

**PROJETO MECÂNICO DE MELHORIA DA CARREGADEIRA FRONTAL  
DE UM TRATOR AGRÍCOLA**

*MECHANICAL DESIGN OF IMPROVEMENT OF THE FRONTAL LOADER OF AN  
AGRICULTURAL TRACTOR*

Daniel Aparecido Zanescos<sup>1</sup>

Luan Garoni Carrascosa<sup>1</sup>

Mauro Olivio<sup>2</sup>

Universidade São Francisco – *Campus Itatiba*

[daniel\\_apzanesco@hotmail.com](mailto:daniel_apzanesco@hotmail.com) | [luan\\_garoni@hotmail.com](mailto:luan_garoni@hotmail.com) |

[mauro.olivio@usf.edu.br](mailto:mauro.olivio@usf.edu.br)

<sup>1</sup>Alunos do Curso de Engenharia Mecânica

<sup>2</sup> Professor Orientador

**RESUMO.** As carregadeiras frontais são implementos agrícolas muito utilizados com o intuito de otimizar a execução de diferentes atividades em propriedades rurais. Apesar de não serem tão eficientes se comparados a maquinários específicos, tornou-se viável o uso destes implementos devido ao baixo custo e a praticidade de manuseio. O presente estudo teve por objetivo desenvolver o projeto mecânico de uma nova articulação para a carregadeira frontal utilizada em tratores agrícolas, que por sua vez teve mais um grau de liberdade e permite o movimento de rotação da ferramenta em torno do eixo vertical em até 15° no sentido horário e 15° no sentido anti-horário. O estudo foi subdividido em três etapas, sendo a primeira uma pesquisa de campo visando analisar a estrutura de um implemento já existente e que serviu de base para estudos possibilitando transpor do físico para o gráfico um modelo de referência. A partir do modelo obtido foi definido e posteriormente projetado o mecanismo de giro que compôs o implemento e, por fim foram desenvolvidos os cálculos estruturais e identificadas as reações em cada junta do implemento, posteriormente as peças foram submetidas a simulações via *software Solidworks* permitindo assim o dimensionamento final com base nas propriedades mecânicas. Através do presente estudo, foi possível validar o projeto de um novo modelo de carregadeira frontal, que proporcionará maior facilidade e praticidade, bem como a redução de manobras e tempo em determinadas atividades, quando comparado com modelos atuais.

**PALAVRAS-CHAVE:** Implemento, sistema articulado, sistema hidráulico, esforço mecânico.

**ABSTRACT.** Front loaders are widely used agricultural implements in order to optimize the execution of different activities in rural properties. Although not as efficient as compared to specific machines, it is feasible to use these implements because of the low cost and practicality of handling. The present study aimed to develop the mechanical design of a new articulation for the front loader used in agricultural tractors, which in turn have had one more degree of freedom and allows the rotation of the tool around the vertical axis by up to 15° in the clockwise and counterclockwise. The study was subdivided into three stages, the first one being a field research aiming to analyze the structure of an already existing implement and that served as a basis for studies, allowing to transpose from the physical to the graphic a reference model. From the obtained model was defined and later projected the rotation mechanism that composed the implement and, finally, the structural calculations were developed and the reactions in each joint of the implement were identified, later the pieces were submitted to simulations through *software Solidworks* allowing the final design based on mechanical properties. Through the present study, it was possible to validate the design of a new front

loader model, which will provide greater ease and practicality, as well as the reduction of maneuvers and time in certain activities, when compared to current models.

**KEYWORDS:** Implement, articulated system, hydraulic system, mechanical effort.

### INTRODUÇÃO

Atualmente é comum o uso de carregadeiras frontais acopladas em tratores agrícolas, com o intuito de suprir as necessidades de pequenos e até mesmo grandes produtores rurais em suas propriedades devido as aplicações em que podem ser utilizadas. As aplicações para esse tipo de máquina se estendem cada vez mais devido à grande quantidade de ferramentas intercambiáveis disponíveis no mercado. As ferramentas são dispositivos acoplados à máquina e utilizados para diversas aplicações no meio rural, possuem engates padronizados (sendo capaz de acoplar em diversos modelos de tratores) e não necessitam de mão de obra especializada para realizar de sua substituição, já que o próprio operador pode realizar as trocas.

O uso da carregadeira frontal acoplada em um trator agrícola possibilita realizar diferentes atividades com apenas uma máquina e que muitas vezes são realizadas por maquinários dedicados (como por exemplo motoniveladoras, tratores de esteira, pás carregadeiras, empilhadeiras e guindastes). Apesar da carregadeira agrícola não possuir a mesma eficiência que os maquinários dedicados, pode-se notar uma grande diferença em relação ao custo de investimento que é relativamente mais baixo quando comparado a esses mesmos maquinários.

A maior dificuldade de operação de uma carregadeira frontal está no número excessivo de manobras para desempenhar uma determinada atividade, levando em conta que nem sempre é disponibilizado um amplo espaço para o trabalho. Um exemplo dessa dificuldade está na movimentação de paletes dentro de um galpão, visto que os modelos de carregadeira frontal disponíveis no mercado geralmente dispõem de apenas duas articulações, sendo uma para o deslocamento vertical (levante) e a outra para o posicionamento da ferramenta (nivelamento). Esses movimentos são executados pela ação de cilindros hidráulicos integrados no mecanismo da carregadeira, já os cilindros são conectados aos terminais de engate rápido do sistema de controle remoto integrado no trator, que por sua vez possui um comando de válvulas que são acionadas pelo operador. A potência requerida pela máquina é disponibilizada pela bomba hidráulica do trator.

Neste contexto, o objetivo principal deste estudo foi desenvolver o projeto de um mecanismo a fim de acrescentar uma nova articulação à carregadeira mantendo o padrão de acionamento feito por meio de cilindros hidráulicos. Essa articulação proporcionou o acréscimo de mais um grau de liberdade a ferramenta acoplada, e assim permitindo o movimento de rotação da ferramenta em torno do eixo vertical em aproximadamente 15° no sentido horário e 15° no sentido anti-horário.

Para isso, foi necessário estudar o mecanismo da carregadeira frontal que possui capacidade para levantar de uma carga de 600Kg, entender o funcionamento do circuito hidráulico que alimenta os cilindros, desenhar o mecanismo em um *software* de desenho em três dimensões, projetar as peças a serem acrescentadas à montagem da carregadeira, simular os movimentos via *software* e analisar as tensões e deformações provenientes dos esforços mecânicos.

Com o desenvolvimento desse estudo estimasse aumentar o rendimento da máquina e a qualidade do trabalho em diferentes operações, como por exemplo:

- Diminuir o número de manobras realizadas pelo trator;
- Facilitar a movimentação de paletes e big-bags, podendo alinhá-los com as paredes não perpendiculares a máquina;
- Aumento da produtividade do conjunto (trator e pá).

## REFERENCIAL TEÓRICO

### *Trator Agrícola*

Segundo Barger (1963) os tratores são máquinas automotoras projetadas para suprir as necessidades de produtores rurais bem como, transportar e fornecer potência para máquinas e implementos agrícolas, por meio de tração, rotação da tomada de força (eixo cardan), entre outros. Uma forma bastante usada para fornecer potência é por meio da bomba hidráulica, que quando acionada pelas válvulas de controle remoto permitem o acionamento de cilindros. Atualmente diversas máquinas e modelos estão disponíveis no mercado com potências que podem variar de 4,5 a 691 cavalos (CULTIVAR, 2018).

Para a realização deste projeto será analisado um trator agrícola modelo A950, que pertence a linha leve fabricada pela Valtra e dispõe de um motor com 95cv sistema hidráulico com pressão máxima de 180 kgf/cm<sup>2</sup>, vazão da bomba de 55 l/min e 3 válvulas direcionais de dupla ação como pode ser observado no anexo 1. (VALTRA, 2012).

### *Carregadeira*

Segundo Neto (1985), os implementos agrícolas fazem parte dos segmentos da indústria de máquinas mais difícil de ser definido, devido à grande variedade disponível no mercado e a diversidade entre aplicações, resumindo são equipamentos desenvolvidos para substituir a mão de obra humana na agricultura. Geralmente estes equipamentos necessitam de uma unidade motora para o fornecimento de potência, ou seja, só podem exercer suas funções se acoplados em algum trator. Também existem implementos que não são destinados apenas para agricultura, como é o exemplo da carregadeira frontal estudada no presente trabalho de graduação. As carregadeiras frontais, são implementos desenvolvidos para atender diversas aplicações quando acopladas em tratores agrícolas, pois como pode ser observado na Figura 1 possuem diferentes tipos de ferramentas intercambiáveis, como por exemplo:

- Concha: utilizada para carregar grãos, pedra, areia, terra e no desbaste de barrancos;
- Lâmina niveladora: utilizada para limpeza, nivelamento de terrenos e na abertura de estradas;
- Guincho: utilizado para manipular big-bags; e
- Paleteira: utilizada na movimentação de paletes e big-bags.

**Figura 1** - Ferramentas para pás carregadeiras (Fonte: Stara).



*Sistema Hidráulico da Carregadeira Frontal*

Para que o sistema hidráulico do trator realize seu funcionamento, o fluido (óleo) armazenado no reservatório do trator é transportado por meio de mangueiras e pela intervenção da bomba hidráulica, que por sua vez recebe a energia de trabalho através do motor do trator. Os acionamentos do sistema articulado são feitos pela ação de cilindros hidráulicos que respondem ao sinal de um controlador (válvulas direcionais de comando). Os cilindros recebem a energia através da bomba hidráulica e convertem essa energia para realizar as movimentações necessárias que irão resultar na regulagem do posicionamento e a execução do trabalho do implemento que está sendo estudada por este trabalho. A Figura 2 abaixo mostra os movimentos que são executados pela intervenção do cilindro hidráulico no sistema articulado da carregadeira frontal, sendo eles: deslocamento vertical (levante) e o posicionamento do implemento (nivelamento).

**Figura 2** - Cilindros e articulações da carregadeira frontal de um trator agrícola (Adaptado de: Lavrale).



Pela análise da Figura 2 é possível visualizar que a articulação de nivelamento tem por objetivo ajustar o posicionamento da pá da carregadeira frontal, já a articulação de levante tem por objetivo realizar o giro do braço que implica na regulagem de altura do conjunto da pá.

*Cilindro Hidráulico*

O cilindro hidráulico, assim como o cilindro pneumático, é um dos artifícios mais utilizados na mecânica, visto que esse mecanismo é de fácil implementação e acessível para qualquer pessoa (devido à alta demanda no mercado). O cilindro hidráulico possui grande utilidade em máquinas e equipamentos, visto que transforma a energia hidráulica em energia mecânica e proporciona movimentos lineares para os mais diversificados usos para fins produtivos e podendo atingir altas capacidades de força. A variação de força do cilindro está diretamente ligada com a área do êmbolo e pressão aplicada pelo fluido de trabalho, a Equação 1 abaixo expõe a relação mencionada:

$$\sigma = FA \quad \rightarrow \quad F = \sigma \times A \quad (1)$$

$$\sigma = FA \quad \rightarrow \quad F = \sigma \times (A \text{ (embolo)} - A \text{ (haste)}) \quad (2)$$

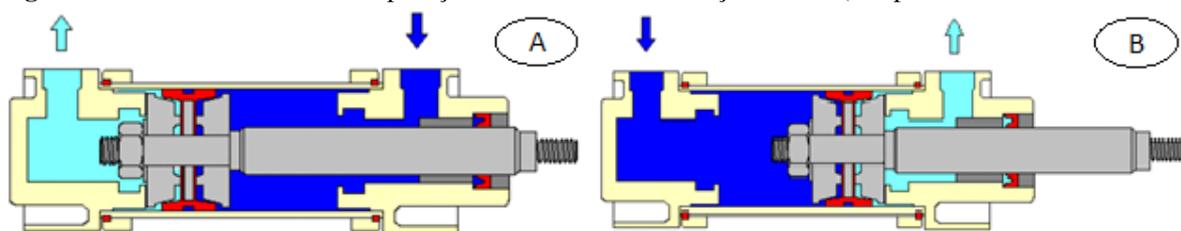
Conforme já exposto na seção anterior, os parágrafos precisam estar separados por um espaço a partir do título das seções e subseções, como pode ser visto neste exemplo. Sendo:

- $F$  é a força dada em N;
- $A$  é a área dada em  $m^2$ ;
- $\sigma$  é a pressão (em MPa);

O cilindro hidráulico é constituído pelo corpo, êmbolo, haste, guia da haste, anéis e vedações. O êmbolo se move linearmente à medida que o fluido hidráulico incompressível (óleo) alimenta o conjunto, preenchendo as câmaras destinadas a ao fluido pressurizado. O corpo do cilindro, também conhecido como camisa, recebe o êmbolo montado em seu interior e é vedado em suas extremidades para que não ocorra nenhum vazamento.

Os cilindros possuem uma distinção quanto ao modo de acionamento, podem ser de simples ação ou dupla ação. Os cilindros denominados de simples ação possuem alimentação do fluido apenas em uma das extremidades e realizam somente a ação de avanço ou somente a de recuo, sendo o retorno desta ação realizado por um elemento externo, por exemplo: em um cilindro de simples ação com recuo por mola, o avanço será realizado pela ação do fluido e o recuo pela ação da mola. Porém, os cilindros mais utilizados são os de dupla ação, visto que garantem a ação de avanço e recuo com alimentação do fluido, desta maneira o cilindro irá possuir precisão em seu curso e capacidade de força para ambas as ações (CAVALHEIRO e MARIANI, 2013). As Figura 3 abaixo mostram o princípio de funcionamento de um cilindro de dupla ação.

**Figura 3** – Cilindro hidráulico de dupla ação: Recuado em A e avançado em B. (Adaptado de: Macaco Hidráulico).



Pela Figura 3 é possível observar a maneira que o fluido hidráulico está atuando no cilindro. Na posição de recuado, o fluido está alimentando e preenchendo a câmara frontal (indicada na cor azul claro) e esvaziando, quase que por completo, a câmara traseira (indicada na cor azul escuro). Já na posição de avançado, o fluido está alimentando e preenchendo a câmara traseira e esvaziando a câmara frontal quase que por completo (CAVALHEIRO e MARIANI, 2013).

#### *Válvula de Acionamento*

A alimentação do fluido é controlada por um dispositivo com a função de direcionar o sentido do fluxo, este componente é denominado válvula direcional e é responsável por fazer a abertura e fechamento das vias a fim de avançar ou recuar a haste do cilindro. O acionamento das válvulas direcionais pode ser feito manualmente, mecanicamente ou eletricamente, sendo que o método irá depender do tipo de aplicação e do grau de envolvimento que o operador deve ter com o equipamento, como por exemplo para movimentação da carregadeira frontal que é ligada diretamente o trator, o operador precisa realizar o comando da válvula, visto que é ele que controla todo o conjunto e utiliza máquina como multiplicador de força para o seu trabalho. As válvulas são distinguidas por sua capacidade de distribuição, conforme Porto (2015, p. 27):

“Tem a função de distribuir, desviar e interromper o fluido do sistema para realizar acionamentos em atuadores. São classificadas de acordo com o número de vias,

número de posições do comando e princípios de construção. O número de vias indica a quantidade de entradas e saídas conectadas as mangueiras na válvula e o número de posição indica o número de manobras diferentes que a válvula realiza.” (PORTO, 2015, p.27).

A Figura 4 abaixo demonstra um bloco de válvulas utilizado no trator e pode-se observar que esse bloco possui 3 válvulas direcionais com alavancas para facilitar a pilotagem de controle do cilindro. Cada válvula possui 4 vias de passagem e 3 posições de comando.

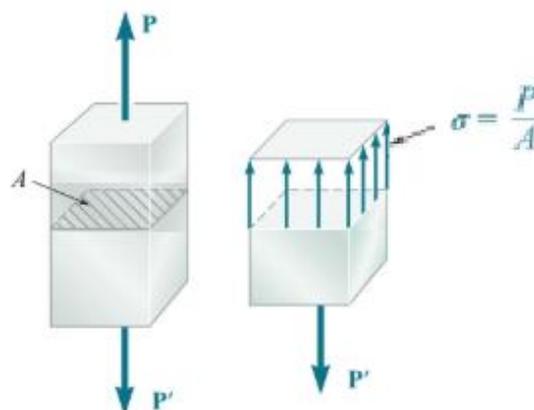
**Figura 4** – Imagem ilustrativa de Válvula hidráulica direcional (Fonte: Unitec Parker).



*Tipos de Tensão*

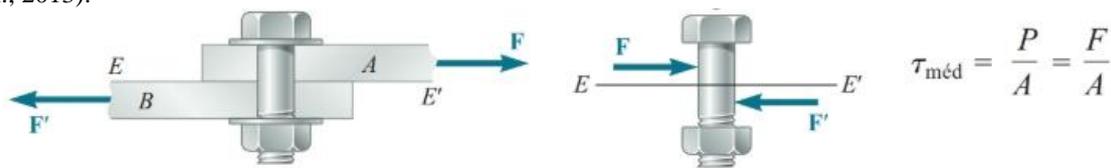
A intensidade das forças distribuídas sobre uma seção ou a força por unidade de área é chamada de tensão na seção ou tensão normal e é representada pela letra grega  $\sigma$  (sigma). Como pode ser observado na Figura 5, a tensão na seção transversal de área A de uma barra que sofre uma carga axial P é obtida dividindo o valor da carga P pela área A. Conforme o Sistema Internacional (SI), P é expressa em newtons (N) e A em metros quadrados (m<sup>2</sup>), portanto a tensão  $\sigma$  é dada em N/m<sup>2</sup>. Essa unidade é chamada de pascal (Pa) (BEER et al., 2013).

**Figura 5** – Imagem ilustrativa da tensão normal em uma barra (Adaptado de: BEER et al., 2013).

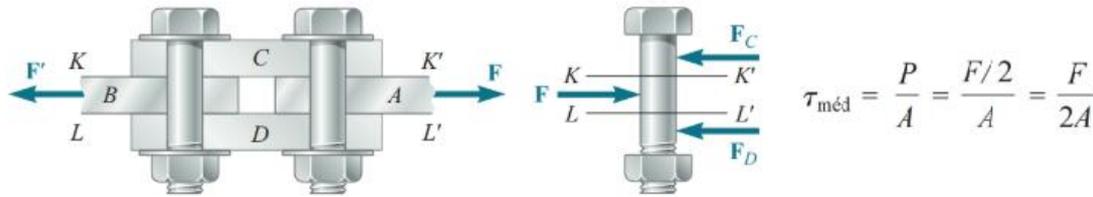


Como mostrado nas Figuras 6 e 7 um outro tipo de tensão é obtido quando forças transversais P e P' são aplicadas à barra AB, nessas condições, surgem forças internas no plano da seção e que podem ser representadas por uma resultante P. Essas forças internas elementares são chamadas de forças de cisalhamento. Ao dividir a força cortante P pela área A da secção transversal, obtém-se a tensão média de cisalhamento na seção, que por sua vez é indicada pela letra grega  $\tau$  (tau), uma solução para diversos componentes expostos a tensão de cisalhamento, é o uso de juntas sobrepostas, considerando que a área para o cálculo é o dobro da junta simples (BEER et al., 2013).

**Figura 6** – Imagem ilustrativa da tensão de cisalhamento simples em um parafuso (Adaptado de: BEER et al., 2013).

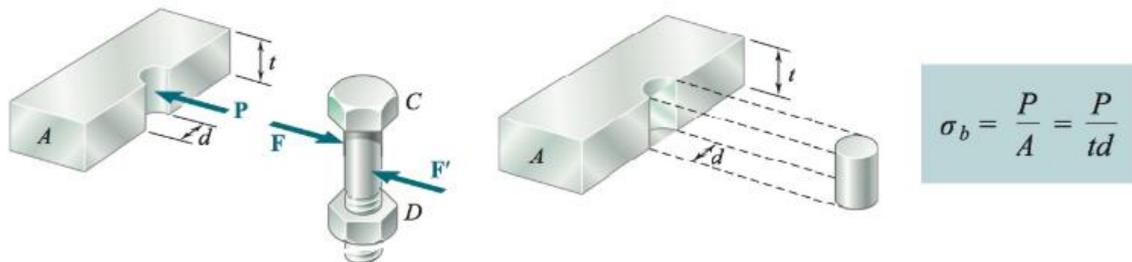


**Figura 7** – Imagem ilustrativa da tensão de cisalhamento duplo em um parafuso (Adaptado de: BEER et al., 2013).



A tensão de esmagamento também deve ser levada em consideração em grande parte dos projetos mecânicos, este tipo de tensão normalmente ocorre em conexões com parafusos, pinos ou rebites e é representada pela letra grega  $\sigma$  (sigma). Como está representada na Figura 8, o parafuso exerce na placa uma força com mesma intensidade e oposta à força  $F$  a tensão de esmagamento se dá pela divisão da intensidade da força  $P$  (N) pela área projetada pelo parafuso  $td$  ( $m^2$ ), onde  $t$  é a espessura da placa, e  $d$ , o diâmetro do parafuso (BEER et al., 2013).

**Figura 8** – Imagem ilustrativa da tensão de esmagamento entre um parafuso e uma chapa (Adaptado de: BEER et al., 2013).



### Projeto e Software

Os *softwares* CAD (*Computed-Aided Design* ou Desenho Assistido por Computador) vêm contribuindo de forma significativa para o desenvolvimento de projetos de engenharia em geral. Os primeiros programas ofereciam apenas a representação gráfica e ferramentas em duas dimensões (2D), porém com a necessidade de se desenvolver com maior eficiência, detalhamento, rapidez e qualidade, surgiram os programas com gráficos em três dimensões (3D). Os *softwares* 3D dominaram o mercado e passaram a ser líderes para o desenvolvimento de projetos. Apesar do CAD ser uma ferramenta benéfica e útil, é essencial que o usuário apresente os devidos conhecimentos técnicos para se adequar a toda funcionalidade oferecida pelos programas. O *Solidworks* é um dos *softwares* mais utilizados como ferramenta para a realização de projetos CAD. O *software* é do grupo *Dassault Systèmes* e é um programa que utiliza a modelagem em 3D para execução de peças com diferentes formatos, superfícies complexas, ferramentas mecânicas, montagens avançadas de peças, estudos de movimentos, projetos elétricos, análises, detalhamentos e comunicação técnica. (AMARAL e PINA FILHO, 2010).

Além dos recursos de desenho, o *Solidworks* pode ser utilizado como uma ferramenta de simulação para estudar diversos tipos de esforços mecânicos e características mecânicas tanto para as peças e quanto para as montagens. É conhecido como CAE (*Computed-Aided*

*Engineering* ou Engenharia Assistida por Computador) o método que utiliza o computador para auxiliar em tarefas destinadas a análise. Para facilitar a tomada de decisões e auxiliar no modelamento do estudo que está sendo desenvolvido por este trabalho, o programa que será utilizado nas simulações dos esforços mecânicos é o *Solidworks Simulation*, que é uma extensão do *Solidworks*, e terá o foco voltado em analisar as tensões e deformações nas peças que serão projetadas. O programa utiliza a fundamentação do critério de tensão de Von Mises para o equacionamento das peças e baseia-se no método de elementos finitos para subdividir as peças em elementos e nós. Para realizar a análise de tensões utilizando o suplemento *Simulation* do *Solidworks*, deve-se primeiramente subdividir a peça pelo recurso de criação de malha e na sequência, estando todas as entradas definidas, é executado a simulação com o intuito de gerar os resultados que serão posteriormente estudados a fim de qualificar a peça conforme as tensões obtidas, sempre levando em consideração as propriedades mecânicas do material (FIALHO, 2012).

### METODOLOGIA

O presente estudo possui uma abordagem qualitativa com fins exploratórios, visto que utiliza um problema apresentado no campo agrícola e procura solucioná-lo mediante a apresentação de um projeto mecânico. A base teórica para a elaboração do projeto foi constituída a partir de acervo eletrônico direcionado para pesquisas de artigos científicos, monografias, livros disponíveis em biblioteca virtual, sites de fabricantes de implementos agrícolas (utilizados para consulta de catálogos, imagens e manuais) e apostilas com instruções para modelamento e análise no *software* de desenhos *Solidworks*. Tais meios serviram para constituir parâmetros que foram utilizados no desenvolvimento do estudo, sendo que o auxílio introduziu conhecimentos sobre o funcionamento da máquina agrícola, abrangeu noções quanto à mecanização do implemento, aprimorou os conceitos para utilização de cilindros hidráulicos e válvulas direcionais, maximizou a capacidade de modelamento em *software* CAD e análise em ferramenta CAE para projetos.

#### *Primeira Etapa*

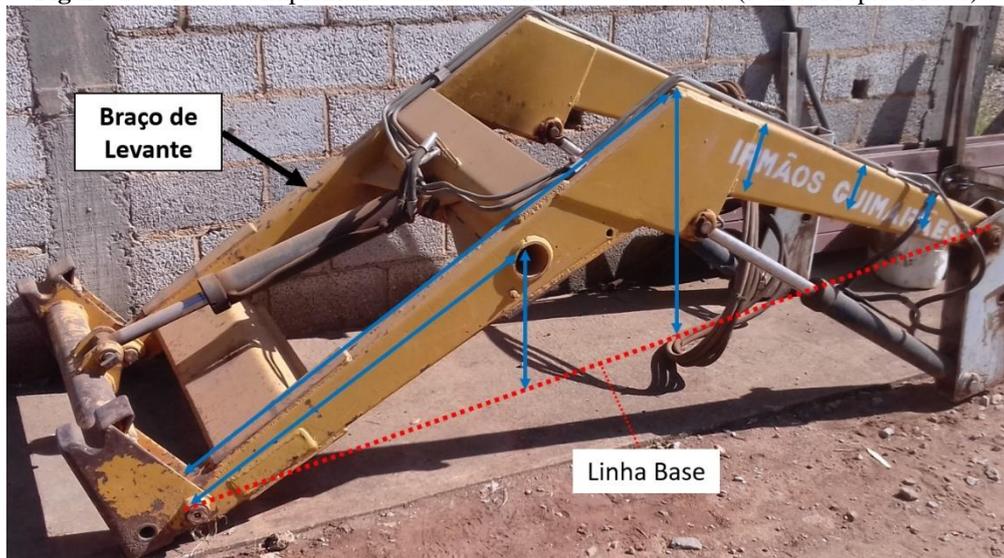
A primeira etapa envolveu uma atividade de campo e que teve por objetivo reproduzir no *software* CAD 3D, da maneira mais detalhada possível, as montagens e peças atuais do implemento que está sendo estudado e pode ser observado na Figura 9.

**Figura 9** – Carregadeira frontal acoplada a um trator Valtra modelo A 950 (Fonte: Próprio Autor).



Para execução desta atividade, o implemento foi desacoplado do trator e disposto no chão, facilitando assim a análise visual e projeção no sistema de coordenadas do usuário (UCS) do *software* de desenho. O dimensionamento do esboço foi realizado a partir de medições das peças físicas com a utilização de trena (para as dimensões maiores), paquímetro (para dimensões menores e de maior precisão) e a análise visual. A Figura 10 abaixo é uma foto do implemento isolado do trator e foi adaptada para apresentar um dos artifícios utilizados para desenhar a peça mais complexa do implemento, o braço de levante.

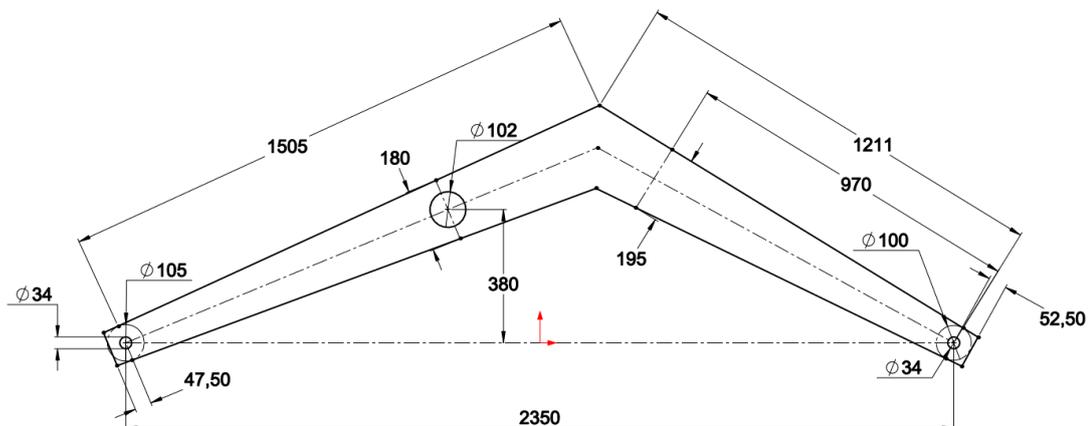
**Figura 10** – Foto do implemento utilizado como base de estudos (Fonte: Próprio Autor).



Para obtenção das dimensões, foi posicionado uma barra entre os dois centros do extremo da peça, sendo que a linha formada por esta ligação foi denominada como “linha base”. Esta linha correspondeu como ponto zero para ordenar todas as outras cotas.

O recurso de linha base utilizado nesta atividade em campo foi também projetado no *software* para possibilitar a reprodução com a mesma referência. A Figura 11 abaixo apresenta o primeiro esboço realizado no *Solidworks* para a lateral do braço de levante.

**Figura 11** – Esboço da lateral do braço de levante (Fonte: Próprio Autor).



### Segunda Etapa

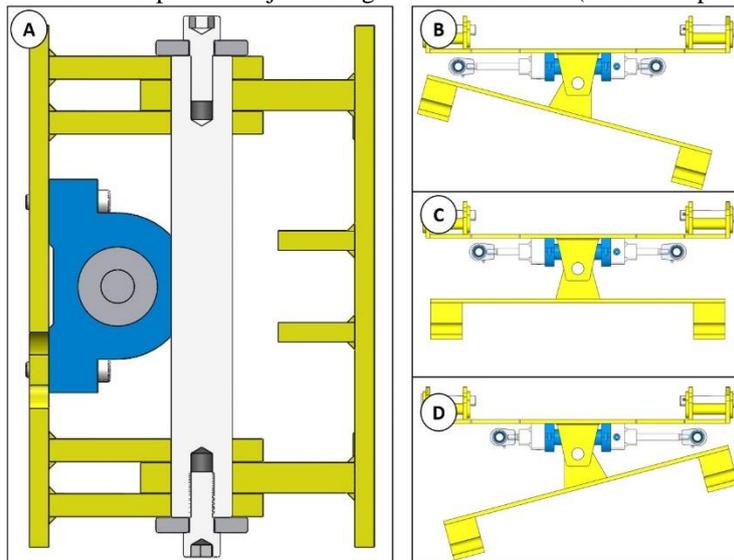
A segunda etapa foi realizada com base nos resultados das medições, na análise dos movimentos e especificações do fabricante do implemento. A primeira atividade para esta etapa foi a definição do movimento angular para o ferramental (que é acoplado ao implemento) e a

simulação do movimento em diferentes juntas a fim de entender como esta rotação se comportaria em cada situação proposta. Como este tipo de mecanismo tem caráter inovador (visto que não foi encontrado entre os fabricantes de implementos e tão pouco em outros projetos mecânicos) foi necessário realizar diversos estudos de movimento via *software* para definir um único caminho a seguir no decorrer do projeto. Um dos fatores mais importantes para esta definição foi avaliar qual tipo de impacto seria o menos agressivo ao implemento já existente, visto que desconfigurar o mecanismo atual poderia trazer resultados negativos.

A decisão tomada foi acoplar um mecanismo de angulação independente no mesmo suporte que fixa o ferramental, tornado este conjunto como um acréscimo ao sistema articulado. O implemento original possui o movimento de levante e regulagem da ferramenta, porém quando houver a necessidade de movimentação angular, o conjunto desenvolvido poderá ser acoplado da mesma maneira que um ferramental comum, e assim, possibilitar outros tipos de trabalhos ou até mesmo facilitar em diferentes situações.

Como o conjunto será isolado do mecanismo original, possibilitou a vantagem de projetá-lo também de maneira isolada ao implemento, apenas respeitando as referências para engate rápido. A Figura 12-A apresenta a primeira definição para o mecanismo de engaste e giro, sendo que foi utilizado o sistema de fixação duplo por junta sobreposta que distribui a tensão em duas áreas para cada engaste. Foi utilizado o mesmo pino de ligação entre os engastes para que desta forma mantenha-se ambas as fixações conectadas.

**Figura 12** – Estudo inicial para o conjunto de giro do ferramental (Fonte: Próprio Autor).

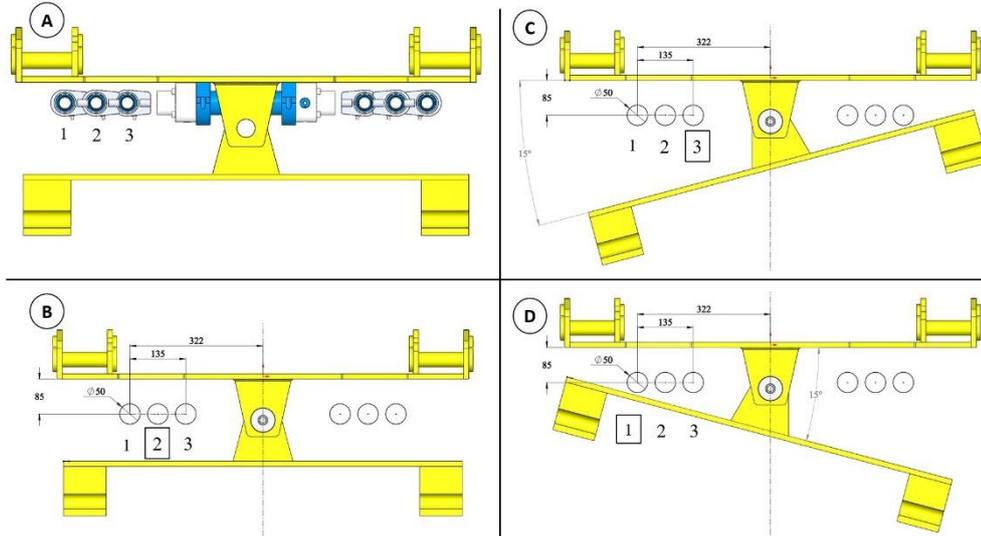


É possível observar pela Figura 12 a presença de um cilindro hidráulico em paralelo com a placa de fixação do conjunto, este tipo de montagem foi utilizado a fim de compactar os espaços e não interferir externamente no implemento original. O cilindro foi utilizado para execução do giro em 15° no sentido horário e 15° no sentido anti-horário (apresentado em 13-B-C-D). O cilindro é de haste dupla e foi definido a partir do site interativo da empresa multinacional *Bosch RexRoth*, sendo que para os estudos iniciais, a utilização de um cilindro com o menor diâmetro de haste possível implica na redução do espaçamento entre o ferramental e o implemento. A haste dupla irá permitir a sincronia dos movimentos em ambos os sentidos do giro, e a angulação de 15° proporciona um movimento satisfatório para os fins em que este conjunto será utilizado.

A atividade subsequente visou desenvolver as peças de ligação entre o cilindro e o braço de angulação do ferramental, para isso foi estudado um sistema de movimentação similar ao de uma cunha, porém o sistema de cunha comum (com faces planas) não poderia ser utilizado visto que a movimentação ocorre de maneira a parecer como uma “gangorra”, neste caso um contato

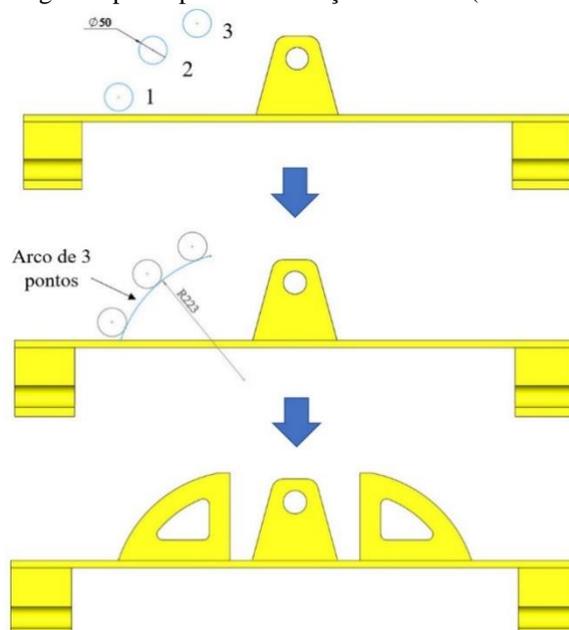
plano seria inviável. Portanto, foi necessário desenvolver um came no formato de um arco e o giro realizado através de um contato tangencial e linear, permitindo assim um deslizamento mais eficaz e proporcionando o giro. A Figura 13 apresenta o primeiro passo para a construção deste do came.

**Figura 13** – Primeiro passo para a construção do came (Fonte: Próprio Autor).



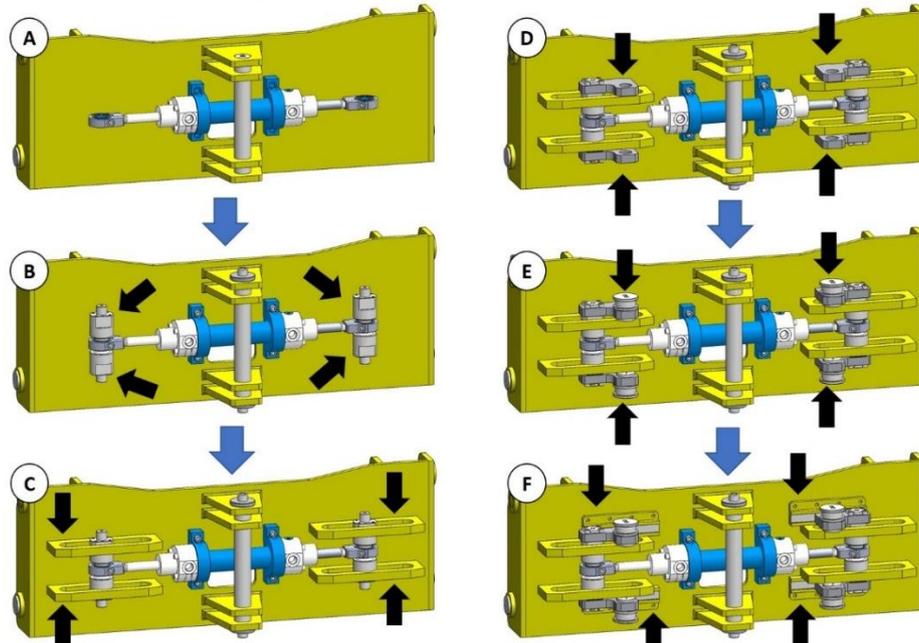
Foram admitidos três estágios da haste do cilindro para construção do came, são eles: posição total avançado (1), metade do curso (2) e posição de recuo (3). O curso do cilindro foi definido a partir do espaço disponível no conjunto das peças do trator e este curso não dificulta a projeção do came, visto que esta projeção é realizada a partir de um curso qualquer delimitado. Os círculos com diâmetro de 50 mm representam a roldana para o contato tangencial com o came, sendo que quando o círculo estiver no estágio 2 (Figura 13-B) o suporte articulado estará em paralelo com o fixo, quando estiver na posição 3 (Figura 13-C) o suporte articulado estará em 15° no sentido anti-horário e na posição 1 (Figura 13-D) em 15° no sentido horário. Para cada estágio foi convertido o círculo correspondente no esboço do suporte articulado, sendo que a conversão foi realizada na correta angulação proporcionada pelo círculo, a Figura 14 expõe o segundo passo para construção do came.

**Figura 14** – Segundo passo para a construção do came (Fonte: Próprio Autor).



Após a definição do came, foram projetadas as demais peças para guiar e reforçar o conjunto de acionamento linear, tais peças finalizam o mecanismo de giro. A Figura 15 abaixo expõe todas as peças de maneira sequencial com as etapas de montagem.

**Figura 15** – Peças finais para guia e reforço do mecanismo de giro (Fonte: Próprio Autor).



Conforme a Figura 15, é possível observar as principais mudanças ocorridas a cada peça acrescida ao conjunto, tais mudanças foram apontadas pelas setas em preto e estão descritas abaixo:

- De 15-A para 15-B: Acrescentado eixo de ligação e ponteiros na haste do cilindro hidráulico;
- De 15-B para 15-C: Acrescentado as guias da ponteira do cilindro;
- De 15-C para 15-D: Acrescentado os suportes para as roldanas e as fixações;
- De 15-D para 15-E: Acrescentado as roldanas acionadoras do came;
- De 15-E para 15-F: Acrescentado as guias para contra apoio do suporte das roldanas.

### *Terceira Etapa*

A primeira definição para esta etapa foi o fator de segurança que seria empregado para o cálculo das forças e reações para o estudo em questão, visto que esta definição se dá pelo maior valor qualificados entre: dados das propriedades dos materiais, condições ambientais nos quais será utilizado e modelos analíticos para forças e tensões. Para todas essas classificações obteve-se o fator de segurança correspondente a dois. (NORTON, 2013)

Segundo Beer (2013), para o estudo das cargas em um mecanismo deve-se construir diagramas de corpo livre para todos os componentes e conjunto estudados e posteriormente, por meio de sistemas equivalentes, somatória de forças e somatória de momentos, os cálculos das reações da estrutura causadas pelo peso do conjunto desenvolvido somado com a carga suportada pela ferramenta. Após a definição das forças, foram realizados os cálculos de tensões de esmagamento, cisalhamento e axiais em todas as juntas/pinos de fixação do conjunto, sendo que estes cálculos foram apresentados no apêndice deste trabalho.

Após a validação das juntas e cilindros, foi utilizado o *software Solidworks*, porém, desta vez o *software* teve a função de simular a estrutura das peças do conjunto de

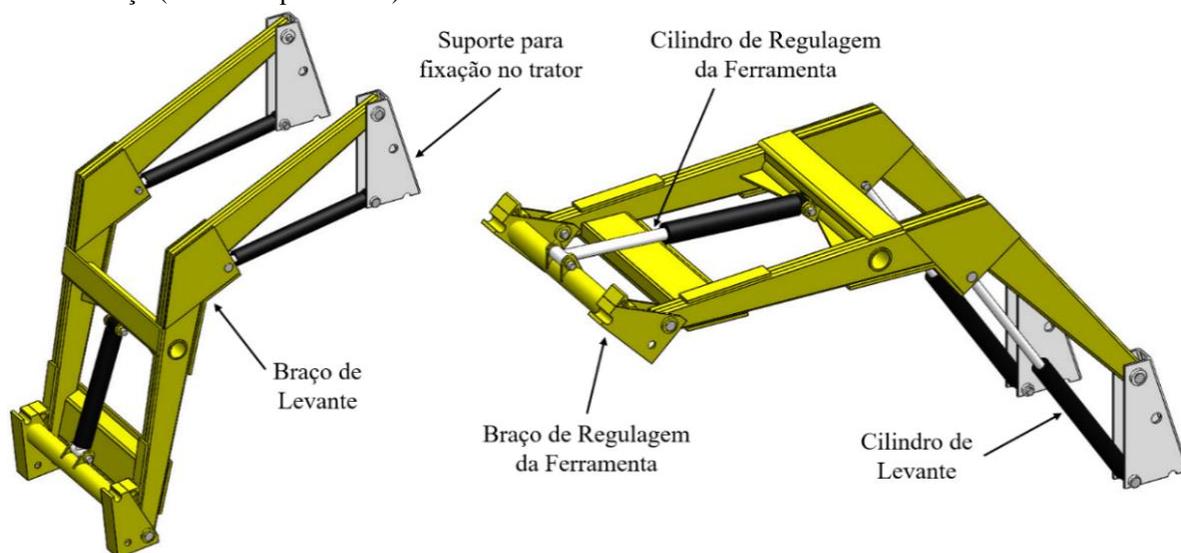
movimentação angular já que não foi possível validá-las por meio de diagrama de corpo livre. Para isto, aplicou-se as cargas obtidas e apresentadas no apêndice II, sendo que as peças foram simuladas de maneira isolada, primeiramente o conjunto fixo e na sequência o móvel.

### RESULTADOS

#### *Primeira Etapa*

Após a construção dos esboços completamente definidos com as dimensões coletadas, foram realizadas as extrusões e que, posteriormente, se tornaram peças. As peças foram inseridas e posicionadas nas montagens do *software Solidworks* com base no que foi estudado em Fialho (2012) que apresenta métodos e recursos para criação de peças e montagens. A Figura 16 abaixo, apresenta o conjunto geral do implemento.

**Figura 16** – Desenho de conjunto da carregadeira frontal com os cilindros hidráulicos em posições de recuo e avanço (Fonte: Próprio Autor).

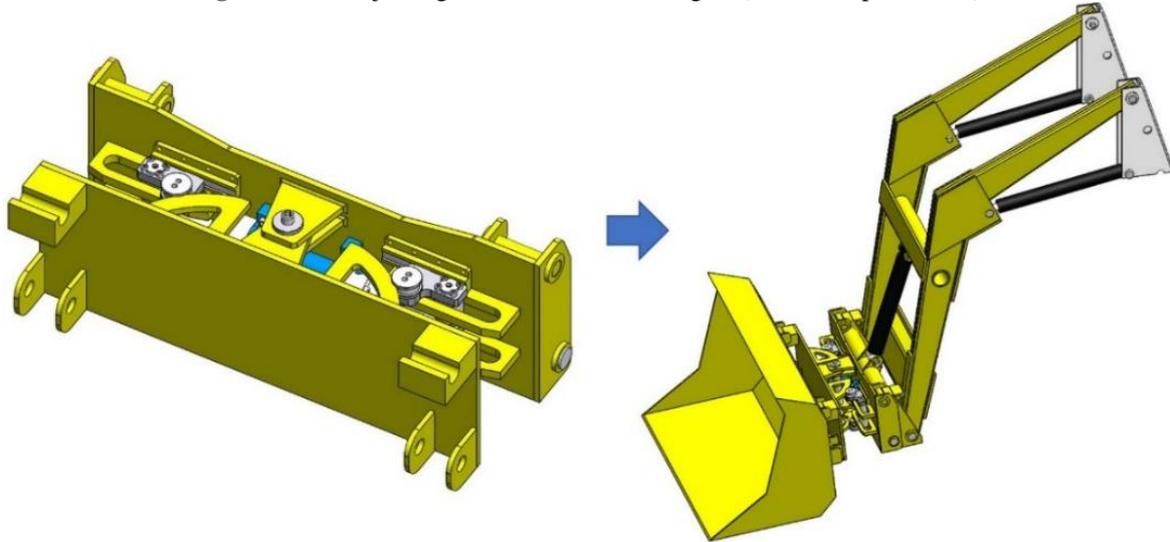


#### *Segunda Etapa*

Na segunda etapa do estudo obteve-se como resultado o desenvolvimento do projeto de melhoria da carregadeira, sendo que este estudo foi composto de peças e a montagem 3D para acoplar ao implemento original. As referências tomadas como base para elaboração e definição dos mecanismos a serem utilizados foram examinadas em Norton (2013) e Beer et al. (2013) que apresentam diferentes projetos e também os diagramas de corpo livre que facilitaram a compreensão do funcionamento dos sistemas articulados.

Para finalizar as projeções do estudo, o conjunto de movimentação angular foi acoplado a carregadeira original juntamente com a concha (ferramental de trabalho). A Figura 17 apresenta o conjunto geral montado.

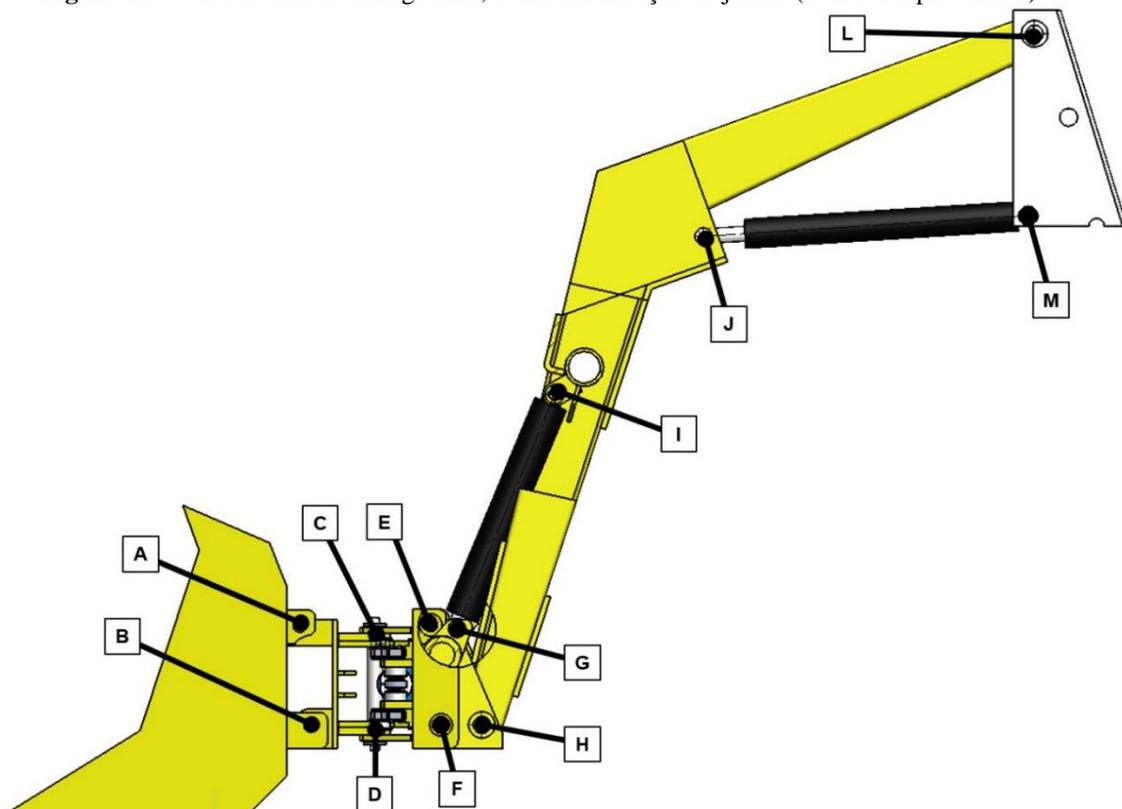
Figura 17 – Conjunto geral do mecanismo de giro (Fonte: Próprio Autor).



*Terceira Etapa*

Os resultados para avaliação das forças resultantes foram obtidos por meio dos cálculos apresentados no apêndice I, onde estão representados os diagramas de corpo livre juntamente com as reações em cada junta/pino. Esses cálculos foram realizados conforme sugerido por Beer et al. (2013), visto que esta literatura disponibiliza as etapas para o cálculo estrutural de maneira a simplificar a manipulação dos conjuntos mecânicos. A partir dos valores das forças resultantes foi possível calcular as tensões em cada junta/pino disponível no projeto, para confirmação das tensões, os valores das forças foram inseridos em uma planilha do Excel e a partir desta foi implementado uma fórmula para cada tipo de esforço (esmagamento, cisalhamento ou normal). As juntas/pinos estudados foram apresentados na Figura 18 abaixo.

Figura 18 – Vista lateral da carregadeira, com identificação da juntas (Fonte: Próprio Autor).



Para expor os resultados, os mesmos foram organizados na Tabela 1 em que é possível observar a distinção de algumas juntas/pinos por apóstrofo (por exemplo, G e G'), essa distinção tem a finalidade de apresentar as resultantes para o mecanismo sem o projeto de melhoria e com o projeto de melhoria (classificado com o apóstrofo). A validação foi feita a partir da comparação com o limite da tensão de escoamento do aço 1020 (usado para os conjuntos soldados) e 1045 (usado para os pinos), sendo 330 Mpa e 415 Mpa respectivamente. Porém todas as tensões resultantes não ultrapassaram o limite de escoamento, sendo a maior tensão obtida de 42,94 Mpa e que não atingiu 11% do limite do aço 1045.

**Tabela 1:** Resultados de Tensão por junta (Fonte: Próprio Autor).

Junta / Pino	F <sub>x</sub> (N)	F <sub>y</sub> (N)	F <sub>r</sub> (N)	Área (mm <sup>2</sup> )	Tensão (MPa)	Tipo de Tensão	
A	9127,82	6500,00	11205,67	3924,00	2,86	Esmagamento	Pino
B	-9127,82	0,00	9127,82	1017,88	4,48	Cisalhamento	Pino
C	242536,00	0,00	24536,00	1256,65	9,76	Cisalhamento	Pino
D	-242536,00	0,00	24536,00	1256,66	9,76	Cisalhamento	Pino
C	0,00	7100,00	7100,00	5210,00	-1,36	Normal	Junta
D	0,00	7100,00	7100,00	5210,00	-1,36	Normal	Junta
C	0,00	7100,00	7100,00	782,25	9,08	Cisalhamento	Junta
D	0,00	7100,00	7100,00	782,25	9,08	Cisalhamento	Junta
E	18047,00	8000,00	19740,67	3924,00	5,03	Esmagamento	Pino
F	-18047,00	0,00	18047,00	1017,88	8,87	Cisalhamento	Pino
G	20833,40	50296,00	54440,04	829,58	32,81	Cisalhamento	Pino
G	20833,40	50296,00	54440,04	4322,50	12,59	Esmagamento	Pino
H	-10397,43	-17101,93	20016,56	907,92	11,02	Cisalhamento	Pino
I	-20833,40	-50296,00	54440,04	829,58	32,81	Cisalhamento	Pino
I	-20833,40	-50296,00	54440,04	4322,50	12,59	Esmagamento	Pino
J	-33030,50	-2309,71	33111,16	829,58	19,96	Cisalhamento	Pino
J	-33030,50	-2309,71	33111,16	2232,75	14,83	Esmagamento	Pino
L	33111,15	10942,50	34872,43	829,58	21,02	Cisalhamento	Pino
M	33030,50	2309,71	33111,16	829,58	19,96	Cisalhamento	Pino
M	33030,50	2309,71	33111,16	2232,75	14,83	Esmagamento	Pino
G'	27264,38	65822,06	71245,28	829,58	42,94	Cisalhamento	Pino
G'	27264,38	65822,06	71245,28	4322,50	16,48	Esmagamento	Pino
H'	-13632,19	-24911,03	28397,11	907,92	15,64	Esmagamento	Pino
I'	-27264,38	-65822,06	71245,28	829,58	42,94	Cisalhamento	Pino
I'	27264,38	65822,06	71245,28	4322,50	16,48	Esmagamento	Pino
J'	35503,72	2482,66	35590,42	829,58	21,45	Cisalhamento	Pino
J'	35503,72	2482,66	35590,42	2232,75	15,94	Esmagamento	Pino
L'	35503,72	18245,58	39917,61	829,58	24,06	Cisalhamento	Pino
M'	-35503,72	-2482,66	35590,42	829,58	21,45	Cisalhamento	Pino
M'	-35503,72	-2482,66	35590,42	2232,75	15,94	Esmagamento	Pino

Para validação da força dos cilindros de levante e regulagem da pá utilizou-se a comparação com as reações em J' e G', respectivamente. O cálculo da força do cilindro foi realizado a partir das equações abaixo, sendo que F1 corresponde a força do cilindro de regulagem da pá e F2 corresponde a força de cada cilindro levante. A pressão  $\sigma$  corresponde a máxima fornecida pela bomba disponível no trator que é de 180 Kg/cm<sup>2</sup>.

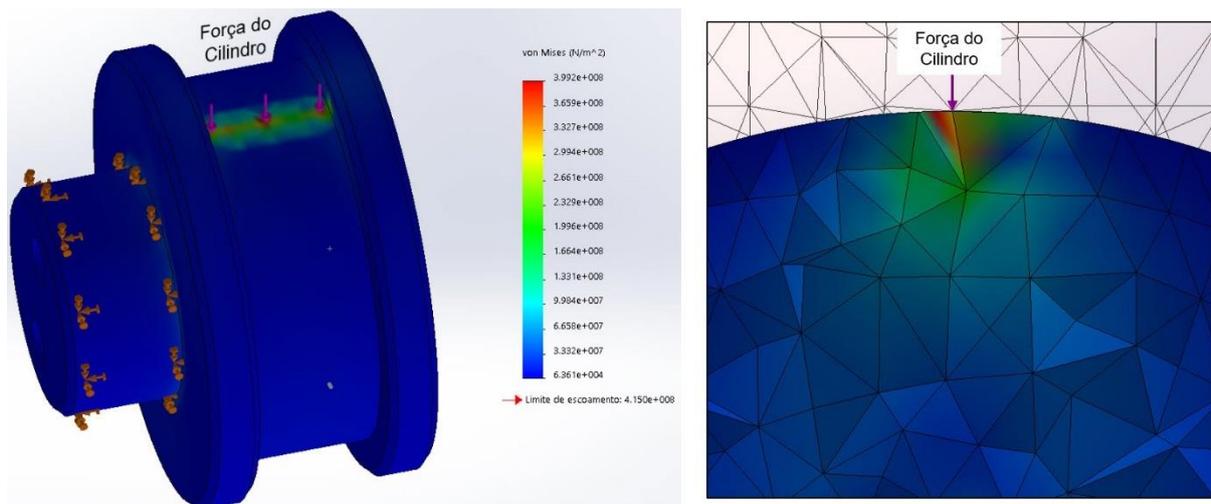
$$\sigma = \frac{F_1}{A_1} \rightarrow F_1 = \sigma \times A_1 \rightarrow F_1 = 180 \times (4^2 \times \pi) \rightarrow F_1 \cong 9048 \text{ Kgf} \cong 88761 \text{ N} \quad (3)$$

$$\sigma = \frac{F_2}{A_2} \rightarrow F_2 = \sigma \times A_1 \rightarrow F_2 = 180 \times (3,15^2 \times \pi) \rightarrow F_2 \cong 5611 \text{ Kgf} \cong 55043,91 \text{ N} \quad (4)$$

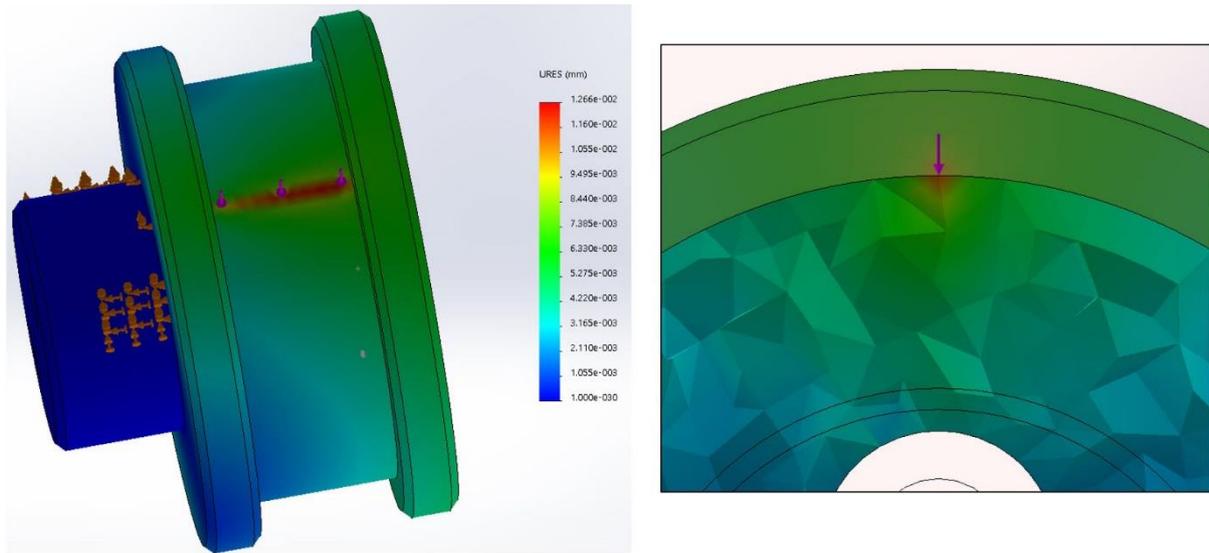
Ao se comparar a força F1 com a força resultante em G', obteve-se 88761 N e 71245,28 N, respectivamente. Ou seja, o cilindro de regulagem da pá está trabalhando com a capacidade de 80,26% da força máxima do cilindro. Ao se comparar a força F2 com a força resultante em J', obteve-se 55043,91 N e 35590,42 N, respectivamente. Ou seja, o cilindro de levante está trabalhando com a capacidade de 64,66% da força máxima do cilindro.

Para o cálculo do novo cilindro que realiza o movimento de giro do conjunto, foi necessário definir um coeficiente de atrito para a junção que suporta toda carga e peso do conjunto. No estudo foi adotado o coeficiente aço-aço engraxado, definido em  $\mu=0,1$ . (NORTON, 2013). A força de atrito resultante é a relação entre a carga total com o coeficiente de atrito (Fat) da junta, sendo  $Fat = \mu \times (\text{peso do ferramental} + \text{carga aplicada})$ . O momento de giro para a movimentação do conjunto do ferramental é dado pela força de atrito multiplicado com a distância entre o ponto máximo de aplicação de força para movimentação. A força do cilindro foi definida pelo momento causado pela força relacionada com a distância entre o centro do cilindro e centro de movimentação, sendo que esta relação foi igualada com o momento de giro do conjunto ferramental, este cálculo pode ser observado no apêndice. A força do cilindro necessária para movimentação do conjunto é de 864,94 Kgf e a força do cilindro para uma pressão fornecida de 180 Kgf/cm<sup>2</sup> é de 1577 Kgf. Esta força do cilindro foi empregada para execução da simulação das roldanas que tangenciam o conjunto móvel e realizam o movimento angular. O material empregado nas roldanas é o aço SAE 1045 ( $\sigma_e = 415\text{Mpa}$ ) e pela Figura 19 pode-se observar que a peça suporta a carga sem exceder a tensão de escoamento, visto que a tensão máxima atingida foi de 399,2 Mpa. Na sequência foi analisado os resultados que apresentam os deslocamentos, como pode-se observar na Figura 20, sendo que o máximo deslocamento apresentado na face mais tangente é de aproximadamente 0,0126 mm.

**Figura 19** – Resultado da análise de tensão da roldana. (Fonte: Próprio Autor).



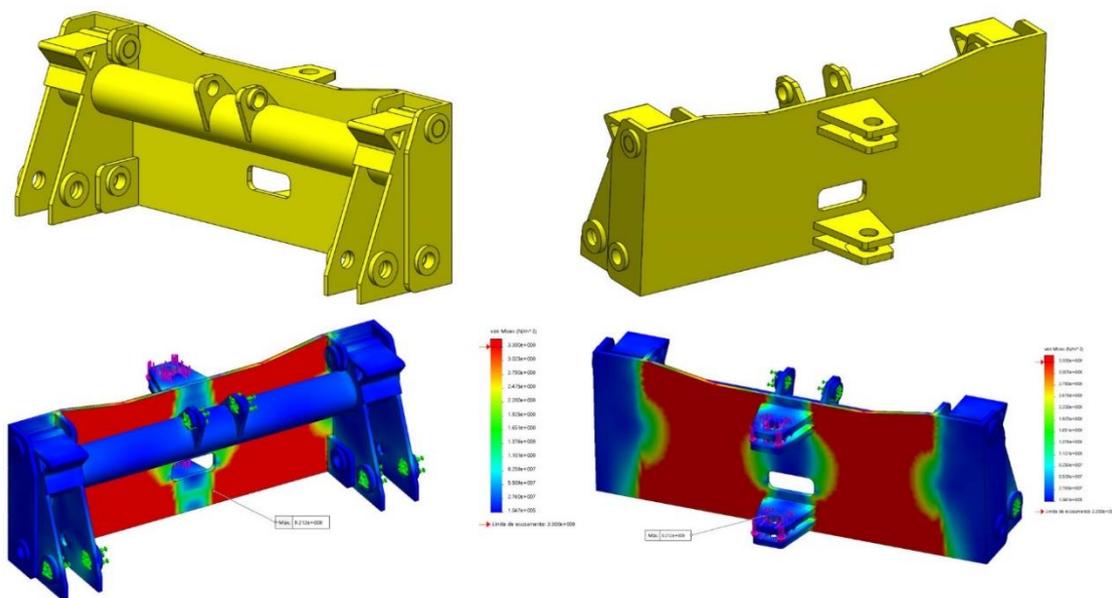
**Figura 20** – Resultado da análise de deformação da roldana. (Fonte: Próprio Autor).



Uma observação importante para este movimento que deve ser levada em consideração é o atrito, visto que uma variação neste coeficiente implica diretamente no aumento da força necessária para as movimentações, portanto o operador deve manter este conjunto sempre lubrificado.

Para concluir a validação do projeto foram realizadas a simulações estruturais das partes fixa e móvel do conjunto, a simulação seguiu a sequência de etapas sugeridas por Fialho (2012), em que deve-se primeiramente definir as fixações e conexões das peças, em seguida as entradas (forças, tensões e cargas), posteriormente deve-se aplicar o material e subdividir a peça pelo recurso de criação de malha, por fim é executado a simulação com o intuito de gerar os resultados. A Figura 21 apresenta a simulação do conjunto fixo.

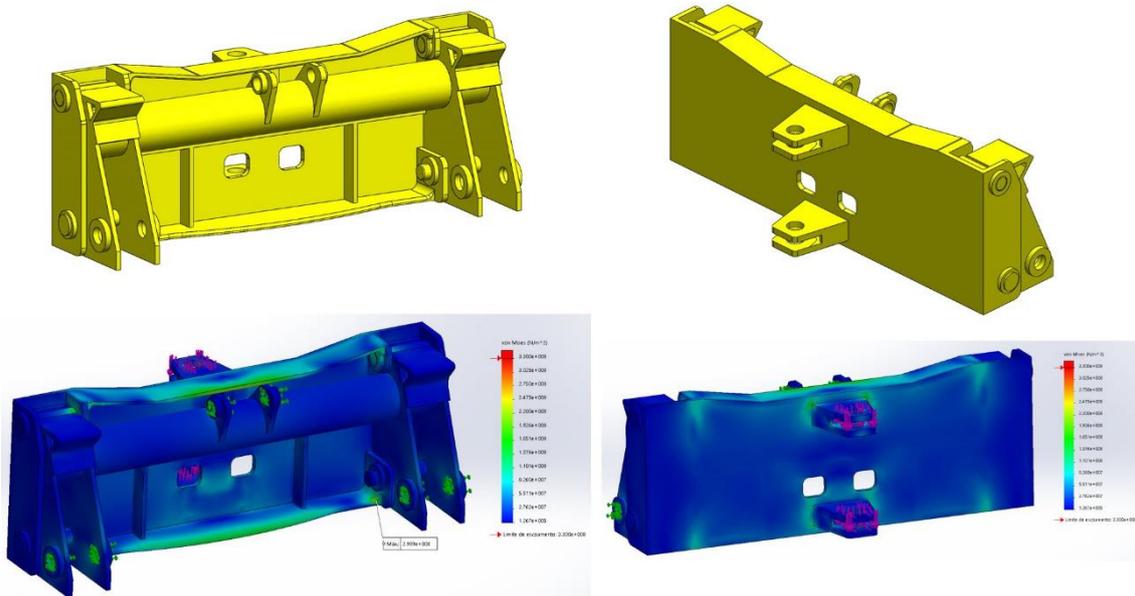
**Figura 21** – Modelo do conjunto fixo do projeto original e simulação com as cargas. (Fonte: Próprio Autor).



É possível observar uma região de coloração vermelha que representa uma tensão superior a tensão de escoamento considerada para o aço SAE 1020 ( $\sigma_e=330$  Mpa), portanto foi

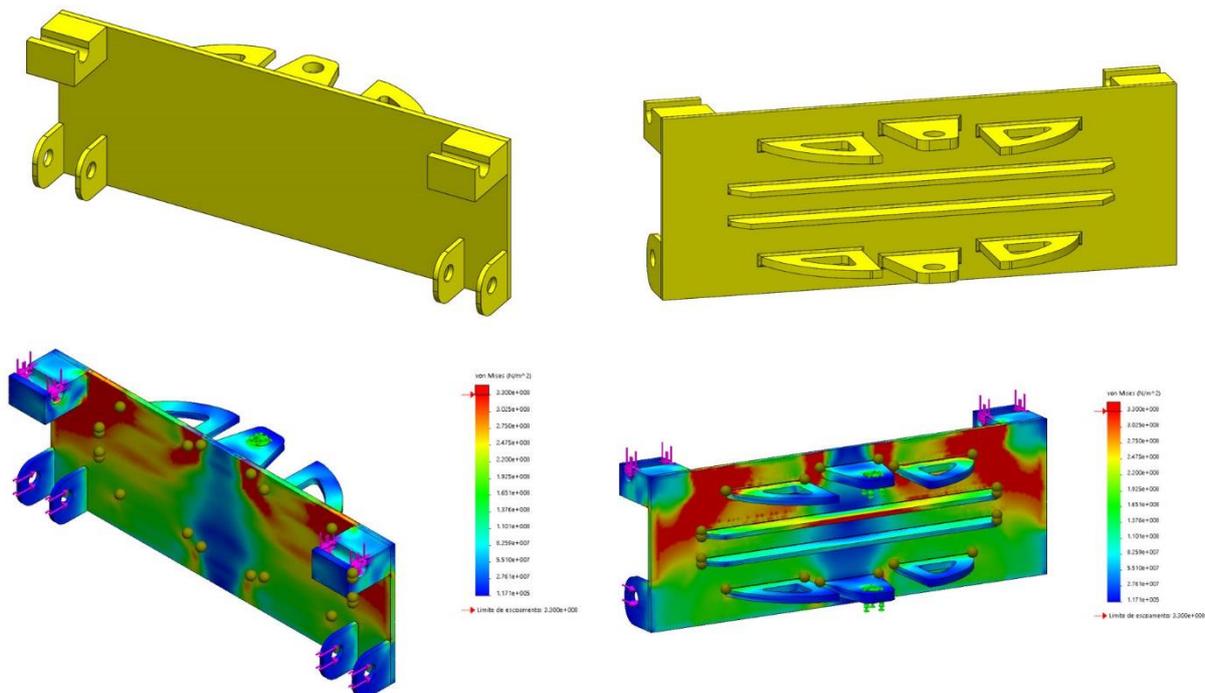
necessário alterar o modelo da estrutura a fim de reforçá-lo. Para otimizar este modelo, foram acrescentados nervuras na parte traseira, ligações entre as juntas e alívios de tensão. A Figura 22 apresenta o modelo otimizado e isento de tensões acima da tensão de escoamento.

**Figura 22** – Modelo da estrutura fixa otimizado e simulação com as cargas. (Fonte: Próprio Autor).



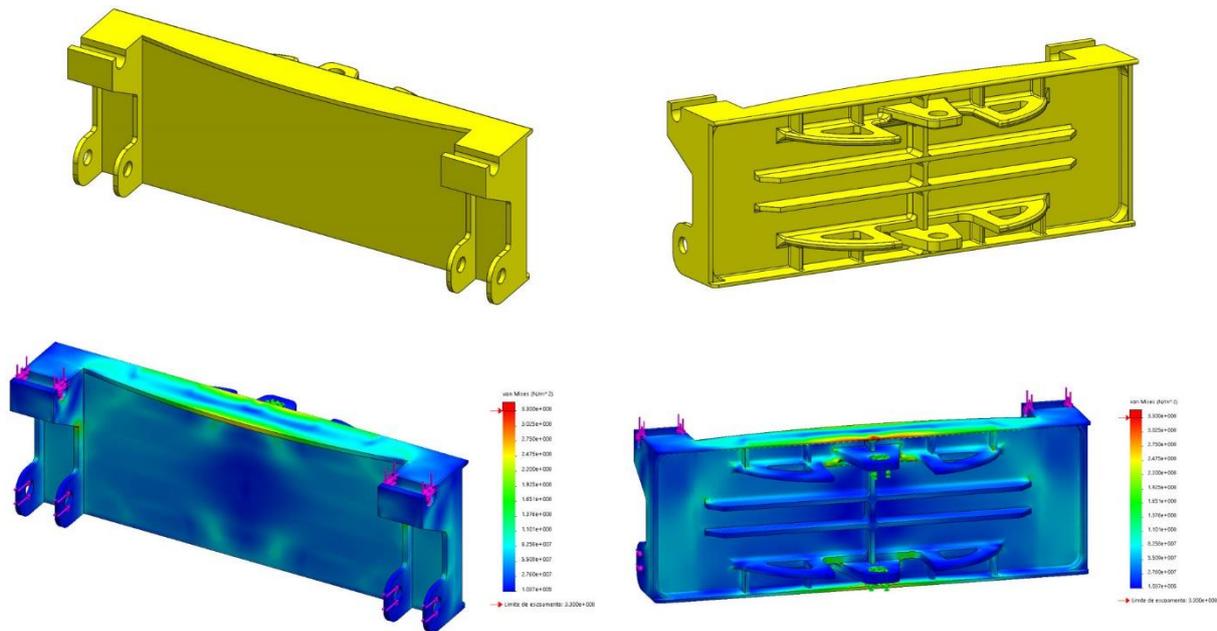
Para o conjunto móvel também foi aplicado as cargas obtidas através do diagrama de corpo livre e na sequência a simulação das tensões resultantes através do *software*. A Figura 23 apresenta a simulação do conjunto móvel.

**Figura 23** – Modelo da estrutura móvel do projeto original e simulação com as cargas. (Fonte: Próprio Autor).



Da mesma forma que no conjunto fixo foi necessário adicionar nervuras e alívios de tensão para diminuição da tensão resultante e otimização do conjunto. A Figura 24 apresenta o resultado das alterações.

Figura 24 – Modelo da estrutura móvel otimizado e simulação com as cargas. (Fonte: Próprio Autor).



## CONCLUSÕES

O projeto apresentado por este estudo promoveu uma interação entre um mecanismo físico que não continha informações em relação ao dimensional com um *software* 3D e este permitiu explorar os movimentos e capacidades do mecanismo. Pode se dizer que na primeira etapa deste estudo os resultados foram satisfatórios, visto que a transposição foi realizada com êxito permitindo assim o desenvolvimento de um modelo de referência e base para estudos posteriores.

A segunda etapa explorou a capacidade de projetar um novo mecanismo de maneira a não afetar as propriedades iniciais do implemento em questão, o projeto foi desenvolvido sem nenhuma alteração no mecanismo atual, pois o mecanismo desenvolvido é acoplado e desacoplado da mesma maneira que um ferramental comum. A rotação esperada para a ferramenta a partir do novo mecanismo foi definida com 15° e esta foi alcançada com êxito.

A terceira etapa permitiu validar completamente o conjunto, visto que a realização dos diagramas de corpo livre proporcionou uma visão geral em relação as cargas em cada junta/pino do implemento. Com base nos resultados obtidos observa-se que apesar de considerar o fator de segurança igual a dois, o implemento é capaz de absorver todos os esforços causados pela carga especificada. Isto se deve ao fato do novo mecanismo ser dimensionado apenas para elevação e movimentação de cargas, ou seja, os estudos foram realizados considerando cargas verticais, porém o equipamento original pode ser empregado em situações com esforços longitudinais.

Como sugestão para estudos posteriores, recomenda-se considerar cargas longitudinais, tais como: nivelamento e extração de terra em diferentes tipos de solo.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMARAL, R.D.C. do; PINA FILHO, A.C. de. A Evolução do CAD e sua Aplicação em Projetos de Engenharia. **Nono Simpósio de Mecânica Computacional**. Universidade Federal de São João Del-Rei - Minas Gerais, 26 a 28 de maio de 2010.

BARGER E.L.; LILJEDAHN, J.B.; CARLETON, W.M.; McKIBBEN, E.G. **Tratores e seus motores**. 1.ed. Rio de Janeiro: USAID, 1963. 398 p.

BEER, Ferdinand Pet et al. **Estática e Mecânica dos Materiais**. 1. ed. [S.l.]: AMGH, 2013.727 p.

CAVALHEIRO, M.T.; MARIANI, W. R. Desenvolvimento de uma bancada de testes e demonstração de movimentos para equipamentos agrícolas. **Faculdade Horizontina**, Horizontina, Rio Grande do Sul, p. 14-26, dez. 2013.

CULTIVAR, [www.grupocultivar.com.br](http://www.grupocultivar.com.br). **Artigo comparativo de tratores de grande porte**. Disponível em: <<http://www.grupocultivar.com.br/artigos/titas-do-campo-comparativo-tratores-de-grande-porte>>. Acesso em: 16 de abril de 2018.

FIALHO, Arivelto Bustamante. SolidWorks Premium 2012: Teoria e Prática no Desenvolvimento de Produtos Industriais - Plataforma para Projetos CAD/CAE/CAM. 1. ed. [S.l.]: Érica, 2012. 600 p.

LAVRALE. [www.lavrale.com.br](http://www.lavrale.com.br). **Plaina Agrícola Dianteira (PAD)**. Disponível em: <[http://www.lavrale.com.br/produtos/18/IMPLEMENTOS-AGRICOLAS/PLAINA-AGRICOLA-DIANTEIRA/plaina-agricola-dianteira-\(pad\)](http://www.lavrale.com.br/produtos/18/IMPLEMENTOS-AGRICOLAS/PLAINA-AGRICOLA-DIANTEIRA/plaina-agricola-dianteira-(pad))>. Acesso em: 10 de abril de 2018.

MACACO HIDRÁULICO. [www.macacohidraulico.net](http://www.macacohidraulico.net). **Oque é um Cilindro Hidráulico**. Disponível em: <<https://www.macacohidraulico.net/cilindro-hidraulico/>>. Acesso em: 15 de abril de 2018.

NETO, J.A. A indústria de máquinas agrícolas no Brasil-origens e evolução. **Departamento de Engenharia de Produção, da USP**, p. 61-62, set. 1985.

NORTON, Robert L.. **Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1055 p.

PORTO, E.A. **Automação de sistemas hidráulicos de máquinas agrícolas com a utilização de controladores lógicos programáveis**. Universidade Federal do Pampa, Alegrete, Rio Grande do Sul, p.27 2015.

STARA, [www.stara.com.br](http://www.stara.com.br). **Opcionais**. Disponível em: <[https://www.stara.com.br/wp-content/uploads/2015/03/BR\\_Pad\\_web.pdf](https://www.stara.com.br/wp-content/uploads/2015/03/BR_Pad_web.pdf)>. Acesso em: 15 de novembro de 2018.

UNITEC PARKER. [www.unitecparker.com.br](http://www.unitecparker.com.br). **Imagem ilustrativa de Válvula hidráulica direcional**. Disponível em: <<http://www.unitecparker.com.br/valvula-hidraulica-direcional>>. Acesso em: 15 de abril de 2018.

VALTRA, [www.valtra.com.br](http://www.valtra.com.br). **Especificação produto a950**. Disponível em: <[http://www.valtra.com.br/assets/especificacaoproduto/a950%20\(port\)%20\(baixa\).pdf](http://www.valtra.com.br/assets/especificacaoproduto/a950%20(port)%20(baixa).pdf)> Acesso em: 16 de abril de 2018.

## ESPECIFICAÇÕES A950 VERSÃO 4X2 / 4X4

<b>MOTOR</b>	AGCO POWER 420DS
<b>Modelo</b>	Diesel ou Biodiesel B100 - ANP 07/2008
<b>Combustível</b>	95 cv (69,8 kW) - 2200 (ISO TR 14396)
<b>Potência Máxima unid - rpm (norma)</b>	90 cv (66,2 kW) - 2200 (ISO 1585)
<b>Torque Máximo unid - rpm (norma)</b>	337 N.m - 1400 (ISO TR 14396)
<b>Cilindrada (cm³)</b>	330 N.m - 1400 (ISO 1585)
<b>N. de cilindros - aspiração</b>	4 - Turbo
<b>Sistema de Injeção</b>	Bomba Rotativa, Injeção Direta
<b>EMBREGEM</b>	
<b>Tipo</b>	Disco Duplo Independente Orgânico
<b>Diâmetro do disco (mm)</b>	295
<b>Acionamento</b>	Mecânico
<b>TOMADA DE POTÊNCIA</b>	
<b>Tipo</b>	Independente
<b>Acionamento</b>	Mecânico
<b>Velocidades (rpm - rpm do motor)</b>	540 - 1890 / 540 Econômica - 1594 / 1000 - 2074
<b>Opções de velocidades (rpm)</b>	540 (std) ou 540 + 540 Econômica* ou 540 + 1000*
<b>Potência Máxima (cv) - rot. motor</b>	82 - 2200
<b>TRANSMISSÃO</b>	
<b>Tipo de transmissão</b>	Sincronizada
<b>Posição das alavancas</b>	Lateral
<b>Número de marchas</b>	8F + 4R (std) ou 12F + 8R* ou 16F + 8R* ou 12F + 12R*
<b>SISTEMA HIDRÁULICO</b>	
<b>Pressão máxima (kgf/cm²)</b>	180
<b>Vazão da bomba (l/min)</b>	40 (std) ou 55*
<b>Capacidade de levante máx. olhal (kgf)</b>	3300
<b>610 mm do olhal (kgf)</b>	2790
<b>Válvulas de Controle Remoto</b>	1 válvula de dupla ação

VELOCIDADES TEÓRICAS (KM/H)						
18.4 - 30 R1 / 2300						
Marcha (8F+4R)	Redutor (12F+8R)		Multiplicador (16F+8R)		Reversor (12F+12R)	Marcha
	Tartaruga	Lebre	Tartaruga	Lebre		
L1	2,6	0,6	2,6	3,0	LL1	0,9
L2	3,6	0,9	3,6	4,2	LL2	1,3
L3	5,7	1,4	5,7	6,6	LL3	1,9
L4	7,6	1,8	7,6	8,7	LL4	2,6
H1	9,1	--	9,1	9,1	M1	3,4
H2	12,5	--	12,5	12,5	M2	5,0
H3	19,7	--	19,7	19,7	M3	7,4
H4	26,1	--	26,1	26,1	M4	10,5
R1	3,6	0,9	3,6	4,1	H1	11,8
R2	4,9	1,2	4,9	5,6	H3	25,5
R3	7,7	1,9	7,7	8,9	H4	36,2
R4	10,2	2,5	10,2	11,8		
<b>FREIOS</b>						
<b>Tipo</b>	Multidisks a banho de óleo					
<b>Acionamento</b>	Mecânico					
<b>DIREÇÃO</b>						
<b>Tipo</b>	Hidrostática					
<b>DIMENSÕES 4X2 / 4X4 C/ PNEUS STD</b>						
<b>Distância entre Eixos (mm)</b>	2387					
<b>Comprimento total (mm)</b>	4205					
<b>Peso máximo permitido (kgf)</b>	5035 / 5225					
<b>Bitolas traseiras min - máx (mm)</b>	1525 - 2125					
<b>CAPACIDADES</b>						
<b>Tanque de Combustível (l)</b>	103					
<b>PNEUS (STANDARD)</b>						
<b>4X2</b>	7.50 - 18 F2 / 18.4 - 30 R1					
<b>4X4</b>	14.9 - 24 R1 / 18.4 - 34 R1					
<b>POSTO DE OPERAÇÃO</b>						
<b>Tipo</b>	Plataforma					

### OPCIONAIS\*

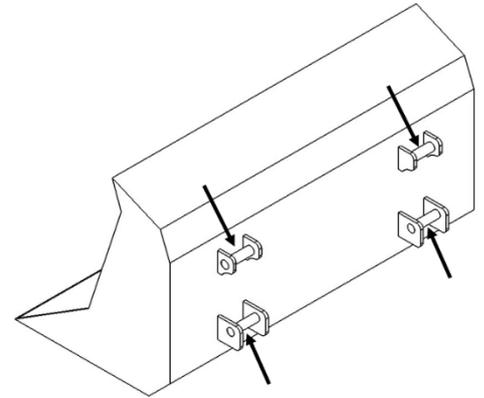
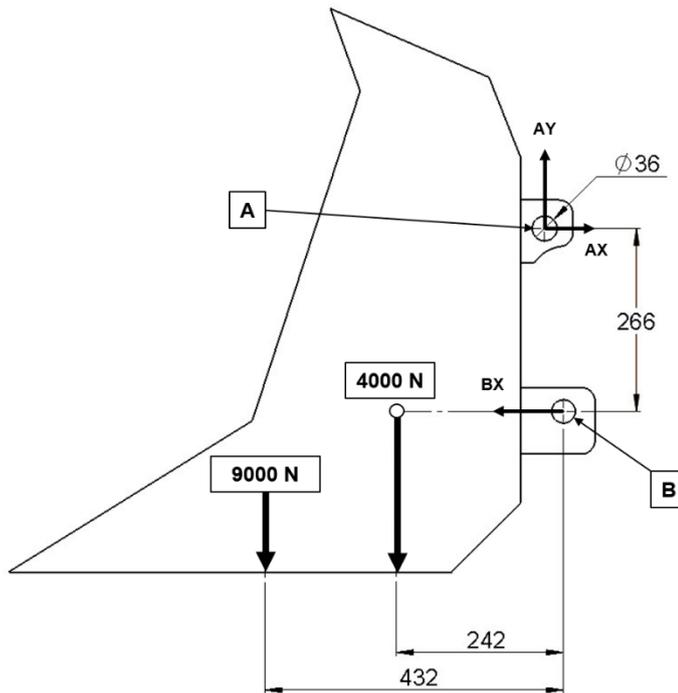
2 válvulas de dupla ação  
3 válvulas de dupla ação  
Bomba Hidráulica de 55 l/min  
Reservatório de óleo hidráulico com maior capacidade (40 l/min)  
Contrapesos dianteiros longitudinais  
Contrapesos traseiros  
Faróis de trabalho dianteiro e traseiro  
Para-lamas dianteiro  
Luz de placa  
Luzes de nevoeiro  
Triângulo de advertência  
Assento especial  
Aquecimento do bloco do motor  
Faróis para tráfego do lado esquerdo  
Tomada de energia (7 Vias)

\* Itens opcionais. Para maiores informações, consulte sua Concessionária Valtra  
\*\* Configuração do trator no Programa Mais Alimentos, consulte sua Concessionária Valtra

CONCESSIONÁRIO:

[www.valtra.com.br](http://www.valtra.com.br) | 0800 192 211  
Especificações técnicas sujeitas a alterações sem aviso prévio.  
FOPVAP950 / JUL 2012

APÊNDICE I



Somente A sofre reação em y:

$$\sum Fy = 0$$

$$Ay - 9000N - 4000N = 0$$

$$Ay = 13000N$$

$$\frac{Ay}{2} = 6500N \text{ (cada pino)}$$

$$\sum MA = 0$$

$$Bx * 0,266m + 900N * 0,432m + 4000N * 0,242m = 0$$

$$Bx = -\frac{388+968}{0,266} = -18225,63N$$

$$\frac{Bx}{2} = -9127,82N \text{ (cada pino)}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$Bx + Ax = 0$$

$$Ax = 9127,63N \text{ (cada pino)}$$

**Pino superior sofre esmagamento:**

$$F(x; y) = (9127,82; 650)N$$

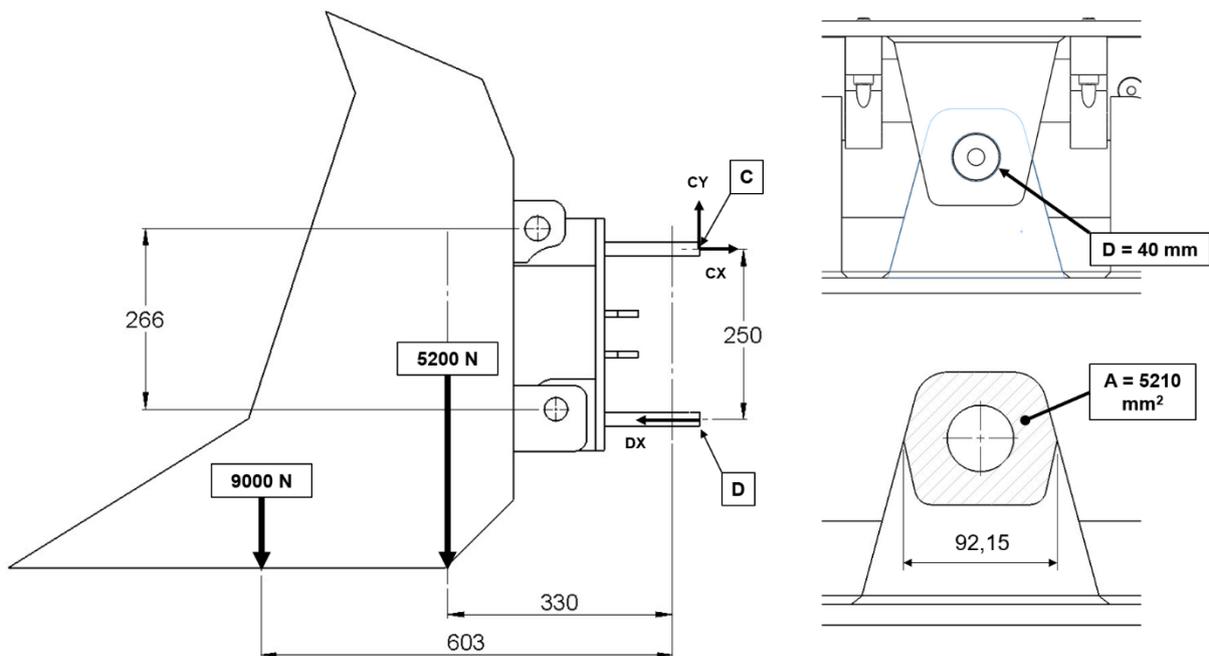
$$Fr = \sqrt{9127,82^2 + 6500^2} = 11205,67N$$

$$\sigma_A = \frac{Fr}{Area} = \frac{11205,67N}{36mm * 109mm} = 2,86MPa \text{ (cada pino)}$$

**Pino inferior sofre cisalhamento (Duas juntas de topo):**

$$\tau_B = \frac{Fr}{Area} = \frac{9127N}{2\pi * 18^2mm}$$

$$\tau_B = 4,48MPa \text{ (cada pino)}$$



**Fy sera didtribuida em duas juntas sobrepostas:**

$$\sum Fy = 0$$

$$-9000 + (-5200) + Cy + Dy = 0$$

$$Cy = Dy = 7100N$$

$$\sum MC = 0$$

$$Dx * 0,25m + 9000N * 0,602m + 5200N * 0,3m = 0$$

$$Dx = -\frac{(5418 + 1716)Nm}{0,25m} = -24536N$$

$$\sum Fx = 0$$

$$Dx = Cx = 0$$

$$Cx = 24536N$$

**Pinos sofrem cisalhamento em C e D:**

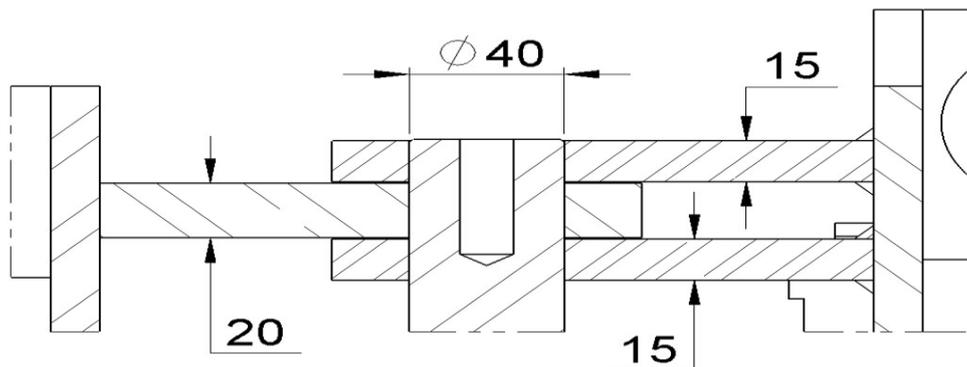
$$\tau = \frac{Fr}{Area} = \frac{24536N}{2\pi * 20^2mm}$$

$$\tau C = \tau D = 9,76 MPa \text{ (cada pino)}$$

**Tensão normal nas juntas em C e D:**

$$\sigma = \frac{F}{Area} = \frac{7100N}{5210mm^2}$$

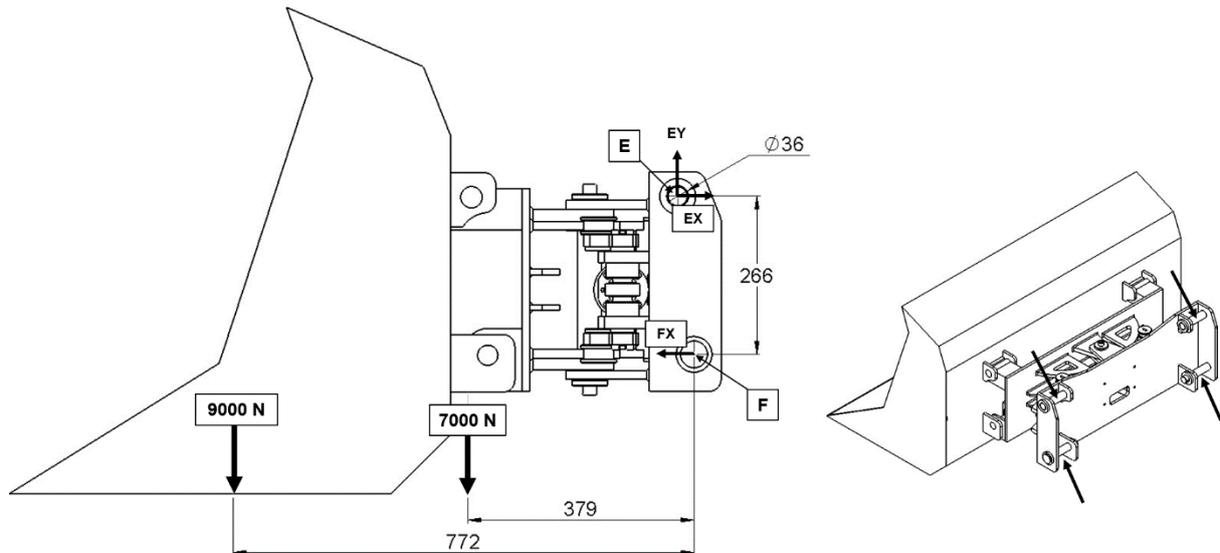
$$\sigma C = \sigma D = 1,36 MPa \text{ (cada junta)}$$



**Tensão de cisalhamento nas juntas em C e D:**

Obs: a maior tensão esta na junta que possui menor espessura.

$$\tau = \frac{Fr}{Area} = \frac{7100N}{(92,15 - 40)mm * 15mm} = \frac{7100N}{782,25mm^2} = 9,07MPa$$



**Somente E sofre reação em y:**

$$\sum Fy = 0$$

$$Ey - 9000N - 7000N = 0$$

$$Ey = 16000N$$

$$\frac{Ey}{2} = 8000N \text{ (cada pino)}$$

$$\sum ME = 0$$

$$Fx * 0,266m + 900N * 0,772m + 7000N * 0,379m = 0$$

$$Fx = -\frac{6948+2653}{0,266} = -36094N$$

$$\frac{Fx}{2} = -18047N \text{ (cada pino)}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$Ex + Fx = 0$$

$$Fx = 9127,63N \text{ (cada pino)}$$

**Pino superior sofre esmagamento:**

$$F(x; y) = (-18047; 8000)N$$

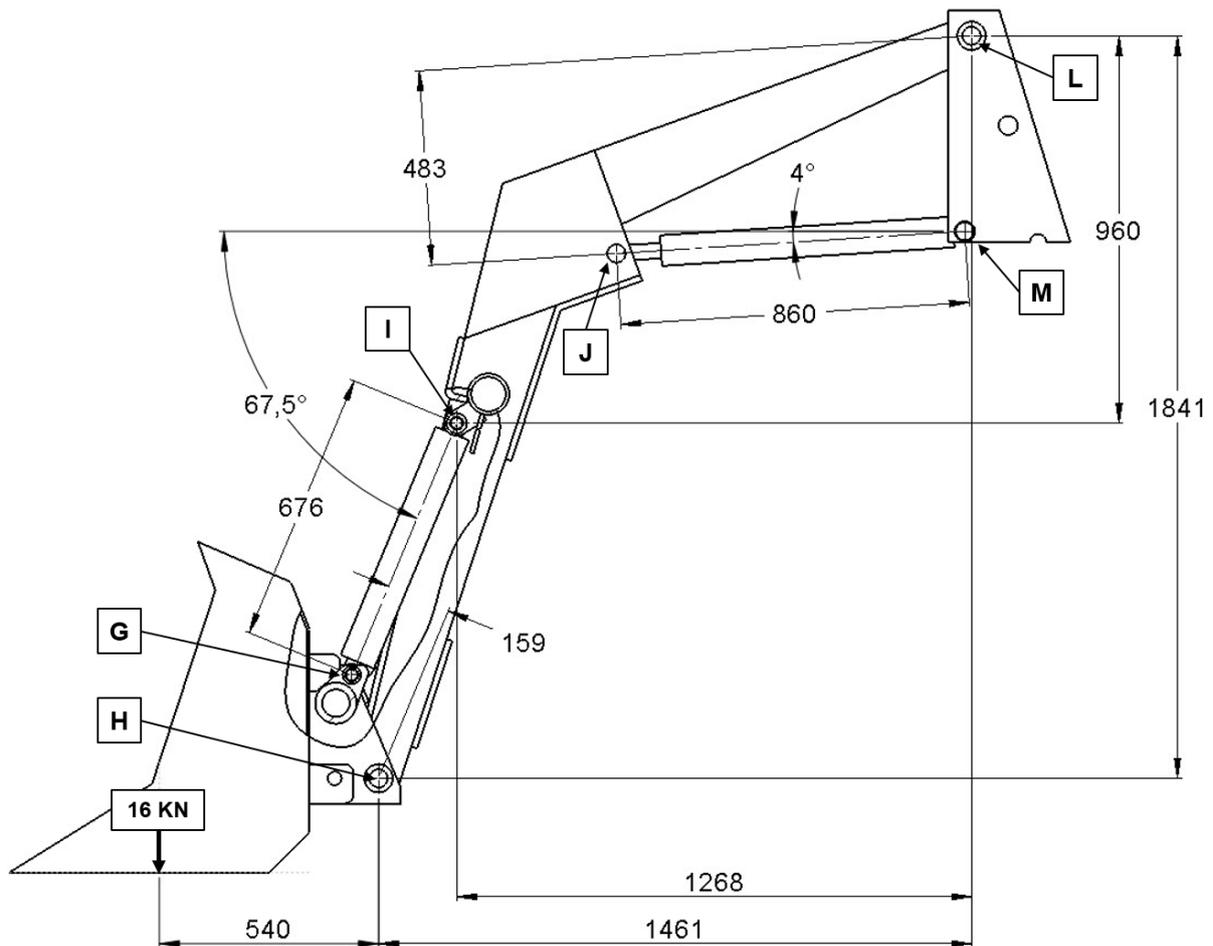
$$Fr = \sqrt{(-18047)^2 + 8000^2} = 19740,67N$$

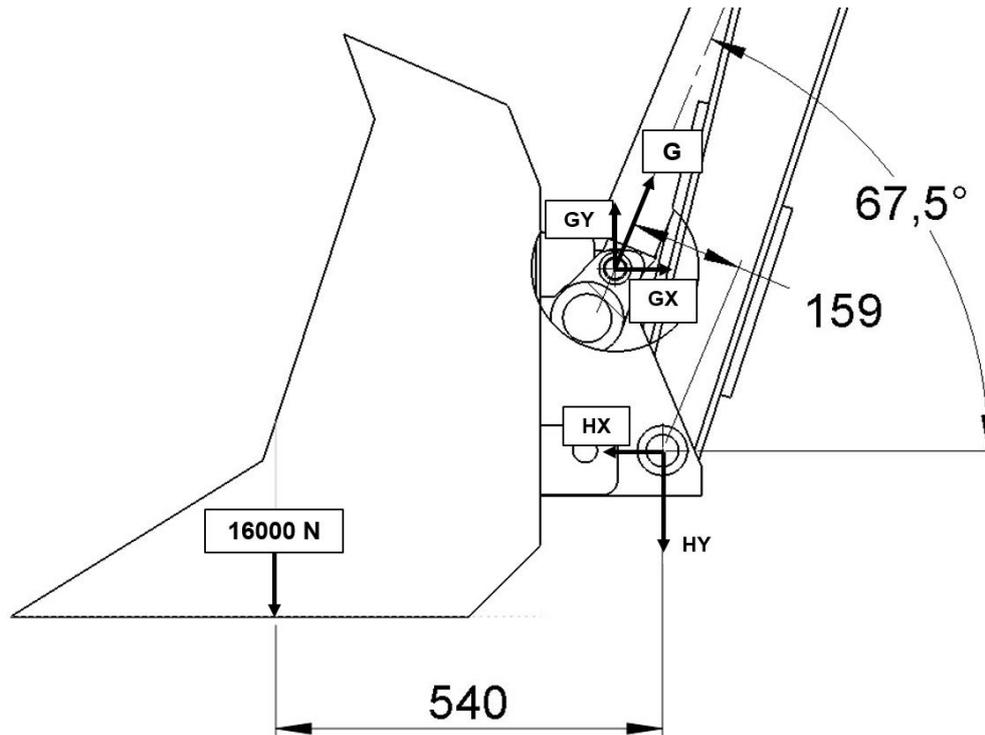
$$\sigma_E = \frac{Fr}{Area} = \frac{19740,67N}{36mm * 109mm} = 2,86MPa \text{ (cada pino)}$$

**Pino inferior sofre cisalhamento (Duas juntas de topo):**

$$\tau F = \frac{Fr}{Area} = \frac{18047N}{\pi * 18^2mm}$$

$$\tau F = 8,87MPa \text{ (cada pino)}$$





$$\sum MH = 0$$

$$-FG \times 159 \text{ m} + 1600 \times 0,540 \text{ m} = 0 \rightarrow FG = \frac{8640}{0,159} \rightarrow FG = 54339,6 \text{ N}$$

$$FGx = FG \times \cos 67,5^\circ = 20944,84 \text{ N}$$

$$FGy = FG \times \sin 67,5^\circ = 50203,26 \text{ N}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$20794,87 \text{ N} + Hx = 0 \rightarrow Hx = -20794,87 \text{ N}$$

$$\frac{Hx}{2} = -10397,43 \text{ N (Cada Pino)}$$

$$\sum Fy = 0$$

$$-16000 + Hy + 50203,26 = 0 \rightarrow Hy = -50203,26 + 16000 \rightarrow Hy = -34203,26 \text{ N}$$

$$\frac{Hy}{2} = -17101,63 \text{ N (Cada Pino)}$$

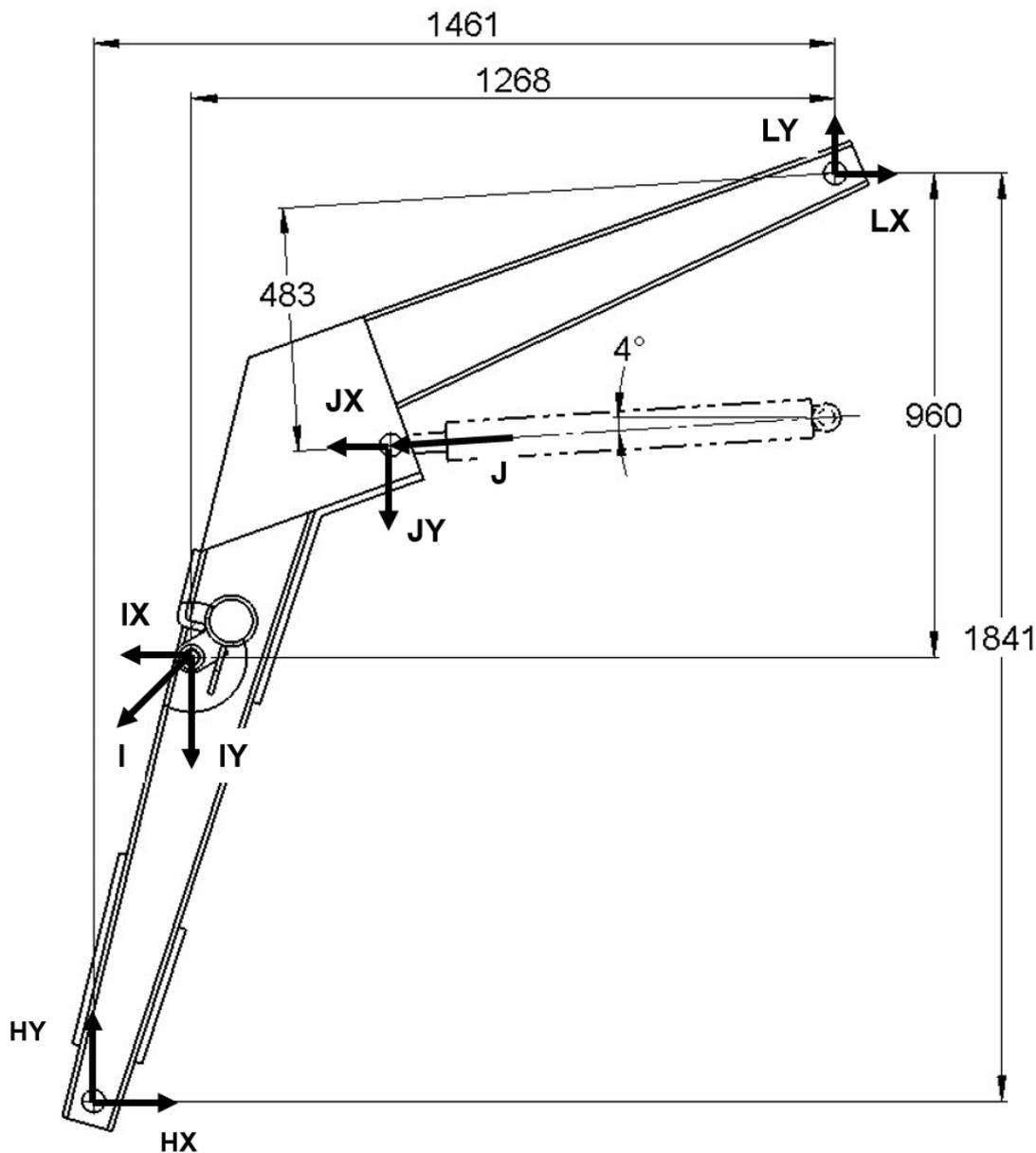
\* *FG* sofre esmagamento e cisalhamento (2 juntas de topo):

$$\sigma_G = \frac{FG}{A} = \frac{54339,6}{133 \times 32,5} = 12,59 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{Méd} = \frac{FG}{2 \times A} = \frac{54339,6}{2 \times \pi \times 16,25^2} = 32,8 \text{ Mpa}$$

\* *FH* sofre cisalhamento (2 juntas de topo):

$$\tau_{Méd} = \frac{FH}{2 \times A} = \frac{\sqrt{(-17101,93)^2 + (-10397,43)^2}}{2 \times \pi \times 17^2} = 11,02 \text{ Mpa}$$



## TRABALHO DE GRADUAÇÃO – ENGENHARIAS

\* *Por se tratar de barra de duas forças FI = FG:*

$$\sum ML = 0$$

$$-(FJ \times 0,483) - (20794,87 \times 0,960) + (50203,26 \times 1,268) + (20794,87 \times 1,841) - (34203,87 \times 1,461) = 0$$

$$FJ = \frac{(19963,08 - 63657,73 - 38262,56 + 49971,85)}{-0,483}$$

$$FJ = \frac{-49971,85}{-0,483} = 66222,3 \text{ N}$$

$$\frac{FJ}{2,0} = 33111,15 \text{ N (Cada Cilindro)}$$

$$FJx = FJ \times \cos 4^\circ = 33030,5 \text{ N}$$

$$FJy = FJ \times \sin 4^\circ = 2309,71 \text{ N}$$

\* *FJ' exerce esmagamento e cisalhamento (2 juntas de topo):*

$$\sigma J = \frac{33111,15}{68,7 \text{ mm} \times 32,5 \text{ mm}} = 14,83 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{Méd} = \frac{FJ}{A} = \frac{33111,15}{2 \times \pi \times 16,25^2} = 19,96 \text{ Mpa}$$

$$\sum Fx = 0$$

$$-20794,87 + 20794 - 66222 + FLx = 0 \rightarrow FLx = 66222 \text{ N}$$

$$\frac{FLx}{2} = 33111 \text{ N (Cada Pino)}$$

$$\sum Fy = 0$$

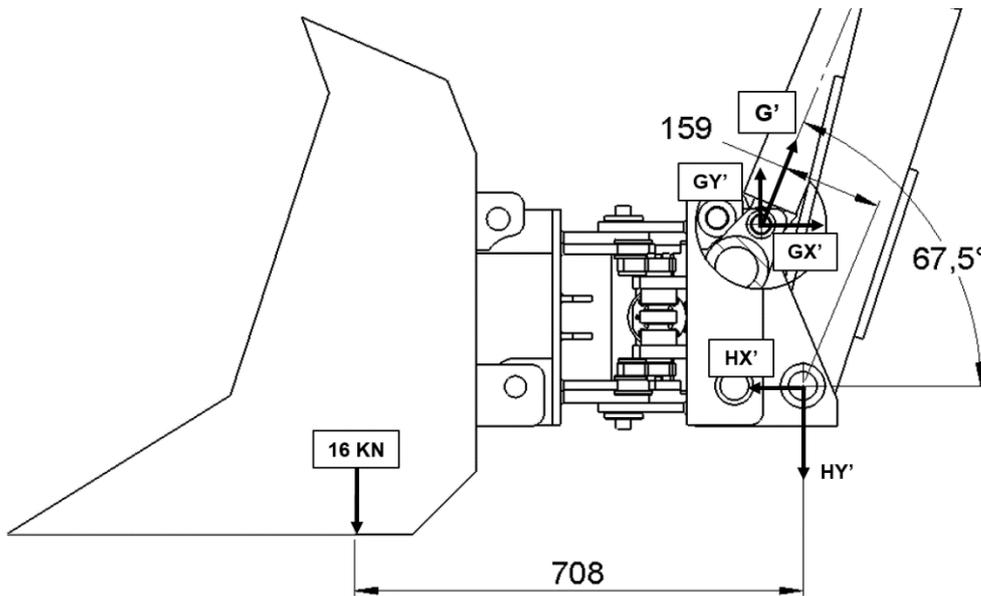
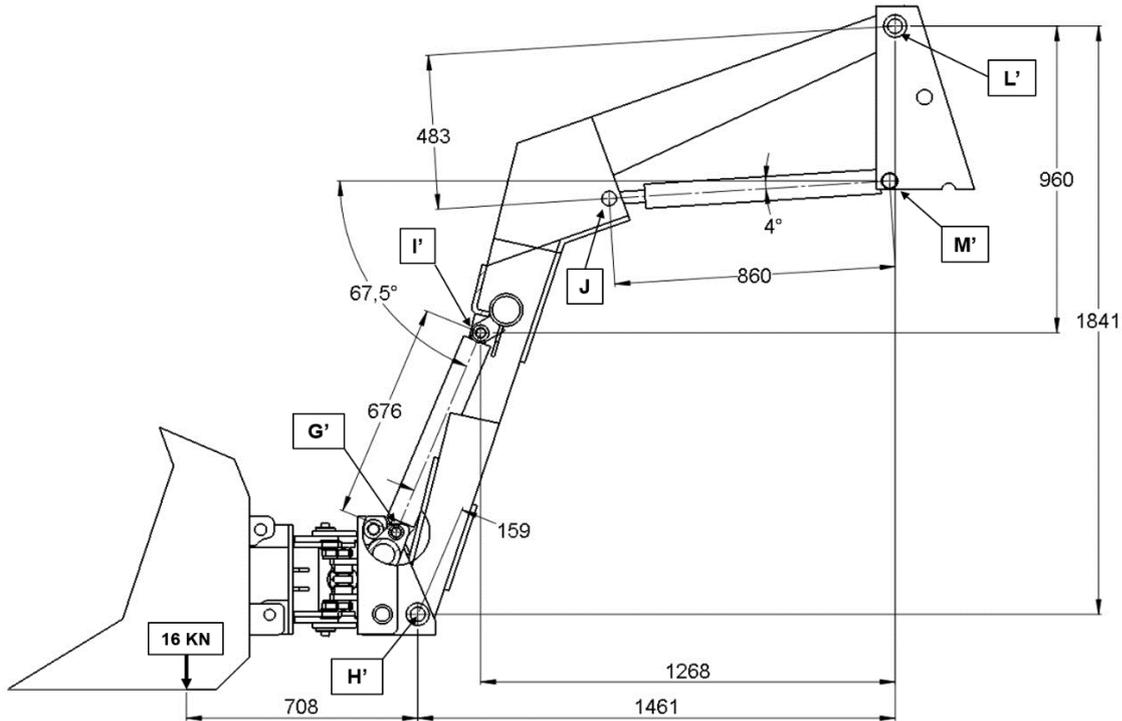
$$-50296 + 33030,5 - 4619,43 + FLy = 0 \rightarrow FLy = 21885 \text{ N}$$

$$\frac{FLy}{2,0} = 10942,5 \text{ N (Cada Pino)}$$

\* *FL exerce cisalhamento (2 juntas de topo):*

$$\tau_{Méd} = \frac{FL}{2 \times A} = \frac{\sqrt{10942,5^2 + 33111,15^2}}{2 \times \pi \times 16,25^2} = 21,01 \text{ Mpa}$$

\* *Por se tratar de barra de duas forças FJ' = FM'*



\* **Reação no Cilindro de Regulação da Pá:**

$$\sum MH = 0$$

$$-FG' \times 159 \text{ mm} + 1600 \times 708 \text{ mm} = 0 \rightarrow FG' = \frac{11328000}{159} \rightarrow FG' = 71245,3 \text{ N}$$

$$FGx' = FG' \times \cos 67,5^\circ = 27264,38 \text{ N}$$

$$FGy' = FG' \times \sin 67,5^\circ = 65822,06 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$27264,38 + Hx' = 0 \rightarrow Hx' = -27264,38 \text{ N}$$

$$\frac{Hx'}{2} = -13632,19 \text{ N (Cada Pino)}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-16000 + Hy' + 65822,06 = 0 \rightarrow Hy' = -65822,06 + 16000 \rightarrow Hy = -49822,06 \text{ N}$$

$$\frac{Hy'}{2} = 24911,03 \text{ N (Cada Pino)}$$

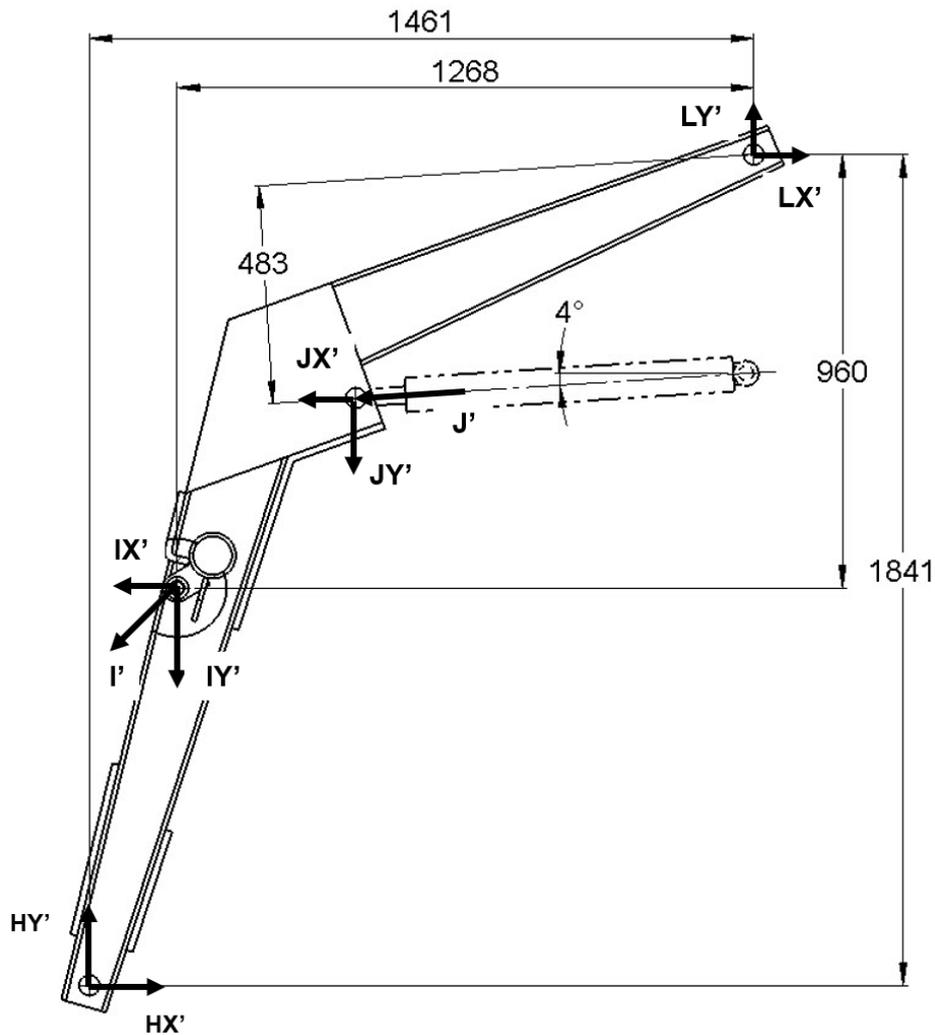
**\* FG' sofre esmagamento e cisalhamento (2 juntas de topo):**

$$\sigma_{G'} = \frac{FG'}{A} = \frac{71245,3}{133 \times 32,5} = 16,48 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{Méd} = \frac{FG'}{2 \times A} = \frac{71245,3}{2 \times \pi \times 16,25^2} = 42,94 \text{ Mpa}$$

**\* FH' sofre cisalhamento (2 juntas de topo):**

$$\tau_{Méd} = \frac{FH'}{2 \times A} = \frac{\sqrt{13632,19^2 + 24911,03^2}}{2 \times \pi \times 17^2} = 15,64 \text{ Mpa}$$



\* Por se tratar de barra de duas forças  $FI = FG$ :

$$\sum ML' = 0$$

$$-(FJ' \times 483) - (27264,38 \times 960) + (65822,06 \times 1268,4) + (27264,38 \times 1841) - (49822,06 \times 1461) = 0$$

$$FJ' = \frac{(26174764,8 - 83159590,6 - 50185544,3 + 72790029,66)}{-483}$$

$$FJ' = \frac{-34380340,41}{-483} = 71180,83 \text{ N}$$

\* Reação no Cilindro de Levante:

$$\frac{FJ'}{2} = 35590,42 \text{ N (Para 01 Cilindro)}$$

$$FJx' = FJ' \times \cos 4^\circ = 71007,44 \text{ N}$$

$$FJy' = FJ' \times \sin 4^\circ = 4965,32 \text{ N}$$

\* *FJ' exerce esmagamento e cisalhamento (2 juntas de topo):*

$$\sigma_{J'} = \frac{\left(\frac{71180,83}{2}\right)}{68,7\text{mm} \times 32,5\text{mm}} = 15,94\text{ Mpa}$$

$$\tau_{Méd} = \frac{FJ'}{A} = \frac{\left(\frac{71180,83}{2}\right)}{2 \times \pi \times 16,25^2} = 21,45\text{ Mpa}$$

$$\sum Fx' = 0$$

$$-27264,38 + 27264,38 - 71007,44 + FLx' = 0 \rightarrow FLx' = 71007,44\text{ N}$$

$$\frac{FLx'}{2} = 35503,72\text{ N (Para 01 Pino)}$$

$$\sum Fy' = 0$$

$$-65822,06 + 34296,23 - 4965,32 + FLy' = 0 \rightarrow FLy' = 36491,15\text{ N}$$

$$\frac{FLy'}{2} = 18245,60\text{ N (Para 01 Pino)}$$

\* *FL exerce cisalhamento (2 juntas de topo):*

$$\tau_{Méd} = \frac{FL'}{2 \times A} = \frac{\sqrt{35503,72^2 + 18245,60^2}}{2 \times \pi \times 16,25^2} = 24,06\text{ Mpa}$$

\* *Por se tratar de barra de duas forças FJ' = FM'*

\* *Pressão máxima fornecida pela bomba do trator: 180  $\frac{Kgf}{cm^2}$*

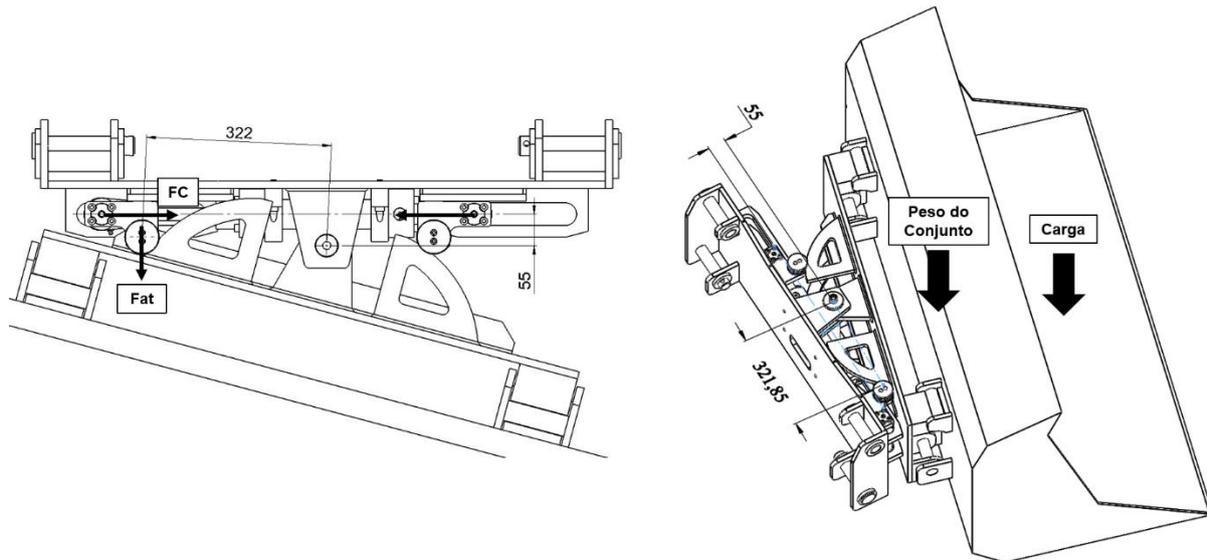
\* *Capacidade do Cilindro de Levante (Øembolo = 63 mm):*

$$(3,15^2 \times \pi)\text{cm}^2 \times 180 \frac{Kgf}{cm^2} \cong 5611\text{ Kgf (Cada Cilindro)} \rightarrow$$

$$\rightarrow F_{total} \cong 11222\text{ Kgf} \cong 110088\text{ N (Para os 02 cilindros)}$$

\* *Capacidade do Cilindro de Regulagem da Pá (Øembolo = 80 mm):*

$$(4^2 \times \pi)\text{cm}^2 \times 180 \frac{Kgf}{cm^2} \cong 9048\text{ Kgf} \cong 88761\text{ N}$$



\*  $\mu$  (Aço com Aço Engraxado) = de 0,05 á 0,1

\* Pressão máxima fornecida pela bomba do trator:  $180 \frac{Kgf}{cm^2}$

\* Cálculo da Força Necessária para Rotação do Ferramental:

$$Fat \times 321,82 \text{ mm} = F_{cil} \times 55 \text{ mm} \rightarrow [\mu \times (\text{massa} + \text{carga})] \times 321,85 = F_{cil} \times 55$$

$$\rightarrow \frac{[\mu \times (14500)] \times 321,85}{55} = F_{cil}$$

$$\rightarrow F_{cil} (\text{para } \mu = 0,1) = 8485,14 \text{ N} = 864,94 \text{ Kgf}$$

\* Capacidade do Cilindro para Rotação do Ferramental  
( $\varnothing$ embolo = 40 mm e  $\varnothing$ haste = 22 mm):

$$[(2^2 \times \pi)cm^2 - (1,1^2 \times \pi)cm^2] \times 180 \frac{Kgf}{cm^2} \cong 1577 \text{ Kgf}$$