos aleatórios do talhão para melhor confiabilidade dos valores.

Foram coletadas 15 amostras para ensaios de compressão há uma altura média dos tocos próximas às encontradas nas lavouras que é de 130 mm, uma prensa hidráulica da

Universidade Federal do Mato Grosso (UFMT) foi usada para determinação de carga máxima aplicada sem deformação e sua tensão máxima de resistência.

Podemos perceber que à medida que o diâmetro dos tocos de algodão aumenta a carga máxima a ser aplicada aumenta exponencialmente.

### Diâmetro x Carga



O diâmetro médio dos tocos de algodão foi de 13,73 mm.

O mesmo teste foi aplicado à pedaços de cabos de aço do mesmo comprimento, o cabo com 13 mm de diâmetro foi o que melhor simulou os tocos de algodão como mostra o gráfico comparativo a seguir.

### Algodão x Cabo de aço

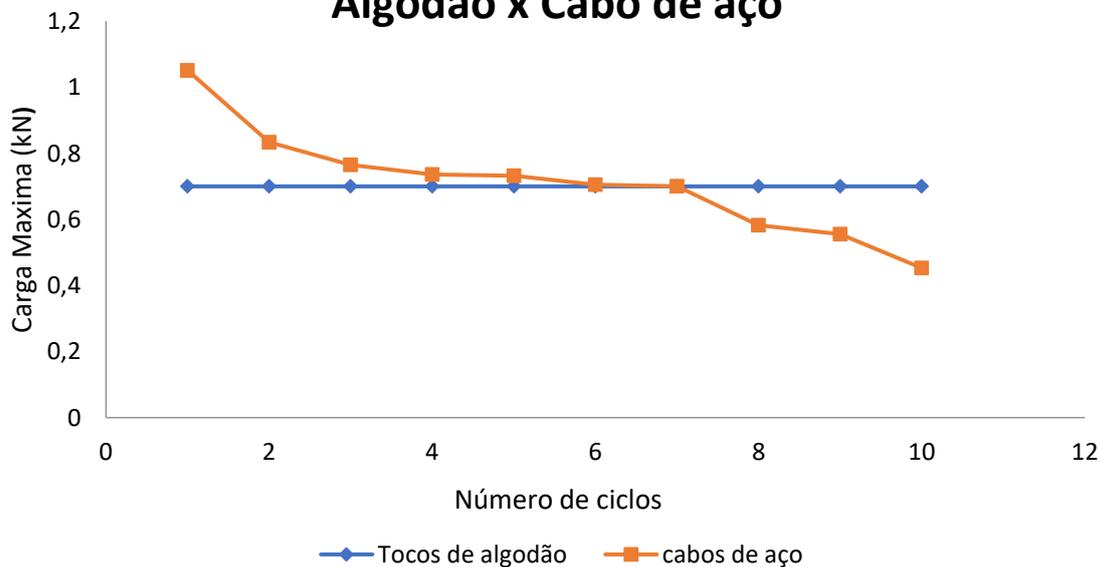


Figura 54: carga máxima aplicada sem deformação dos cabos de aço e talos de algodão.

Para os tocos de algodão consideramos a carga média, as variações de um ciclo para o outro não davam respostas confiáveis, sendo assim consideramos o valor de carga médio obtido como constante. Para os cabos de aço, foram testados diversos diâmetros e comprimentos, por apresentar problemas construtivos, como desenrolamento dos cabos com diâmetros maiores como os de 19 e 22 milímetros de diâmetro, foram descartados por não possuírem uma solução imediata de amarramento nas pontas para evitar o seu desenrolamento.



Figura 55: podemos observar que os cabos de diâmetro maior se desenrolaram e não puderam ser testados, já os de diâmetro de 13 mm e 16 mm foram testados normalmente.

Definido o diâmetro e material a ser utilizado para simulação de picotamento, o acoplamento e posicionamento desse material seria o próximo desafio, o cabo de aço então será acoplado sobre uma estrutura de estrangulamento fixado por meio de solda diretamente sobre o elo da corrente para garantir que o mesmo irá absorver a carga e causar danos ao pneu, sendo assim, para que o ensaio fique mais próximo ao que acontece no campo, haverá três correntes que serão distribuídos da seguinte forma: uma ficará no centro e as outras duas ficarão dispostas há uma distância de 380 mm para cada lado. A corrente do centro será utilizada quando o ensaio for realizado em apenas um pneu. O uso das demais será quando a análise requerer ensaios com pneus duplados, obedecendo os espaçamentos do algodão de 760 mm entre linhas.

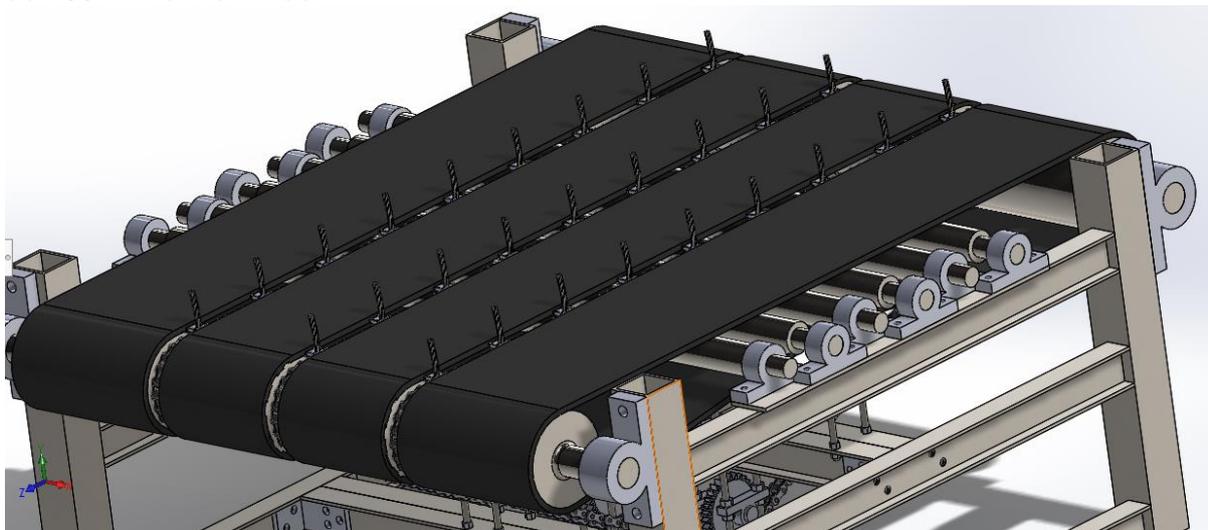


Figura 56: Detalhe da parte superior da montagem que será usado para testes de picotamento.

Tanto as correias como as correntes foram escolhidas para suportar condições mais extremas necessárias no projeto e as duas têm comportamentos diferentes quanto à tensão e desgaste, sendo assim as mesmas terão esticadores individuais.

A correia escolhida é da marca Borpac, modelo PL 400, de 5 lonas com emenda vulcanizada com uma tensão admissível de 200 N/mm e uma espessura de 11 mm.

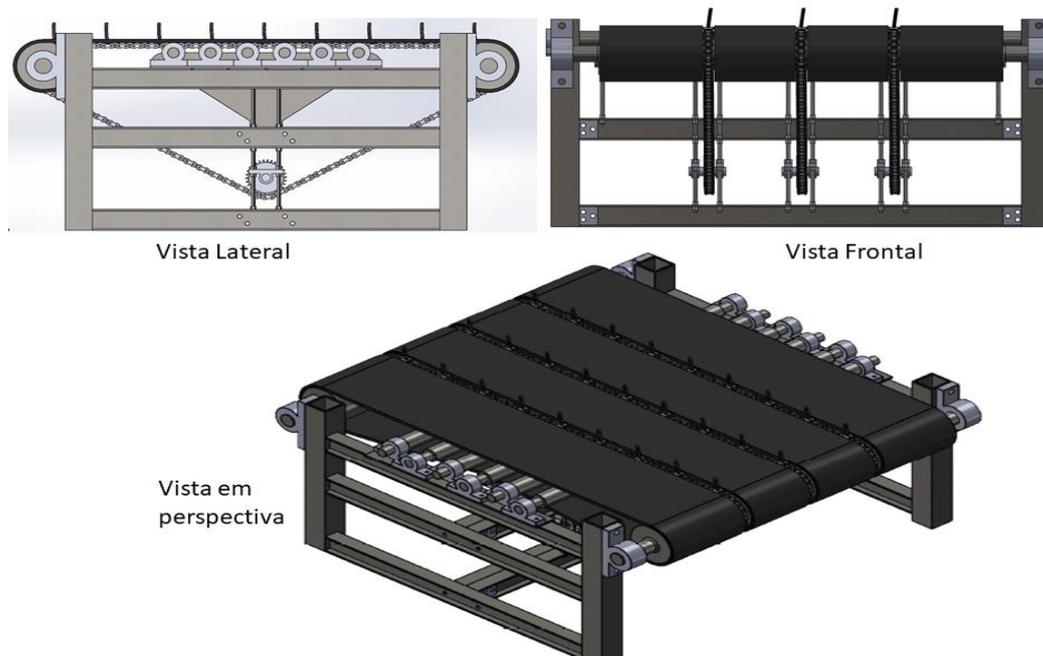


Figura 57: Plataforma metálica onde ficara as correias e correntes durante as análises.

#### 5.4. Circunferência de Rolamento

No produto desenvolvido a circunferência de rolamento será estudada em uma estrutura com esteiras que simularão o contato com o solo, de forma a reduzir patinagens, obtendo-se dados com uma grande precisão melhorando os estudos. Para calcular essa circunferência de rolamento será utilizado um sensor de pulsos acoplado ao eixo, que em uma velocidade constante contará o número de pulsos necessários para completar uma volta e fará a conversão para metros, tendo assim a medida linear dos pneus sobre uma determinada pressão e carga aplicada.

A estrutura da esteira picking será a mesma utilizada para este ensaio, onde haverá a remoção das correntes da plataforma, utilizando somente as correias.

A análise da circunferência de rolamento dos pneumáticos será feita com o uso de sensores indutivos, uma engrenagem dentada será acoplada ao eixo do redutor próximo a conexão com o eixo de suporte dos pneumáticos, onde cada dente será contado como pulso por este sensor como um valor linear pré-estabelecido, para uma melhor precisão, a parada do eixo quando o pneu completar volta será feita por outro sensor indutivo.

Para o funcionamento correto do segundo sensor indutivo, um pedaço de fita metálica deverá ser acoplado na garra que marca o início da volta, assim com o eixo em movimento o pneu irá girar e quando a fita der a volta o sensor identificara e desligara o motor, medindo se assim a quantidade de pulsos necessárias para volta e convertendo estes em metros lineares.

A análise da circunferência de rolamento dos pneumáticos será feita com o uso de sensores indutivos, uma engrenagem dentada será acoplada ao eixo do redutor próximo a conexão com o eixo de suporte dos pneumáticos, onde cada dente será contado como pulso

por este sensor como um valor linear pré-estabelecido, para uma melhor precisão, a parada do eixo quando o pneu completar volta será feita por outro sensor indutivo.

Para o funcionamento correto do segundo sensor indutivo, um pedaço de fita metálica deverá ser acoplado na garra que marca o início da volta, assim com o eixo em movimento o pneu irá girar e quando a fita der a volta o sensor identificará e desligará o motor, medindo assim a quantidade de pulsos necessárias para volta e convertendo estes em metros lineares.

Para essas operações foi escolhido o sensor de distância AlphaProx da WROMA, que conta com um sistema de avaliação eletrônico completamente integrado, com faixa de medição regulável e uma faixa de medição de até 30mm.



Figura 58: Sensor indutivo AlphaProx da WROMA. Fonte: Catalogo de sensores indutivos WROMA.

## 5.5. Caixa de Solo

A análise compactação do solo é feita aferindo o solo antes de passar o trator, após sua passagem uma nova aferição é feita no rastro da passagem do pneu de forma que a diferença de carga necessária para penetrar no solo é dada como o adensamento das partículas ocasionadas pelo peso do trator e da pequena área de contato do pneu com o solo, distribuindo esse peso em um pequeno local.

Para poder fazer esse estudo foi desenvolvido uma caixa de solo capaz de suportar  $3\text{m}^3$  de solo mais a carga de compactação aplicada que irá variar de acordo com os pneus em análise, sendo essa adotada 20 toneladas, suas dimensões são de 2000 x 2000 x 700 mm ( 2 x 2 x 0,7 metros) de forma a evitar que suas bordas afetem a distribuição da carga comprometendo os dados em estudo.

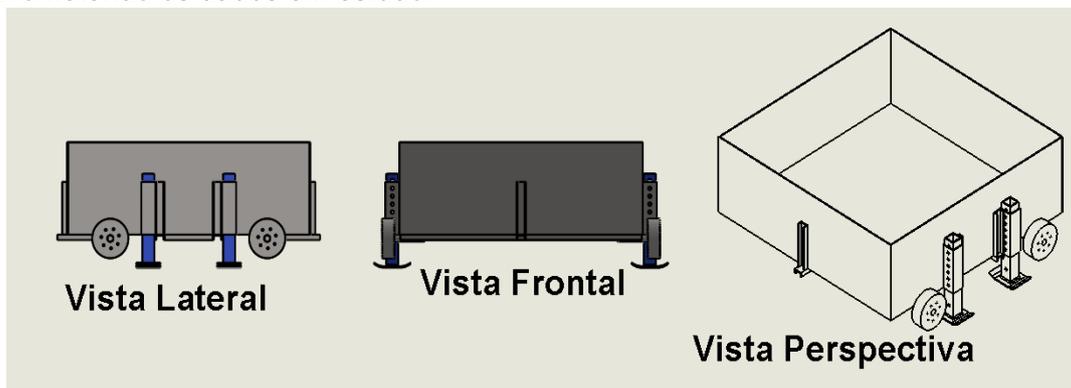


Figura 59: Carrinho de solo para análises de compactação.

A análise compactação do solo será feita com um Penetrômetro eletrônico de velocidade constante, de acordo com as normas propostas pela ASAE (2013), possibilitando assim a comparação dos dados e gráficos de compactação obtidos para cada tipo de pneus e pressões de insuflagem analisadas, e de forma mais rápida que os testes a campo, além do ambiente ser controlado podendo simular as várias condições de solo enfrentadas durante as operações agrícolas.

O penetrômetro a ser usado será elaborado no LAPMEC, com software próprio, de forma a reduzir custos, e aproveitando o sistema elaborado para acoplamento do laser sobre o carrinho de solo, para elaboração do penetrômetro se faz necessário um motor de passo que será acoplado a uma barra roscada, esta será a guia da haste, possibilitando o movimento vertical linear da mesma, uma célula de carga que deverá ser acoplada a haste e um painel de controle, que receberá os dados de carga da célula e os pulsos do motor de passo, possibilitando assim gerar gráficos de compactação nas diferentes profundidades de análise.

Neste equipamento será feito também a análise de área de contato em superfície deformada, para qual será usado um Scanner tridimensional da Leuze Electronic modelo LES 36/PB, capaz de detectar objetos em 3D e medir objetos, este ficará acoplado a um trilho sob o carrinho de solo, percorrendo a área onde o pneu foi forçado gerando uma imagem 3d via software.

O penetrômetro e o scanner tridimensional será acoplados a o mesmo fuso com um sistema de acoplamento parafusado onde não será necessário remover o fuso e o motor do sistema, apenas será mudado sua orientação, sendo que para o scanner o fuso acoplado a um motor de passo ficará alinhado na horizontal de forma que o sensor percorra com velocidade constante a área demarcada pelo pneumático gerando a imagem como demonstra a figura 56, após remove se o scanner e acopla se o penetrômetro a o engate, mudando a orientação do fuso para a vertical, com isso pode se analisar de forma precisa e dentro dos padrões exigidos a compactação do solo.

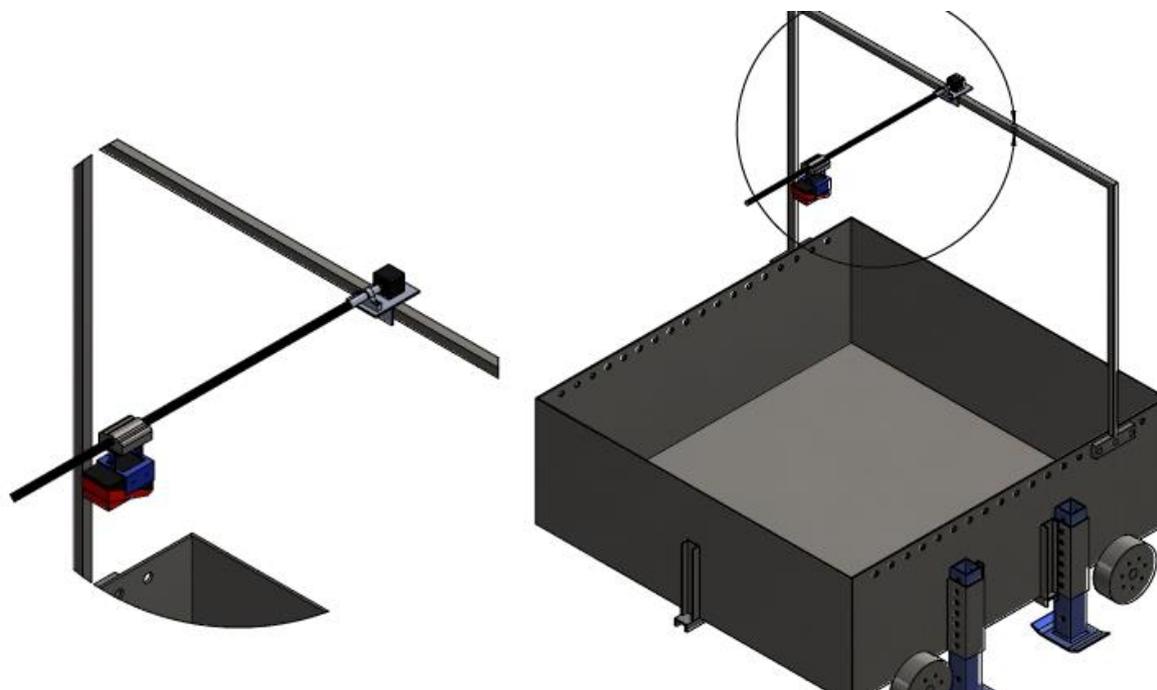


Figura 60: Carrinho de solo com detalhe do scanner acoplado em modo de operação. Fonte: Autor.

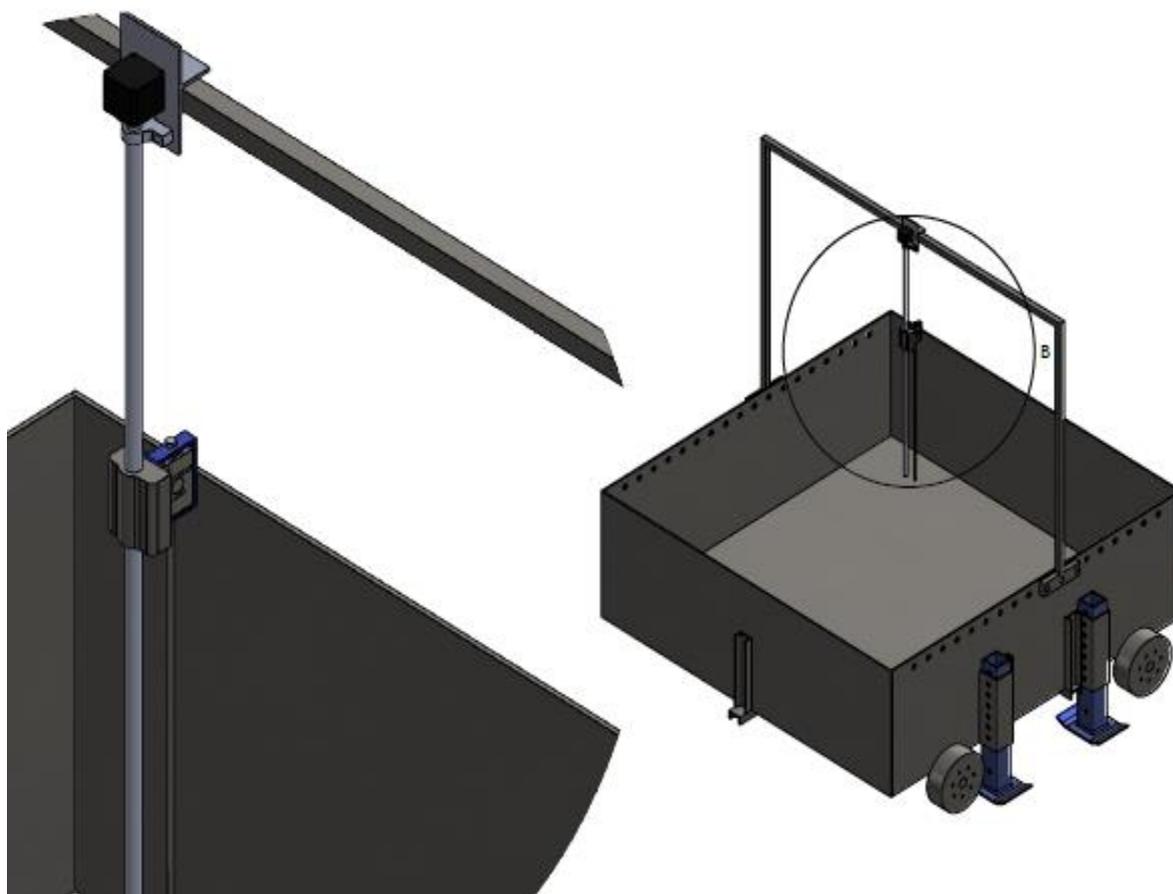


Figura 61: carrinho de solo com detalhe da célula de carga para análise de compactação do solo.  
Fonte: Autor

O projeto da caixa de solo possui pés reguláveis para suportar a carga e evitar danos as rodas, esses pés reguláveis são utilizados também para inclinar a caixa de solo durante as análises, simulando assim o trabalho em locais íngremes.

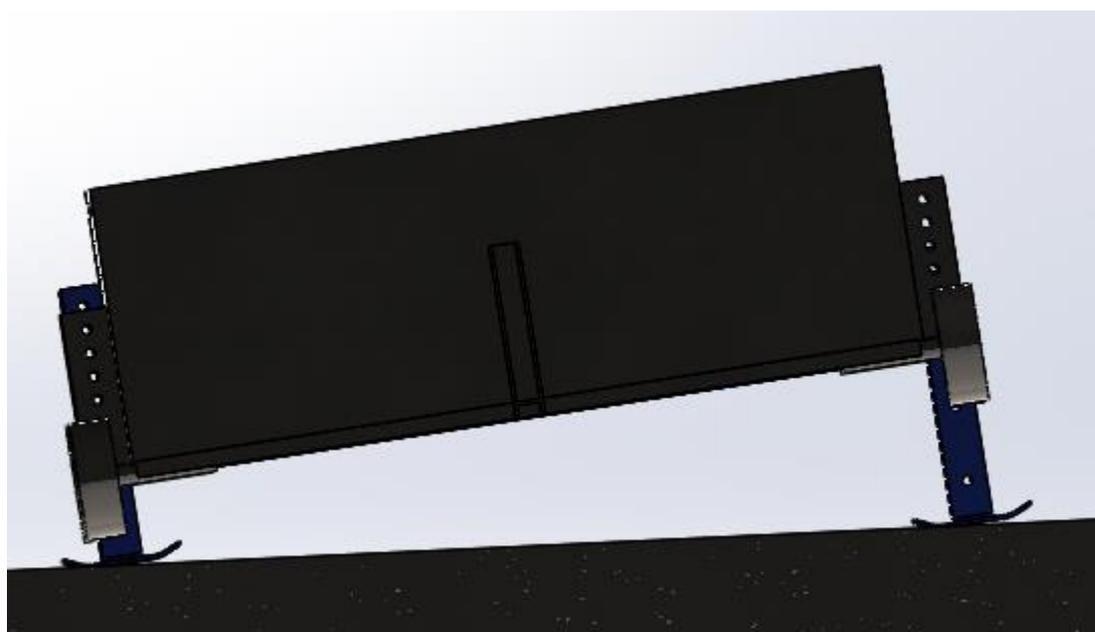


Figura 62: Caixa de solo com representação da inclinação.

## 5.6. Sistema Hidráulico

Para que haja o movimento linear vertical dos pneus, e que possa ser simulada diferentes cargas o uso de atuador linear de dupla ação é necessário juntamente com uma bomba de alta pressão e um motor elétrico para acionar o sistema.

### Projeto Hidráulico

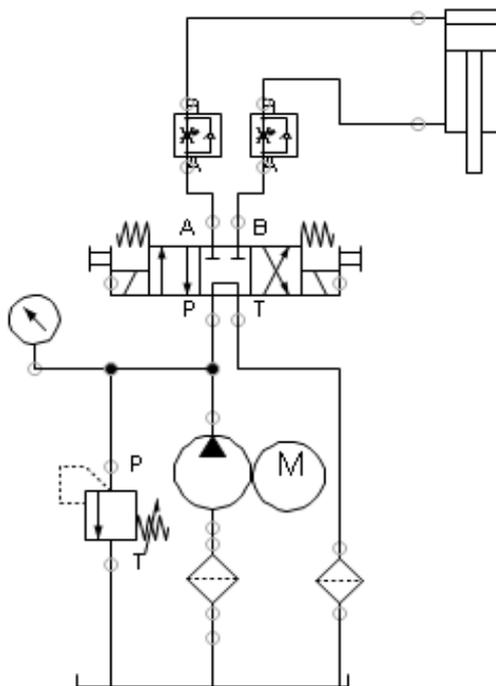


Figura 63: Circuito Hidráulico da prensa. Fonte: Autor

O memorial de cálculo do dimensionamento do sistema hidráulico encontrasse no anexo 1, onde todos os passos para o dimensionamento estão detalhados.

### Definição do atuador

A definição do atuador é o primeiro passo no dimensionamento hidráulico, pois ele define a força exigida durante a operação, a velocidade e a vazão necessária para cumprir um tempo de avanço e retorno pré-estabelecido.

Foi escolhido o atuador da marca Bosh Rexoth série CDH1 com pressão máxima de operação de 250 Bar (25 Mpa), com diâmetro do pistão de 140 mm, diâmetro da haste de 100 mm e curso que pode chegar a 3000 mm, onde no projeto irá ser necessário um curso de 1800 mm, e flange tipo MF4, onde através das equações 1, eq. 2 e eq. 3, disponíveis no anexo 1, respectivamente, obteve-se uma pressão necessária de 127,37 bar, uma força de retorno do atuador capaz de exercer com essa pressão 9795,97 Kgf, e para um tempo de avanço de 30 segundos uma vazão necessária pela bomba de 55,41 L/min.



Figura 64: Cilindro dupla ação modelo CDH1 - Fonte: Catálogos Bosch Rexroth Hydraulic cylinder mil type- RS/E/P 17 332/07.17

#### Definição da Bomba e Motor

A bomba hidráulica a ser utilizada será uma bomba de engrenagens externas tipo AZPZ, série X1 TN 020 da Bosh Rexroth, com pressão máxima contínua de trabalho de 250 bar e pressão máxima intermitente de 275 bar, com volume de 20,9 cm<sup>3</sup>, que atende aos requisitos estabelecidos pela eq.4 do anexo 1.

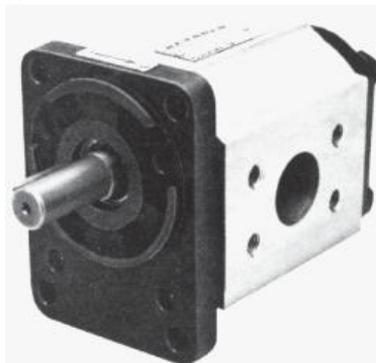


Figura 65: Bomba de engrenamento externo modelo AZPZ - Fonte: Catálogo Bosch Rexroth Bombas de engrenagens AZPZ RP 10 039D/08.05

Através dessa encontrou se o valor para volume da bomba de 19,6 cm<sup>3</sup>, optando se então pelo modelo AZPZ de 20,9 cm<sup>3</sup> que atende a rotação estabelecida de 2973,6 rpm do motor, considerando uma perda de performance de 16% da eficiência.

Encontrando através da eq.5 as velocidades de avanço e retorno respectivamente de 6 cm/s e 12,25 cm/s para a haste do atuador.

A rotação da bomba hidráulica será feita por um motor elétrico W22 IR3 PREMIUM 20 CV 2P 160M 3F 220/380 V 60 HZ IC411 - TFVE - B34D, este foi selecionado a partir da eq.6 do anexo 1.



Figura 66: Motor elétrico WEG W22 Premium - Fonte: Catálogo eletrônico de seleção de motores elétricos WEG

A potência necessária para acionamento da bomba foi de 15,8 cv, portanto devido ao alto torque demandado será necessário um motor com potência nominal de 20 cv, encontrado no catálogo da WEG.

Para a junção do motor a bomba, será utilizado um acoplamento comercial da madeflex, os acoplamentos permitem a união de extremidades de dois eixos diferentes, transmitindo a rotação de um para o outro.

Os acoplamentos são compostos por dois cubos simétricos de ferro fundido cinzento, e um elemento elástico alojado entre eles. Com este acoplamento a ligação se torna torcionalmente elástica e flexível em todas as direções, absorvendo vibrações, choques, desalinhamentos radiais, axiais e angulares; protegendo desta forma os equipamentos acoplados de desgastes ocasionados por essas irregularidades na operação.

O modelo selecionado foi o GR97 que pode ser usinado com um diâmetro interno máximo de 45 mm, este modelo atendeu a o diâmetro do eixo do motor e da bomba que são respectivamente 38 mm e 25,4 mm, além de atender um fator de serviço de 3,0 que indica suportar serviços pesados com grandes cargas.



Figura 67: Acoplamento elástico Madeflex GR (com garras) - Fonte: Mademil

#### Definição das Válvulas

- Válvula de controle direcional

Inicialmente foi feita a seleção das válvulas direcionais a serem utilizadas, pois esta tem como função direcionar o fluido para o sentido de operação desejado.

Para o projeto foi definida uma válvula de controle direcional da Bosch Rexroth, modelo 4WE6 G6X/EG24, tipo 4/3 vias com duplo solenoide 24 volts corrente contínua e centrada por mola, com pressão máxima de trabalho de 350 bar e vazão máxima de 80 l/min.

Esta válvula possui característica que ajudam a proteger o sistema em longos períodos de operação, como o centro fechado com recirculação da vazão da bomba, isto é, quando ela não estiver acionada o fluido recircula para a bomba, mantendo assim a vida útil da bomba e evitando o seu superaquecimento.

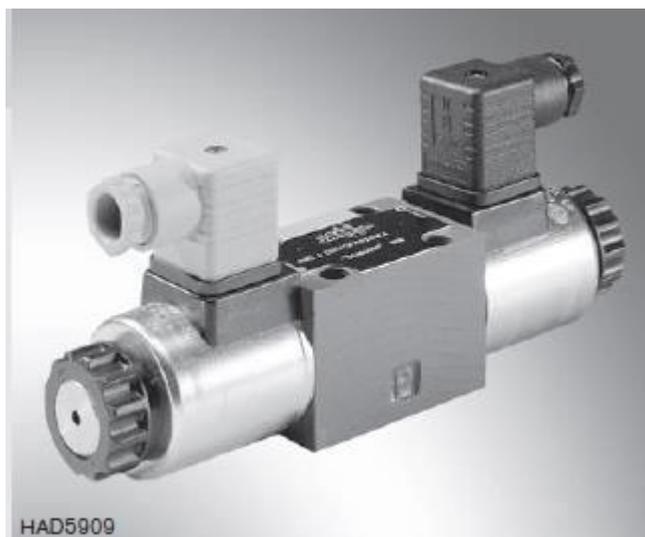


Figura 68: Válvula de controle direcional modelo WE 6 - Fonte: Catálogo de válvulas direcionais com solenoide Bosch Rexroth RP 23178/2019.01

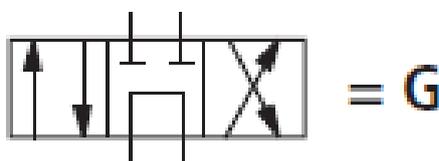


Figura 69: Símbolo válvula direcional WEG 6 - Fonte: Catálogo de válvulas direcionais com solenoide Bosch Rexroth RP 23178/2019.01

- Válvula limitadora de pressão

Essa válvula tem por objetivo limitar a pressão do sistema, ou determinar a pressão de trabalho do sistema hidráulico, tem importante função dentro do sistema, pois ela impede sobrecarga do sistema, garantindo uma vida útil maior dos componentes.

A válvula limitadora de pressão escolhida para uso no projeto é a da Bosh Rexroth modelo DBDS6/200, diretamente operada e com pressão máxima de 200 bar.



Figura 70: Válvula limitadora de pressão modelo DBDS6 - Fonte: Catálogo de válvulas direcionais DBD Bosch Rexroth RE 25402/2019-07

- Válvula limitadora de vazão

Essa válvula permite uma regulação na vazão do fluido que chega ao atuador, permitindo assim um controle da velocidade da haste do atuador, através de um estreitamento da seção transversal ajustável da válvula, feita de forma manual.

A válvula selecionada é do tipo estranguladora de vazão do modelo MK6 G da Bosh Rexroth, com pressão máxima de operação de 315 bar e uma vazão suportada de até 400 l/min, esta

válvula possui retorno livre para o fluido, então quando a vazão passa no sentido contrário da válvula o fluido não encontra nenhuma restrição.



Figura 71: Válvula estranguladora de vazão tipo MK - Fonte: Catálogo de válvulas estranguladoras de pressão Bosch Rexroth RE 27 219/2018.10

- Definição do reservatório

O reservatório de óleo foi dimensionado conforme Fialho (2003), onde a quantidade de fluido deve ser três vezes maior que a vazão da bomba, para que não haja danos no sistema por falta de fluido até que ele retorne novamente ao reservatório.

Como a vazão da bomba necessária para o sistema é de 55,41 l/min, o reservatório deve ter a capacidade de armazenar 167 litros.

#### Definição da tubulação

Foi definida pela eq.8 uma tubulação de diâmetro interna de 1,5 polegadas ou 38,1 mm, a mangueira escolhida é a 77C – 24, mangueira de super alta pressão da Parker com pressão máxima de operação de 175 bar.



Figura 72: Mangueira hidráulica de super alta pressão Parker - Fonte: Catálogo eletrônico Parker Hannifin

#### Definição do Filtro

Para garantir um fluido limpo escoando pelo sistema, serão utilizados dois filtros, um deles estará localizado na entrada da bomba dentro do reservatório, e o outro será utilizado na linha de retorno do sistema.

Para a linha de retorno o filtro escolhido foi o filtro Parker de alta pressão Série 15P/30P com pressão máxima de trabalho de até 206,9 bar.

O filtro de sucção selecionado foi o filtro de sucção interno da linha Parker HDA, modelo FTS 080 com vazão máxima de 90 litros por minuto.

## 5.7. Instrumentação e elétrica

A instrumentação deverá contar com controlador e sensores capazes de analisar de forma precisa as grandezas a serem estudadas durante os ensaios.

Componentes:

### CLP

Será necessário o uso de um controlador, para que os ensaios sejam otimizados e mais facilmente executados, para tanto foi escolhido o CLP Logo Siemens V8, contendo 8 entradas e 4 saídas. Este controlador irá fazer o controle do sistema hidráulico e elétrico, de forma a acionar e desligar o sistema conforme programado.

Através desse juntamente com as válvulas direcionais do sistema hidráulico e a célula de carga acoplada ao cilindro hidráulico será possível controlar a carga da análise, simulando as operações no campo como o tempo de manobras por exemplo.



Figura 73: CLP Logo siemens V8. Fonte: Siemens LOGO

### Soft-Starter

Para que não haja danos ao sistema, e quedas de tensão na rede, o motor elétrico responsável por acionar a bomba hidráulica receberá uma chave de partida soft-starter WEG modelo SSW05 com uma corrente nominal de 23A, trifásico indicada para motores de 15cv de 380 e 440 volts.

Com isso evitasse que a partida do motor aconteça com um tranco, danificando os componentes do sistema, assim o motor irá receber uma aceleração crescente até atingir sua rotação nominal de operação.



Figura 74: Soft-Starter WEG trifásico para motores de 15cv.Fonte: Catalogo WEG.

### Inversor de Frequência

No projeto será utilizado um inversor de frequência para o controle do motor responsável por dar movimento ao eixo dos pneus, possibilitando o controle da velocidade linear dos pneus independente do diâmetro de pneus que esta sendo ensaiado, possibilitando assim as análises com 5 km/h.

O inversor a ser utilizados será da marca WEG modelo CFW500E56P0T2DB20CY2, com faixa de operação de 0 a 30 cv, e uma corrente nominal de 56 A, atendendo a corrente nominal do motor elétrico de 49 Amperes e parada de segurança.



Figura 75: Inversor de frequência CFW500 da WEG. Fonte: Catalogo de inversores WEG.

### Célula de Carga

De uso imprescindível no projeto, a célula de carga é a responsável pelo controle da carga que será aplicada durante os ensaios dos pneumáticos, com variação da carga durante os ensaios e conforme o pneumático que está sendo ensaiado.

Para o projeto a célula de carga escolhida é da MK controle e instrumentação LTDA. Modelo DTS-20000 com capacidade de 20000 kgf, a escolha deste modelo deu-se por ela operar com tração e compressão e ser tipo tubular e com fixação de rosca nas extremidades, o que facilita o seu acoplamento na haste do atuador e a outra extremidade no suporte dos pneumáticos.

### Transformador

Para o dimensionamento correto do transformador necessário para suprir a necessidade de tensão da prensa para análise de pneumáticos e os demais componentes alojados nos laboratórios, se faz necessário um estudo de caso completo, identificando todos os componentes e a demanda total de energia necessária.

Esse estudo não será feito nesta etapa do desenvolvimento do projeto.

### Sensor Ultrassônico

A deformação do flanco lateral do pneu é outra grandeza que deverá ser analisada na prensa, para seu estudo um sensor de medição ultrassônico será utilizado, a medida desta deformação é obtida a partir da medição da distância inicial do flanco do pneu até o sensor antes de aplicar a carga e após a carga aplicada, obtendo-se através da diferença de distância a deformação equivalente do flanco.

Para este foi escolhido um sensor ultrassônico BUB3000 – 30GM-E5-V1 da BHS, que opera em uma faixa de 100 a 3000 mm, com um tempo de resposta de 325 milissegundos aproximadamente.



Figura 76: Sensor ultrassônicos BUB3000 da BHS. Fonte: Catálogo BHS.

### Placa de aquisição de dados

Para coleta dos dados dos sensores para análise, uma placa de aquisição de sinal deverá ser dimensionada e programada, de forma a atender e controlar os sensores e o motor de passo do scanner e do penetrômetro, esta placa necessitará de um conversor analógico digital e saída usb para troca de informações com o computador.

## 5.8. Projeto Final

Por fim é apresentado o projeto mecânico completo em ambiente virtual, tendo a estrutura sobre os blocos de ancoragem e o suporte de pneus como componentes principais, acompanhados das submontagens, caixa de solo para análise de compactação e área de contato em superfície deformada e estrutura de esteiras para análise de picotamento e circunferência de rolamento, após os resultados satisfatórios obtidos pelas análises e simulações de alocações de peças e solicitações de esforços necessários para satisfazer o fator de segurança do projeto, tendo todos os posicionamentos do mecanismo sem conflitos entre peças, materiais e componentes definidos e alocados na montagem.

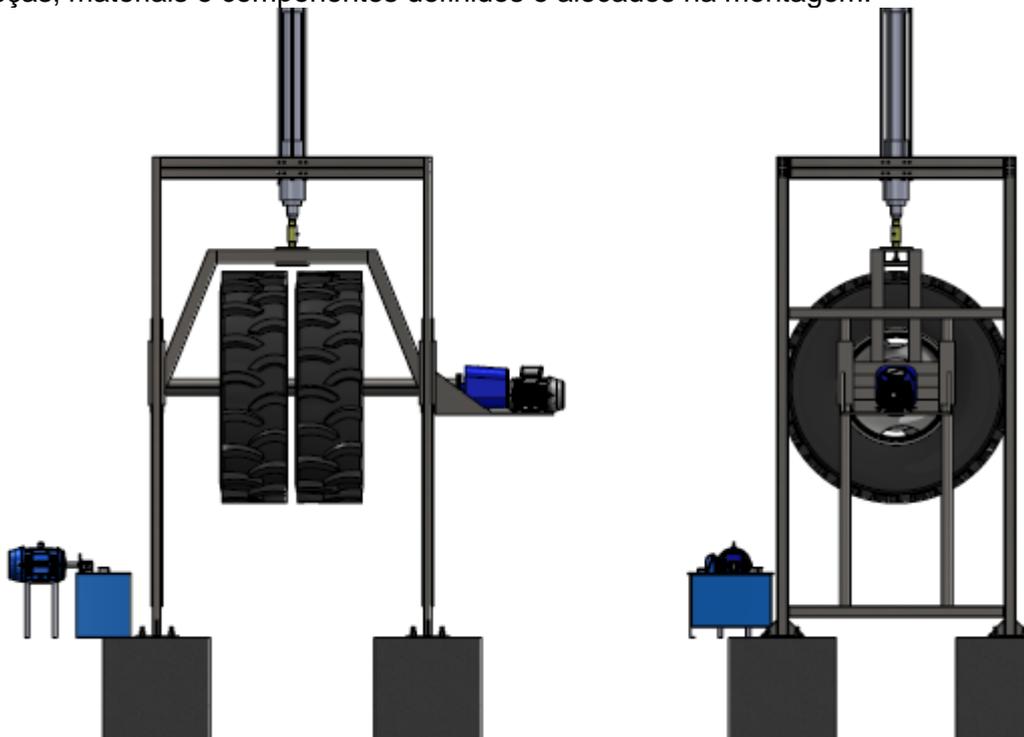


Figura 77: Projeto Final vista frontal e vista lateral da estrutura principal, motor e redutor acoplado ao eixo e sistema hidráulico.

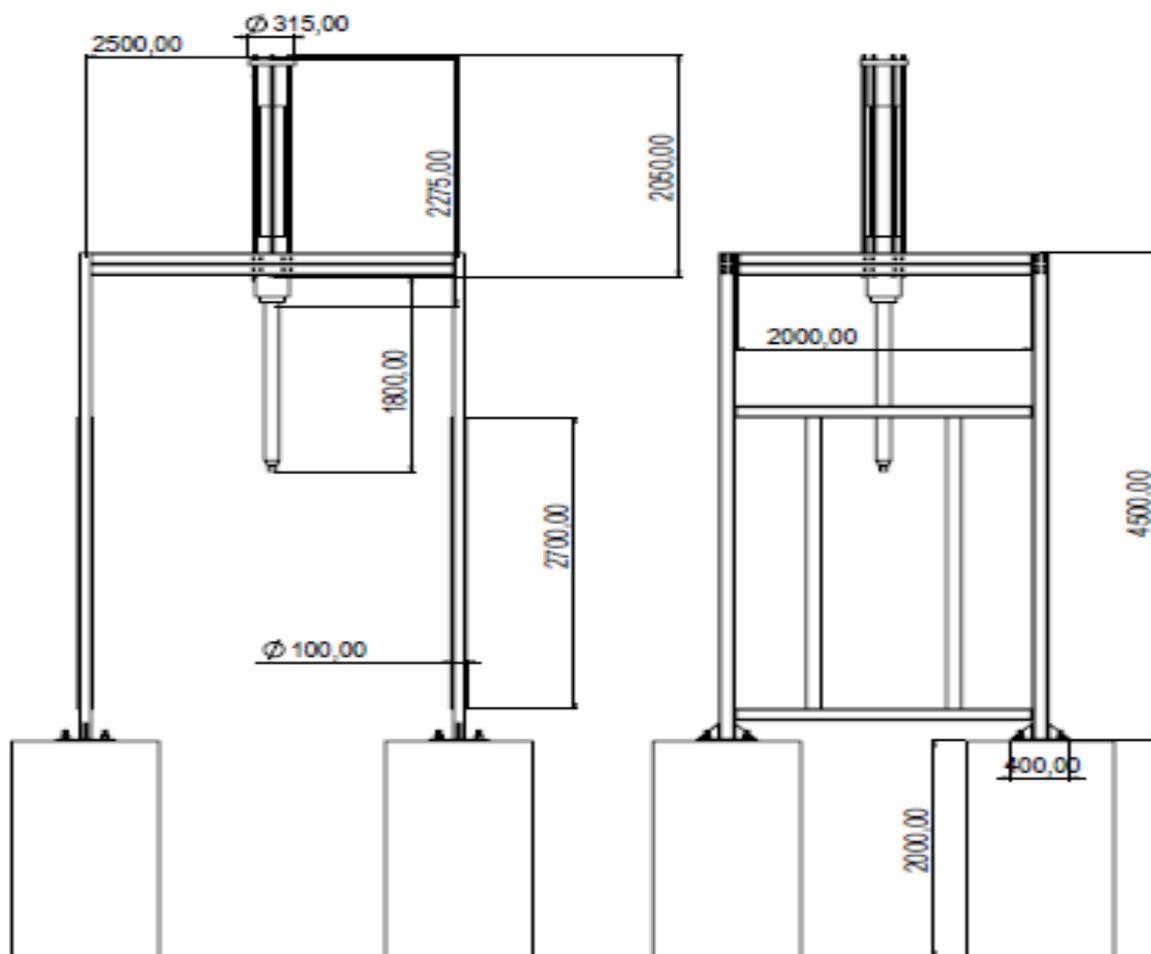


Figura 78: Vista frontal e lateral da estrutura com as cotas em milímetros.

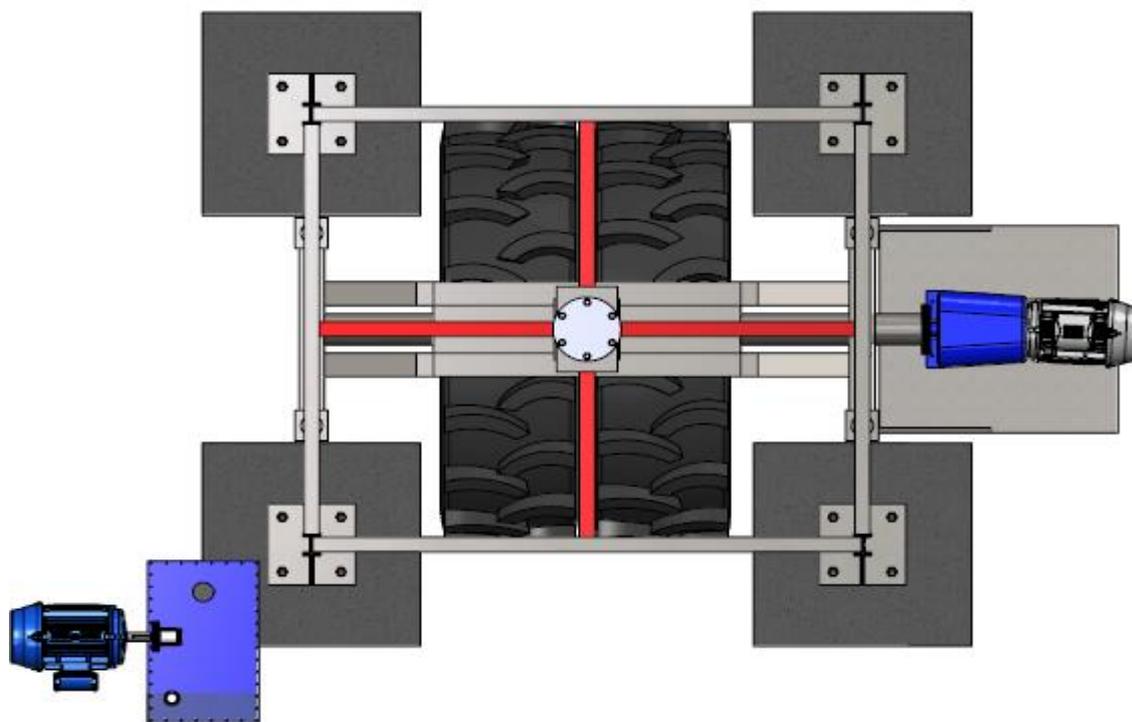


Figura 79: Projeto Final vista superior da estrutura.

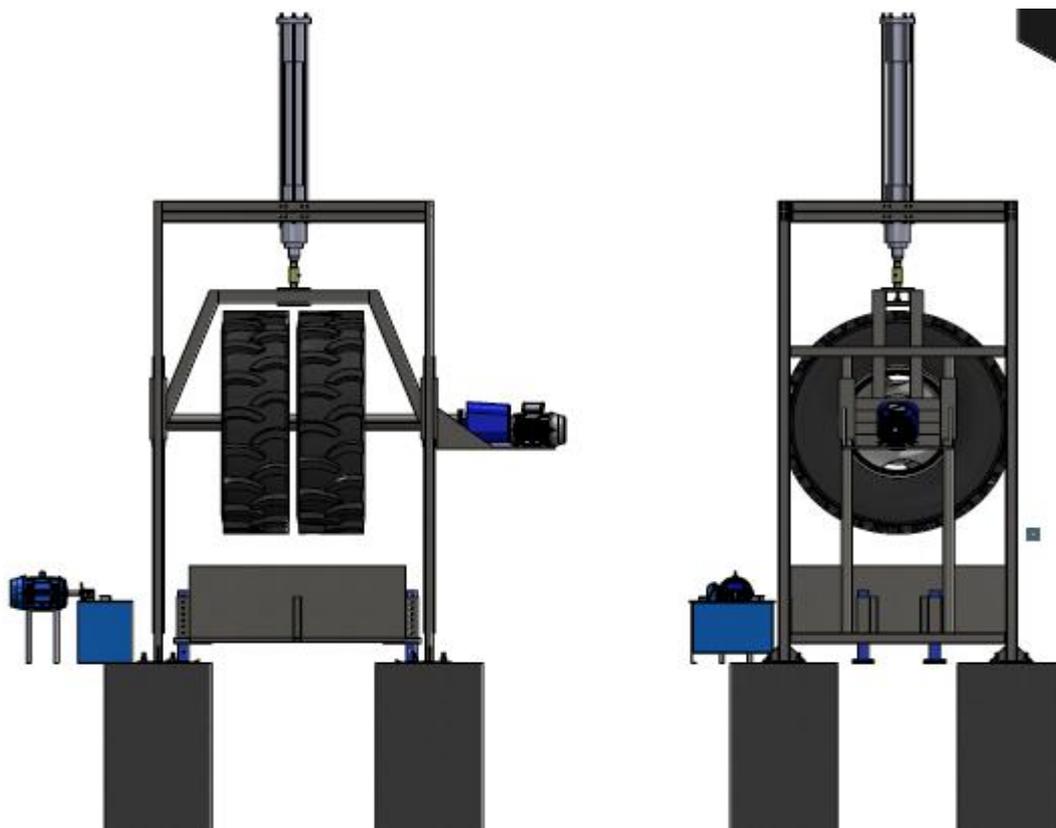


Figura 80: Projeto Final vista frontal e lateral da estrutura principal com caixa de solo.

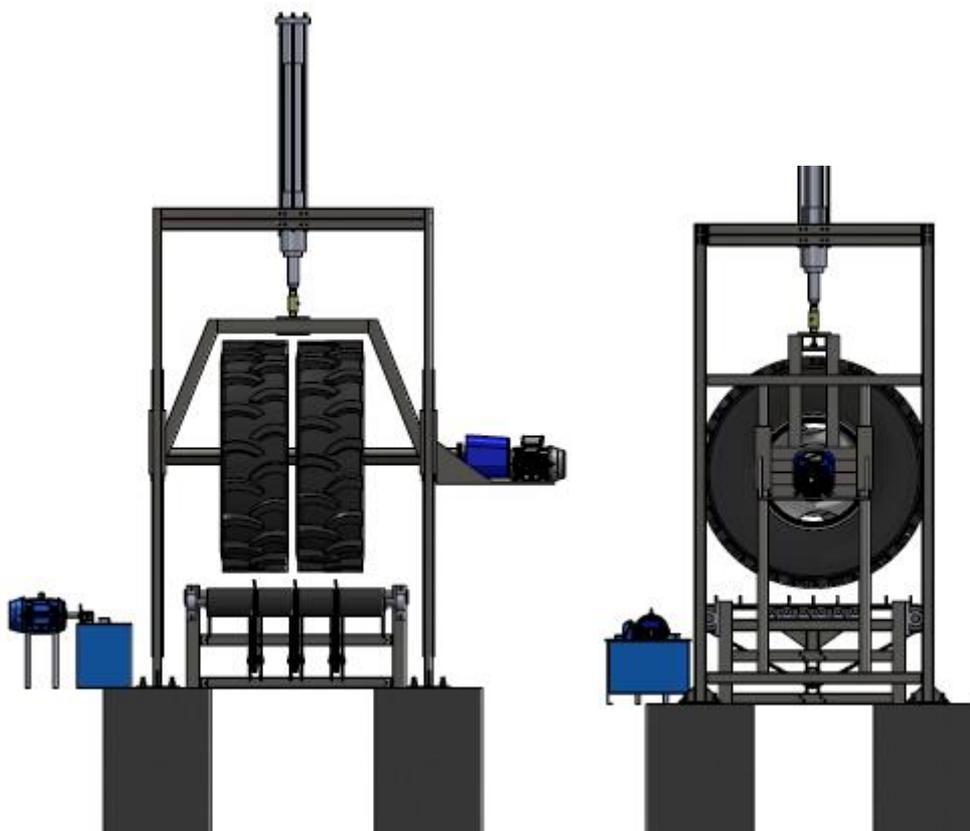


Figura 81: Projeto Final vista frontal e lateral da estrutura principal com a estrutura de esteiras.

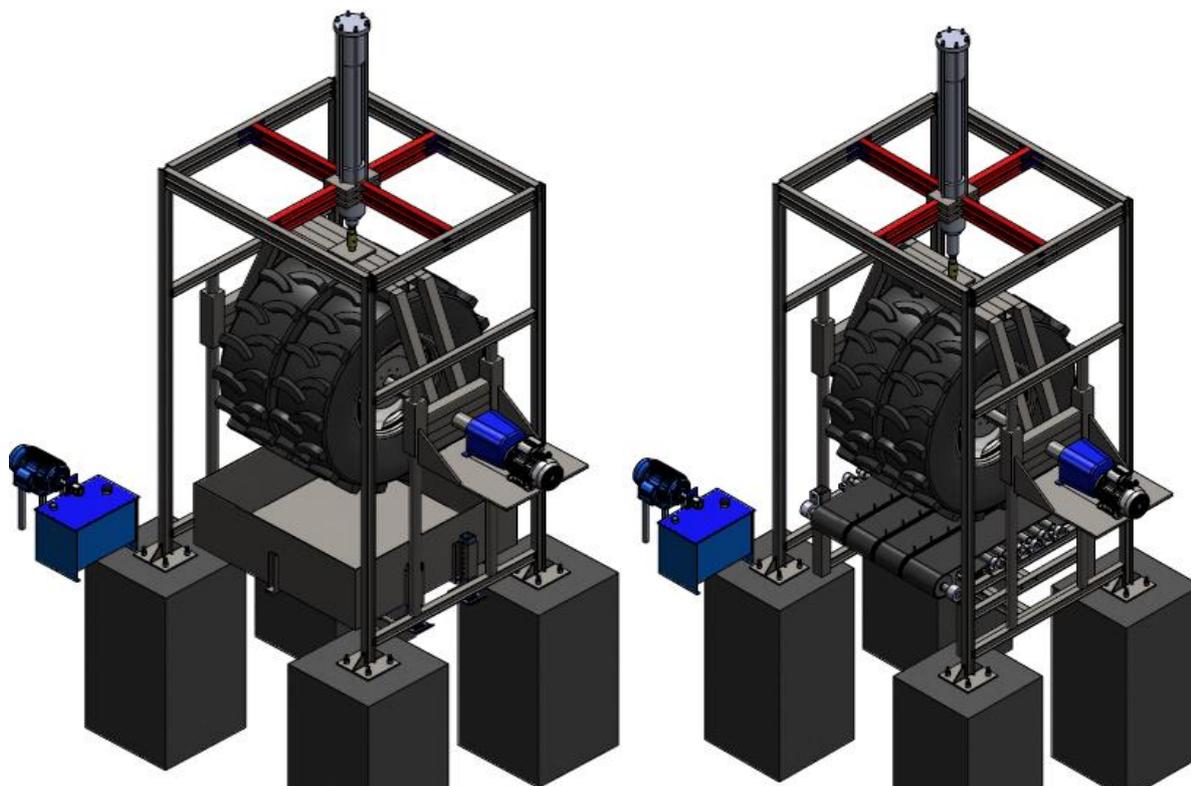


Figura 82: Projeto Final vistas em perspectiva da estrutura com caixa de solo e estrutura com correias para análise de circunferência de rolamento.

Componente	Material	Peso (kg)	Preço unitário (R\$/kg)	Valor total (R\$)
Estrutura	Aço 1020	1685	15,00	25.275,00
Suporte pneus	Aço 1020	1100	15,00	16.500,00
Eixo 152,4 mm	Aço 1020	408	15,00	6.120,00
Eixo 80 mm	Aço 1020	115	15,00	1.750,00
Caixa de solo	Aço 1020	960	15,00	14.400,00
Suporte Picking	Aço 1020	1201	15,00	18.015,00
Valor total dos componentes metálicos				82.060,00

Tabela 02: Valor das estruturas metálicas usadas no projeto e seu peso estimado pelo software.

## 6. Conclusões

O projeto desenvolvido atendeu aos requisitos necessários, a estrutura através das análises de carga feitas pelo software mostrou-se segura e atendeu as demandas de dimensões e carga dos pneus a serem avaliados.

Mostrou-se uma forma viável de economicamente, pois economizara tempo, dispensará o uso de um conjunto inteiro de pneus e o aluguel de um trator para o ensaio, devido a versatilidade e rapidez dos ensaios realizados na prensa.

A estrutura projetada permite realizar todos os ensaios em pneus que são feitos em campo com vantagens de controle das variáveis, menor gasto energético e menor custo.

Para os ensaios de compactação de solo relacionados a pneus, será possível trabalhar com diferentes tipos de solos, em diferentes umidades e diferentes texturas, isolando variáveis e obtendo resultados mais homogêneos quanto a análises feitas em campos, onde a heterogeneidade muito grande no solo sendo difícil obter um padrão, essas análises serão feitas com um penetrômetro de velocidade constante e índice de cone padronizado servindo assim de referência para outros trabalhos e comparações.

Com a esteira picking será possível analisar os danos sofridos pelos pneus durante as operações em áreas pós colheitas de forma acelerada com economia de tempo, e independente da situação climática ou da época do ano, com diferentes cargas e pressões, sem a necessidade de uso de tratores para o ensaio, onde os resultados alcançados poderão ajudar na melhoria do desempenho e vida útil dos pneus agrícolas no campo.

O projeto conta com sensores de alta precisão, que irão garantir maior segurança e confiabilidade nos resultados obtidos pelas análises, de forma mais rápida e eficaz, dispensando assim custos com instrumentação em tratores e danos a sensores e equipamentos devido a movimentação e desmontagens.

Para desenvolvimento futuro fica algumas considerações quanto a montagem e execução do projeto, são elas:

A montagem mecânica do projeto, a montagem elétrica, o dimensionamento do transformador para atender a demanda necessária, o dimensionamento correto da malha metálica para os blocos de ancoragem da estrutura, automação e a programação da placa de aquisição dos dados para utilização dos sensores, bem como desenvolvimento do software para trabalhar com os dados.

## 7. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGOSTINI, N.; **Sistemas Hidráulicos Industriais**. SIBRATEC, Rio do Sul. 2009.
- AGOSTINI, NESTOR. **Elementos de entrada e de saída em sistemas de automação**. SIBRATEC automação industrial. Rio do Sul – SC. 62 p. 2017.
- ALLMARAS, R. R.; BURWELL, S. R. E.; LARSON W. E.; HOLT, R. F.; **Total porosity and randon roughness of the interrow zone as influenced by tillage**. Washington: USDA, 1966. 22 p. (Conservation Research Report).
- ASABE. American Society of Agricultural and Biological Engineers. ASAE EP542
- AZOM.; **AISI 1020 Carbon Steel (UNS G10200)**. 2013. Disponível em: <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=9145>. Acesso em: 16 de novembro de 2019.
- BARGER, E.L.; LILJEDAHN, J.B.; CARLETON, W.M.; MCKIBBEN, E.G. **Tratores e seus motores**. São Paulo: Edgar Blucher, 398 p.1963.
- BAPTISTA, MANUEL. **Sistema de aquisição de dados**. Engenharia de Sistemas e Informática, departamento de informática, Escola superior de tecnologia de Viseu. Portugal. 30 p.
- BHS Automação. **Sensores Ultrassônicos**. São Paulo – SP. 8 p. 2018.
- BIGATON, Claudinei. **Projetos Mecânicos**. 3º Clico de Técnico em Mecânica. Centro Estadual de Educação Tecnológica Paula Souza. São Paulo – SP. 58 p.
- BORPARC. Correias transportadoras e elevadoras. Catálogo de produtos.
- BOSH REXROTH. **Catálogo Bosch Rexroth Bombas de engrenagens AZPZ RP 10 039D/08.05**.
- BOSH REXROTH. **Catálogo Bosch Rexroth Hydraulic cylinder mil type- RS/E/P 17 332/07.17**
- BOSH REXROTH. **Directional spool valves, direct operated, with solenoid actuation**. RE 23178. Catalogo 2019.
- BOSH REXROTH. **Pressure relief valve, direct operated**. RE 25402. Catalogo 2019.
- BRIDGESTONE FIRESTONE DO BRASIL INDÚSTRIA E COMÉRCIO. **Pneus para tratores: linha agrícola**. Santo André, 4p. 1995.
- CARVALHO FILHO, A.; CENTURION, J. F.; DA SILVA, R. P.; FURLANI, C. E. A.; CARVALHO, L. C. C; **Métodos de preparo do solo: Alterações na rugosidade do solo**. Engenharia Agrícola, v.27, n.1, p.229-237, 2007.
- CELANI, G.; CANCEHRINI, L.; **digitalização tridimensional de objetos: um estudo de caso**. Cidade Universitária Zeferino Vaz, Campinas – SP. 9 p. 2009.
- CISER. **Parafusos e porcas**. Catalogo de produtos
- CORRÊA ILA MARIA, **DESEMPENHO OPERACIONAL DE PNEUS RADIAIS E DIAGONAIS EM FUNÇÃO DA PRESSÃO DE INFLAÇÃO, DA CONDIÇÃO DE SUPERFÍCIE DO SOLO E DA CONDIÇÃO DE ACIONAMENTO DA TRAÇÃO DIANTEIRA**. 134 p., 2000. Botucatu, Universidade Estadual de São Paulo. Tese (Doutorado em Agronomia – Energia na Agricultura). 2000.
- CORRÊA, I.M. **Características de tração de um trator agrícola utilizando-se de pneus radial e diagonal**. Piracicaba, 1993. 100p. Dissertação (Mestrado em Agronomia/Máquinas Agrícolas) – Escola Superior de Agricultura "Luiz de Queiroz", Universidade de São Paulo.

DA SILVA, L. P.; **Inversor de frequência**. 42 p. 2011. Monografia (aperfeiçoamento para oficial de máquinas) Centro de instrução Almirante Graça Aranha. Rio de Janeiro – RJ.

DALL´AMICO, Renato; **Princípios básicos de CLP**. SMC Pneumáticos do Brasil Ltda. 32 p. 2003.

DE MORAES, M. T.; DA SILVA, V. R.; ZWIRTS, A. L. CARLESSO, R.; **Use of penetrometers in agriculture: a review**. Engenharia Agrícola. Vol. 34. N° 1. Jaboticabal. 2014.

FERREIRA D. M. B.; Apostila: **Noções de Hidráulica**. 2013. Disponível em <http://assenotec.blogspot.com/2013/06/apostila-noco-es-de-hidraulica.html> . Acesso em 05 de janeiro de 2020.

FRAGOZZO, C. M.; **Transformadores**. Instituto de Federal de Educação, Ciência e Tecnologia. Campus João Pessoa – Paraíba. 9 p. 1993.

FREITAS, G. **Metodologia e aplicabilidade da digitalização 3D a laser no desenvolvimento de moldes para calçados e componentes**. Dissertação de mestrado. PPGEM, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, p 5-23. 2006.

FURLANI, C. E.A.; PEREIRA, R. S.; **Apostila Didática N° 3 – Tratores agrícolas**. Jaboticabal, São Paulo, 2006.

GAMERO, C.A.; BENEZ, S.H. Avaliação da condição do solo após a operação de preparo. In: **IV Ciclo de estudos sobre mecanização agrícola**, 1990, Jundiaí. Anais. Jundiaí: Fundação Cargill, 1990. p.12-21.

GOODYEAR. **Farm tire handbook**. Americana-SP, 88 p.1994.

HBM. **Célula de carga**. Data sheet 2011.

HERRICK, J.E.; JONES, T.L. **A dynamic cone penetrometer for measuring soil**

LEUZE ELECTRONIC. **Sensor de perfil de linha**. Art. N. 50111327. Catalogo de produtos 2019.

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

MACHADO, T. M.; LANÇAS, K. P.; JUNIOR, M, B. O.; ARTIOLI, J. A.; MARASCA, I. **Ensaio de dois tipos construtivos de pneus agrícolas com desenho e alturas de garra R1 e R3** In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 42, 2013, Fortaleza, CE. Anais... Fortaleza: SBEA, 2013.

MATHEUS, Henrique. **Conversores de Frequência e Soft-Starters**. EJM Engenharia. Várzea Grande – MT. 33 p.

MAZETTO, F.R. **Avaliação das metodologias de determinação das áreas de contato e deformações elásticas de pneus agrícolas em função das pressões de inflação e cargas radiais**. 2004. 100 p. Dissertação (Mestrado em Energia na Agricultura) - Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista, Botucatu, 2004.

MAZETTO, F. L.; NAGAOKA, A. K.; LANÇAS, K. P.; NETO, P. C.; **Avaliação do contato pneu-solo em três modelos de pneus agrícolas**. Engenharia Agrícola, Jaboticabal, v.24, n.3, p.750-757. 2004.

MION, R. L.; HOLANDA, Á. S.; BARROSO, S. H. A.; SILVA, S. A. T.; Tensões aplicadas no solo pelas diferentes pressões do pneu de um trator agrícola. **Journal of the Brazilian Association of Agricultural Engineering, Eng.Agric**. v36. n1. p 63-77/2016.

MOTTA, L. A. C.; MALITE, M.; **Análise da segurança no projeto de estruturas: método dos estados limites**. Cadernos de Engenharia de Estruturas, São Carlos, n. 20, p. 1-32, 2002

NORTON, Roberto L. Projeto de Máquina: **Uma abordagem integrada**. 2ª ed., Porto Alegre: Bookman, 2006.

NR – 12. **Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos**. 2018. Disponível em <http://www.trabalho.gov.br/images/Documentos/SST/NR/NR12/NR-12.pdf>. Acesso em 25 de fevereiro de 2020.

PALMIERI, A. C.; - **Manual de Hidráulica Básica. 10ª edição** - Albarus Sistemas Hidráulicos Ltda. Porto Alegre, RS – Brasil. 316 p. 1997.

PARKER - **Apostila M2001-1 BR - Informações técnicas** - Parker Hannifin Ind. Com. Ltda. Jacareí, SP – Brasil.

PARKER. **Fluid connectors, alta pressão condensado**. Catalogo 4403 BR. 2005.

PENETRATION RESISTANCE. **Soil Science Society of America Journal**, Madison, v.66, n.4, p.1320-1324, 2002.

ASAE EP542. **Procedures for Using and Reporting Data Obtained with the Soil Cone Penetrometer**. Michigan – EUA. 2013.

PIGNATTA e SILVA, V. **Dimensionamento de estruturas de aço**. Departamento de Engenharia de Estruturas e Geotécnica da Escola Politécnica da USP. PEF 2402. São Paulo. pg 9 - 12. 2012.

PIRELLI PNEUS. **Manual técnico: pneus agrícolas**. Santo André. 15p. 1997.

PORTAL METALICA CONSTRUÇÃO CIVIL. Parafuso de ancoragem – Chumbador. 2019. Disponível em <https://metalica.com.br/parafuso-de-ancoragem-chumbador-3/>. Acesso em 28 de janeiro de 2020.

RIBEIRO, M. A.; **Fundamentos da Automação**. 1º ed. 2003, Tek Treinamento & Consultoria Ltda Salvador. 2003.

ROGGIA, L.; FUENTES, R. C.; **Automação Industrial**. Rede e-tec Brasil, Santa Maria. RS. 102 p. 2016.

ROHLEDER, E.; SPECK, H. J.; GOMÉZ, L. A.; **A importância do desenho no processo de projeto**. Florianópolis, p. 2-9, 2000.

ROMANO, L. N.; **Modelo de referência para o processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas**. 321 p., 2003. Florianópolis, Universidade Federal de Santa Catarina. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica – Engenharia Mecânica). 2003.

SEIDEL, Alysson Raniere. **Instrumentação Aplicada**. Universidade Federal de Santa Maria – RS. 98 p. 2011.

SENSE. **Conversor para célula de carga**. 2015. Disponível em [https://www.sense.com.br/arquivos/produtos/arg2/KD53TA\\_Manual\\_de\\_Instala%C3%A7%C3%A3o\\_Rev\\_E.pdf](https://www.sense.com.br/arquivos/produtos/arg2/KD53TA_Manual_de_Instala%C3%A7%C3%A3o_Rev_E.pdf). Acesso em 12 de janeiro de 2020.

Sindicato Nacional da Indústria de Pneumáticos, Câmara de Ar e Camelback – SINPEC. **História do Pneu**. <http://www.fiesp.com.br/sinpec/sobre-o-sinpec/historia-do-pneu/>. Acesso em 14 de outubro de 2019.

TRELLEBORG. **Manual Technical**. Technical information and practical advice. 2019. Disponível em: <https://www.trelleborg.com/en/wheels/tools-and-resources/agriculture-and-forestry-tires/technical-information>. Acessado em: 05 de fevereiro de 2020.

VIANA, L. A.; ZAMBOLIM, L.; SOUZA, T. V.; **Lastragem como forma de melhorar a eficiência de tração de trator agrícola**. Disponível em

[http://www.inicepg.univap.br/cd/INIC\\_2017/anais/arquivos/0880\\_0537\\_03.pdf](http://www.inicepg.univap.br/cd/INIC_2017/anais/arquivos/0880_0537_03.pdf). Acesso em 15 de novembro de 2019.

VIEIRA, Manuel António Rodrigues. **Sensor Inteligente para medição de cargas mecânicas**. Portugal, 2016. 89 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial/Engenharia Eletrotécnica) – Escola Superior de Tecnologia e de Gestão, Instituto Politécnico de Bragança.

WEG, CESTARI REDUTORES. **Coaxial WCG20**. Catalogo técnico.

WEG. **Folha de dados inversores de frequência**. Catalogo técnico

WEG. **Motor elétrico trifásico, W22 JM/JP**. Catalogo técnico.

WENDLING, M.; **Sensores**. Unesp, universidade federal paulista. Versão 2.0, 19 pg. 2010.

WROMA. **Sensores indutivos**. Disponível em <http://www.wroma.com.br/equipamentos/sensores-indutivos/>. Acesso em 25 de janeiro de 2020.

## 8. ANEXO 1.

Memorial de cálculo para o dimensionamento hidráulico

Definição do atuador

Com o atuador selecionado foi calculado a força de avanço necessária para aplicar a carga de 20000 Kgf sobre os pneus, utilizou se a equação de força de avanço:

$$F (Kgf) = P \left( \frac{Kgf}{cm^2} \right) \cdot A (cm^2)$$

Eq.1

Substituindo o “A” pela área do pistão de 153,94 cm<sup>2</sup> e “F” por 20000 Kgf, obteve-se o valor para “P” de 129,92 Kgf/cm<sup>2</sup>, converteu se para Bar multiplicando esse valor por 0,9804, para atender as válvulas de pressão escolhidas, obtendo se assim a pressão de 127,37 Bar.

Para o cálculo da força de retorno do atuador, se fez necessário calcular a área de retorno, ou “área da coroa’ pela equação:

$$A_{ret} (cm^2) = A_p (cm^2) - A_h (cm^2)$$

Eq.2

Onde a incógnita “Ah” foi substituída pela área da haste de 78,54 cm<sup>2</sup>, tendo assim o valor de área de retorno de 75,4 cm<sup>2</sup>, substituindo esse valor na eq.1, obteve se a força de retorno de 9795,97 Kgf.

O tempo de avanço do atuador foi definido em 30 segundos, e através dele foi encontrado a vazão necessária para a bomba, utilizou se a equação de tempo de retorno e avanço do pistão:

$$T (s) = \frac{A (cm^2) \cdot L (mm) \cdot 6}{Q \left( \frac{L}{min} \right) \cdot 1000}$$

Eq.3

Sabendo se que a área do pistão é de 153,94 cm<sup>2</sup> e o curso a ser utilizado é de 1800 mm, com um tempo de avanço de 30 segundos, então a vazão necessária é de 55,41 L/min, através dessa vazão o tempo de retorno foi calculado, substituindo na mesma equação o “A” pela área de retorno de 75,4 cm<sup>2</sup>, tendo então o atuador para essa vazão de 55,41 l/min um tempo de retorno de 14,7 segundos.

Definição da Bomba e Motor

A seleção dessa bomba deu se pela equação de vazão da bomba hidráulica, onde, se utilizou a vazão de 55,41 l/min, um motor com rotação nominal de 3540 rpm e uma eficiência para este tipo de bomba de 95% para encontrar o tamanho da bomba em cm<sup>3</sup>:

$$Q \left( \frac{L}{min} \right) = \frac{V (cm^3) \cdot n (min^{-1}) \cdot \eta_{vol}}{1000}$$

Eq.4

Foi calculado também a velocidade de avanço e retorno da haste para as características encontradas, pela equação de velocidade de avanço da haste:

$$Vel \left( \frac{cm}{s} \right) = \frac{Q \left( \frac{cm^3}{s} \right)}{A \left( cm^2 \right)}$$

Eq.5

Para aplicar na equação a vazão de 55,41 l/min foi convertida em 923,5 cm<sup>3</sup>/s, para a velocidade de avanço utilizou se a área do pistão de 153,94 cm<sup>2</sup>, e para a velocidade de retorno a área de retorno 75,4 cm<sup>2</sup>, tendo se assim as velocidades de avanço e retorno respectivamente de 6 cm/s e 12,25 cm/s.

O motor foi selecionado a partir da equação de potência de acionamento da bomba:

$$N (cv) = \frac{Q \left( \frac{L}{min} \right) \cdot P \left( \frac{Kgf}{cm^2} \right)}{456}$$

Eq.6

O Diâmetro da Tubulação necessária para o sistema foi calculado a partir da equação:

$$Dtub (mm) = \sqrt{4 \cdot \frac{Q \left( \frac{l}{min} \right)}{\pi \cdot v \left( \frac{m}{s} \right)}}$$

Eq. 08

Onde Q é a vazão e v é a velocidade de deslocamento do fluido.

O valor encontrado para diâmetro da tubulação foi de 34,3 mm, onde foi definida uma tubulação de diâmetro interna de 1,5 polegadas ou 38,1 mm, a mangueira escolhida é a 77C – 24, mangueira de super alta pressão da Parker com pressão máxima de operação de 175 bar.

## 8.1. ANEXO 2.

Memorial de cálculo para dimensionamento do redutor do eixo

considerando uma redução para 26 rpm, através de uma relação inversamente proporcional.

$$\frac{1750 \text{ rpm do motor} \text{ --- } 5,86 \text{ kgf.m}}{26 \text{ rpm do redutor} \text{ --- } X \text{ kgf.m}}$$

Eq.9

As relações de transmissão obtidas para os valores de rotação do eixo de 20 a 30 rpm foram obtidas pela seguinte equação:

$$i = \frac{NE \text{ (rotação de entrada)}}{NS \text{ (rotação de saída)}}$$

Eq.10