

UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO – Engenharia Mecânica
Disciplina MEC041 - Trabalho Final de Graduação II

DESENVOLVIMENTO DE MECANISMO DE ABERTURA HORIZONTAL PARA BARRAS DE PULVERIZAÇÃO DE UM AUTOPROPELIDO

Autor 1 – Maria Luiza dos Santos
171521@upf.br

Autor 2 – Dr. Fabio Goedel
goedel@upf.br

Comissão Examinadora – Dr. Agenor Dias de Meira Junior, Dr. Carlos Edmundo de Abreu e Lima Ipar

RESUMO

Pulverizadores autopropelidos são máquinas agrícolas de alto desempenho responsáveis pela aplicação de defensivos agrícolas, assegurando a produtividade no campo e protegendo a lavoura contra pragas, insetos e doenças, além de auxiliar na distribuição de fertilizantes. Este tipo de máquina possibilita maior precisão na pulverização e maior rendimento operacional, já que esta conta com significativo vão livre, possibilitando a realização da pulverização em estágios mais avançados de desenvolvimento do cultivo. Outro fator que viabiliza maior rendimento operacional é a ampla cobertura oferecida pelas barras de pulverização podendo chegar até 50 metros de extensão de ponta a ponta. Porém, essa ampla extensão pode acarretar acidentes gravíssimos, decorrentes da abertura vertical das barras de pulverização, já que o movimento de abertura e fechamento faz com que a estrutura da barra atinja significativa altura podendo tocar na rede elétrica. Assim, é necessário o projeto de um mecanismo de abertura e fechamento horizontal para barras de um pulverizador autopropelido que atendam a abertura destas na posição de trabalho, em 180°. Para o desenvolvimento deste projeto, levando em consideração sua futura fabricação, é de realizada uma pesquisa de suporte que possibilite definir e compreender o problema para então estabelecer as tarefas que o solucionam, bem como as limitações para efetuar-lo. Feito isso, inicia-se a etapa de concepção, para verificar a solução mais eficiente, que atenda ao maior número de critérios preestabelecidos com a aplicação de conceitos geométricos e cinemáticos que possibilitem a correta execução do movimento. Por fim ocorre o detalhamento do projeto, onde são realizados os croquis de engenharia e a verificação do dimensionamento de componentes da estrutura através de cálculos analíticos, com aplicação de conceitos como velocidade, aceleração e resistência. Após as etapas anteriores concluídas e assertivas, é efetuada a construção de um protótipo, para viabilizar futuros estudos.

Palavras-chave: autopropelido; barras de pulverização; mecanismo de abertura e fechamento.

1 INTRODUÇÃO

Pulverizadores são máquinas agrícolas de alto desempenho responsáveis pela aplicação de defensivos agrícolas, assegurando a produtividade no campo e protegendo a lavoura contra pragas, insetos e doenças, além de também auxiliar na distribuição de fertilizantes.

De acordo com a associação nacional de defesa vegetal, ANDEF, os pulverizadores podem ser divididos em máquinas originalmente projetadas como pulverizadores autopropelidos e pulverizadores adaptados à estrutura do trator agrícola.

O estudo em questão refere-se à parte da estrutura de um pulverizador autopropelido. Este tipo de máquina possibilita maior precisão na pulverização, maior otimização de custos, melhor planejamento da atividade de pulverização, menor risco e maior conforto ao operador, além de maior rendimento operacional, já que esta máquina conta com significativo vão livre, com esta medida sendo a distância do solo até o primeiro ponto da estrutura, possibilitando a realização da pulverização em estágios mais avançados de desenvolvimento do cultivo. Outro fator que acarreta maior rendimento operacional é a ampla cobertura das barras de pulverização podendo chegar até 50 metros de extensão de ponta a ponta.

Deste modo, com a pulverização através deste maquinário, busca-se que as barras tenham ampla cobertura, com grande extensão de ponta a ponta, já que isso diminui o número de passes da máquina na lavoura e, conseqüentemente, reduz a perda dos cultivos por amassamento.

Porém a grande extensão das barras é um tanto perigosa, já que a maioria dos pulverizadores autopropelidos comercializados no Brasil apresentam sistema de abertura e fechamento na vertical, dificultando o acionamento da estrutura para a posição de trabalho, uma vez que as barras de pulverização podem tocar nos fios de rede elétrica, ocasionando acidentes gravíssimos.

Um exemplo de acidente grave ocorrido com este tipo de maquinário agrícola é o acidente ocorrido em Anápolis, no estado de Goiás, em fevereiro de 2012, que pode ser observado na Figura 1, onde os operadores ficaram presos por quatro horas após o equipamento atingir a rede de alta tensão.

Figura 1 – Acidente com pulverizador ocorrido em Anápolis – GO.



Fonte: TV ANHANGUERA, 2016.

Assim, é de suma importância o projeto de um mecanismo de abertura e fechamento horizontal para barras de pulverização, garantindo a abertura da barra para a posição de trabalho, em 180°.

1.1 OBJETIVO GERAL

Desenvolver o projeto de um mecanismo de abertura e fechamento horizontal para as barras de pulverização de um autopropelido.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Para atendimento do objetivo geral do presente trabalho, os seguintes objetivos específicos são necessários:

- a) Estudar e selecionar conceitos geométricos para execução dos movimentos e modelagem do mecanismo articulador, através de software CAD 3D, atendendo a abertura em 180°;
- b) Aplicar conceitos cinemáticos, como aceleração, velocidade e resistência, para a elaboração do projeto do mecanismo de abertura e fechamento;
- c) Analisar as forças exercidas pelo mecanismo de abertura e fechamento para dimensionar pinos através de cálculos analíticos;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Quando se busca o desenvolvimento de um projeto, é necessário o conhecimento de alguns assuntos de suma importância, deste modo, para o projeto de um mecanismo de abertura e fechamento para barras de pulverização de um autopropelido, os assuntos de maior importância podem ser conferidos nessa seção.

Neste capítulo, inicialmente será abordado um breve referencial teórico sobre pulverizadores autopropelidos, posteriormente, serão realizados estudos que permitem o entendimento dos movimentos necessários para a criação do projeto, abordando desde conceitos geométricos, até conceitos cinemáticos.

2.1 PULVERIZADOR AUTOPROPELIDO

De acordo com Casali (2015), pulverização é um processo onde ocorre a transformação de uma substância líquida em partículas ou gotas. Para isso, são utilizados equipamentos chamados de pulverizadores agrícolas, que são responsáveis pela otimização da aplicação de agrotóxicos.

A classificação e deste tipo de equipamento divide-se em diversos aspectos, podendo ser manual, motorizado, tratorizado, autopropelido de barras, turbo atomizadores entre outros. Nesta seção, serão abordados os pulverizadores autopropelidos de barras. (CASALI, 2015)

De acordo com Boller (2007) pulverizadores autopropelidos são utilizados quando se deseja realizar a aplicação de defensivos agrícolas em áreas de grande extensão, já que estas máquinas contam com reservatórios de grande capacidade.

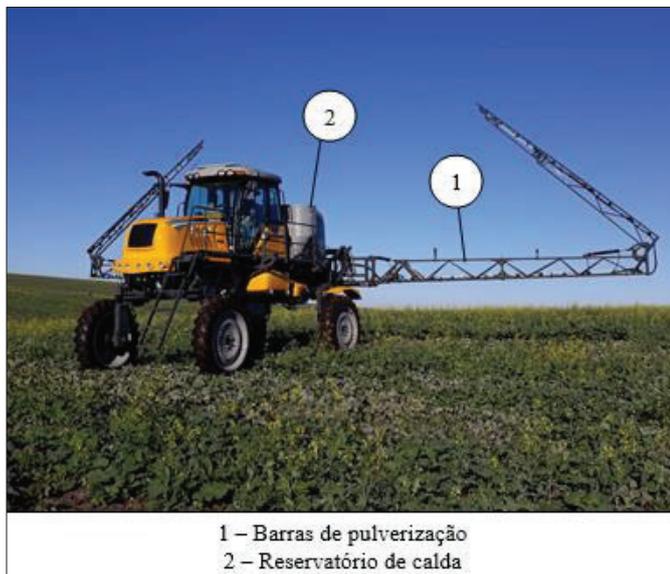
Nessas máquinas, os reservatórios de caldas podem apresentar diferentes capacidades e as barras de pulverização “podem ser instaladas tanto na parte traseira, quanto no centro e na parte frontal da máquina” (CASALI, 2015), equipadas com bicos de capacidade para até cinco tipos diferentes de pontas para pulverização, o que possibilita utilização da ponta mais adequada para determinada demanda, garantindo que o produto seja distribuído em quantidade correta e nos locais desejados.

Além disso, esta categoria de maquinário é muito utilizada por permitir a pulverização em estágios mais avançados de desenvolvimento das culturas, uma vez que contam com

significativo vão livre, medido solo até o primeiro ponto da estrutura da máquina e grande extensão das barras de pulverização, o que reduz o número de passes na lavoura, reduzindo também, a perda dos cultivos por amassamento.

Na Figura 2 é possível observar um pulverizador autopropelido, com a indicação dos principais componentes da estrutura abordados nesta seção.

Figura 2 – Pulverizador autopropelido.



Fonte: Autora.

Assim, as principais vantagens da utilização de um pulverizador autopropelido é a maior precisão na pulverização, otimização de custos de produção e insumos, importante componente para ser utilizado na agricultura de precisão, menor risco e maior conforto ao operador e maior rendimento operacional.

2.2 ELEMENTOS SUJEITOS À AÇÃO DE MÚLTIPLAS FORÇAS

Segundo Beer, Johnston e Mazurek (2019), composições com elementos sujeitos à ação de múltiplas forças são chamados de máquinas. O projeto dessas deve ser efetuado de modo que as mesmas sejam capazes de transmitir e modificar forças, ou seja, máquinas apresentam como principal função, converter forças de entrada em forças de saída podendo ser elementos estacionários ou não, porém, sempre apresentando partes móveis.

Para analisar as forças atuantes em uma máquina, é necessário traçar um diagrama de corpo livre, levando em consideração que máquinas mais complexas apresentam a necessidade de vários diagramas de corpo livre, para resolver equações simultâneas que englobem diversas esforços internos (BEER; JOHNSTON; MAZUREK, 2019).

Com as principais partes constituintes de uma máquina identificadas, é necessário decompor a estrutura e traçar o diagrama de corpo livre correspondente à cada elemento considerando, inicialmente, os elementos sujeitos à ação de duas forças, e após os elementos sujeitos à multiplas forças, identificando cargas e forças aplicads, além de reações e forças internas nas conexões para que possam ser aplicadas as condições de equilíbrio (BEER; JOHNSTON; MAZUREK, 2019).

2.3 CINEMÁTICA TRIDIMENSIONAL DE UM CORPO RÍGIDO

Segundo Hibbeler (2017), o projeto de componentes estruturais articulados requer certo conhecimento de sua cinemática e de seus movimentos tridimensionais, para isso, é necessário analisar o movimento relativo de um corpo rígido utilizando eixos que rotacionam e transladam.

Assim, a seguir, será possível entender sobre a cinemática de corpos rígidos.

2.3.1 Translação de eixo fixo

De acordo com Beer et al. (2019), um corpo rígido submetido à movimento de translação, apresenta a mesma velocidade e também a mesma aceleração em qualquer instante de tempo, porém, na translação curvilínea, velocidade e aceleração podem variar tanto na direção, quanto na intensidade, a todo o instante. Já no caso da translação retilínea, o movimento de todas as partículas do corpo ocorre ao longo de linhas retas paralelas, com as velocidades e acelerações mantidas na mesma direção, durante todo o movimento.

2.3.2 Rotação em torno de um ponto fixo

Na rotação de um corpo rígido em torno de um ponto fixo, é somente após uma série de rotações ocorridas num intervalo de tempo finito que acontece o movimento. De acordo com o teorema de Euler, descrito por Hibbeler (2017, p. 499):

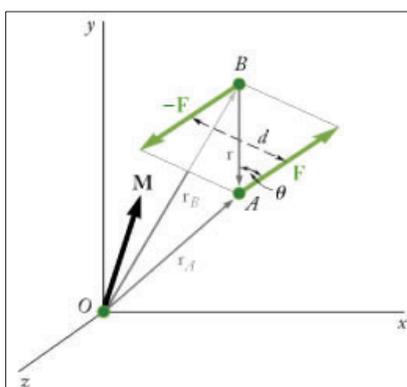
Duas rotações “componentes” em torno de eixos diferentes que passam através de um ponto são equivalentes a uma única rotação resultante em torno de um eixo que passa pelo mesmo ponto. Se mais de duas rotações são aplicadas, elas podem ser combinadas em binários e cada binário pode ser adicionalmente reduzido e combinado em uma rotação.

Sabendo disso, na seção seguinte, tem-se o estudo do movimento gerado através de um binário.

2.3.3 Momento de um binário

De acordo com Beer, Johnston e Mazurek (2019), um binário é formado por duas forças de mesma intensidade, com linha de ação paralela, mas em sentidos opostos, separadas perpendicularmente por uma distância d , com a soma das componentes em qualquer direção igual a zero, porém com somatório de momento das forças atuantes, em relação à um dado ponto diferente de zero, fazendo com que o mesmo rotacione, como exemplifica a Figura 3.

Figura 3 – Momento de um binário.



Fonte: Beer, Johnston e Mazurek (2019).

Na Figura 3, r_A e r_B representam os vetores de posição dos pontos de aplicação das forças de mesma intensidade F e $-F$, sendo r o vetor que une os pontos de aplicação das duas forças, d é a distância perpendicular às duas forças aplicadas, θ é a distância angular entre o vetor r e a força F aplicada e M é o vetor chamado de momento binário, ou seja, a soma das forças F e $-F$ em relação ao ponto O . Deste modo, a soma dos momentos em relação à O é dada pela Equação 1 (BEER; JOHNSTON; MAZUREK, 2019).

$$r_A F + r_B (-F) = (r_A - r_B) F \quad (1)$$

Admitindo $r_A - r_B = r$, a soma dos momentos de F e $-F$ em relação ao ponto O é dada pela Equação 2.

$$M = r F \quad (2)$$

Assim, assume-se que o momento binário se trata de um produto entre F e d , perpendicular ao plano do binário, como mostra a Equação 3, podendo ser aplicado em qualquer ponto, desde que neste plano. (BEER; JOHNSTON; MAZUREK, 2019)

$$M = r F \text{ sen}\theta = F d \quad (3)$$

Ainda de acordo com Beer, Ferdinand e Mazurek (2019), se dois binários estiverem em mesmo plano, ou em planos paralelos, com igual sentido, terão momentos iguais.

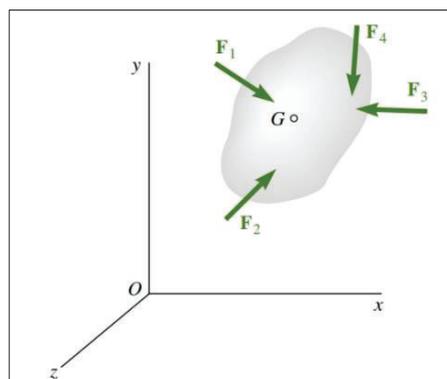
2.4 MOVIMENTO PLANO DE CORPOS RÍGIDOS

É de suma importância o entendimento das relações existentes entre as forças atuantes sobre um corpo rígido. Assim, a diante será estudada a cinética de corpos rígidos, devido ser necessário não somente a preocupação com o movimento do corpo, mas também, o movimento deste em torno do seu centro de massa.

2.4.1 Cinética de um corpo rígido

De acordo com Beer et al. (2019), o movimento de um corpo rígido pode ser definido como a combinação da translação do corpo com a rotação em torno do seu centro de massa. Na Figura 4 pode-se observar a esquematização de um corpo rígido sobre a ação de diversas forças externas.

Figura 4 - Corpo Rígido sob a ação de diversas forças externas.



Fonte: Beer et al. (2019).

Ao considerar o movimento do centro de massa do corpo relacionado ao sistema de referência newtoniano, a Equação do movimento de translação, ou seja, o somatório de forças no corpo é dado através da Equação 4, onde m faz referência à massa do corpo e \bar{a} é a aceleração do centro de massa G (BEER et al., 2019).

$$\sum F = m \bar{a} \quad (4)$$

Estes fatores são de suma importância para a elaboração do projeto. Além deles, outro fator de suma importância, é o critério de falha escolhido, que será verificado no capítulo posterior, com base nas equações citadas neste capítulo.

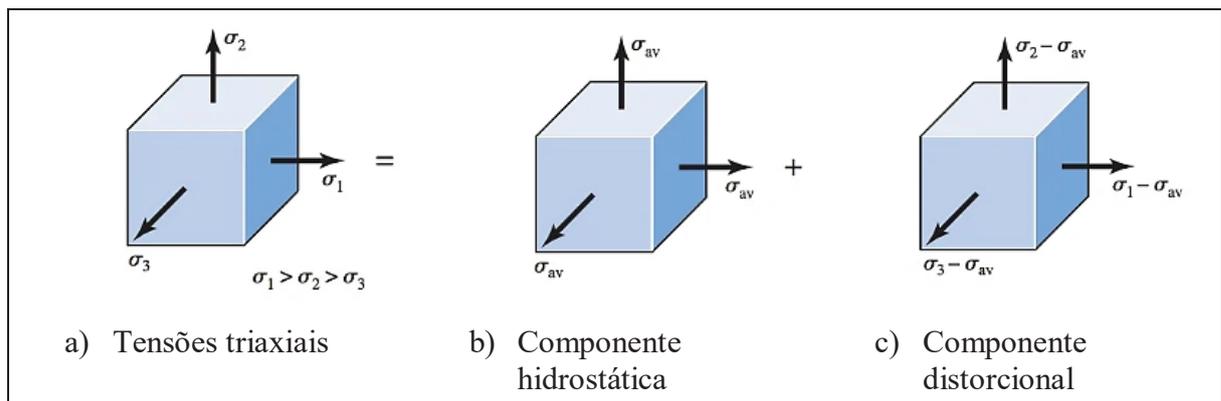
2.5 CRITÉRIO DE FALHA

Sabendo que para o projeto em questão, pode-se conter a presença de pinos nos componentes da estrutura do mecanismo, é necessário a verificação se estes atenderão a solicitação, de forma a não falhar por cisalhamento. Para o este estudo, o critério de falha avaliado se trata da Teoria da energia da distorção para materiais dúcteis, ou Teoria de Von Mises, empregada para definir o início do escoamento.

De acordo com Budynas e Nisbeth (2016), esta teoria originou-se da observação de que materiais dúcteis tensionados hidrostaticamente possuem limites de escoamento muito acima dos valores obtidos através dos testes de tração, sendo o escoamento relacionado à distorção angular do elemento tensionado.

Na Figura 5.a pode-se observar um elemento com tensões triaxiais, designado pelas tensões σ_1 , σ_2 e σ_3 , tal elemento passa tanto por mudança de volume quanto por distorção angular. A Figura 5.b representa um elemento sob tensões hidrostáticas normais, devido a tensões σ_{av} atuando em cada uma das direções principais da Figura 5.a, este elemento apenas muda de volume. Já a Figura 5.c representa um elemento com distorção angular sem mudança de volume. (BUDYNAS; NISBETH, 2016)

Figura 5 – Elementos com tensões triaxiais; elemento sob tensões normais hidrostáticas; elemento com distorção angular.



Fonte: Budynas e Nisbeth (2016).

Ainda de acordo com a Figura 5, através da Equação 5, pode-se obter a Tensão média, σ_{av} , onde σ_1 , σ_2 e σ_3 fazem referência ao estado triaxial de tensões (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$\sigma_{av} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (5)$$

Sabendo que a energia de deformação por unidade de volume, u , para tração simples é dada pela Equação 6.a, para o elemento da Figura 5.a, já citada anteriormente, é dada pela Equação 6.b. Em ambas as Equações, ϵ se trata da deformação normal. Demais termos já foram citados anteriormente (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$u = \frac{1}{2} \epsilon \sigma \quad (6.a)$$

$$u = \frac{1}{2} [\sigma_1 \epsilon_1 + \sigma_2 \epsilon_2 + \sigma_3 \epsilon_3] \quad (6.b)$$

Tendo em vista que a Lei de Hooke para um corpo de prova de tração é dada pela Equação 7.a, quando um material é submetido à tração existe também uma deformação negativa perpendicular à deformação axial, sendo esta deformação lateral, em materiais isotópicos, homogêneos e lineares, proporcional à deformação axial. Assumindo que a direção axial seja l , as deformações laterais são dadas pela Equação 7.b e a deformação normal, ϵ , é definida pelas Equações 7.c e 7.d, que têm por base a Equação 7.a. Para ambas as Equações, E é o módulo de elasticidade e ν se trata do coeficiente de Poisson. (BUDYNAS; NISBETH, 2016)

$$\sigma = E \epsilon \quad (7.a)$$

$$\epsilon_2 = \epsilon_3 = -\nu \epsilon_1 \quad (7.b)$$

$$\epsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} \quad (7.c)$$

$$\epsilon_2 = \epsilon_3 = -\nu \frac{\sigma_1}{E} \quad (7.d)$$

Um elemento de tensão que esteja submetido ao mesmo tempo a σ_1 , σ_2 e σ_3 tem suas deformações normais, ϵ , definidas pelas Equações 8.a, 8.b e 8.c, onde todos os termos já foram mencionados anteriormente.

$$\epsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (8.a)$$

$$\epsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \nu(\sigma_1 + \sigma_3)] \quad (8.b)$$

$$\epsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2)] \quad (8.c)$$

Com a substituição das Equações 8.a, 8.b e 8.c na Equação 6.b, que faz referência às deformações principais chega-se na Equação 9, com todos os termos já citados (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (9)$$

Através da Equação 10.a, pode-se obter a energia de deformação necessária à produção de mudança de volume, u_v , apenas com a substituição da tensão média, σ_{av} em σ_1 , σ_2 e σ_3 . Após demais substituição dos termos e simplificação da expressão, obtém-se a Equação 10.b (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$u_v = \frac{3\sigma_{av}^2}{2E}(1 - 2\nu) \quad (10.a)$$

$$u_v = \frac{1 - 2\nu}{6E}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad (10.b)$$

Com a subtração da Equação 10.b na Equação 9, pode-se chegar na Equação 11, utilizada para calcular a energia da distorção u_d (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$u_d = u - u_v = \frac{1 + \nu}{3E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right] \quad (11)$$

De acordo com Budynas e Nisbeth (2016), quando $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$, a energia de distorção é igual a zero. Considerando o ensaio simples de tração, quando o escoamento $\sigma_1 = S_y$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, tendo por base a Equação 11, a energia da distorção resulta na Equação 12, onde S_y é o limite de escoamento do material.

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3E} s_y^2 \quad (12)$$

Assim, para o estado geral de tensões o escoamento é previsto quando se iguala ou excede a energia da distorção, como mostra a Equação 13 (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

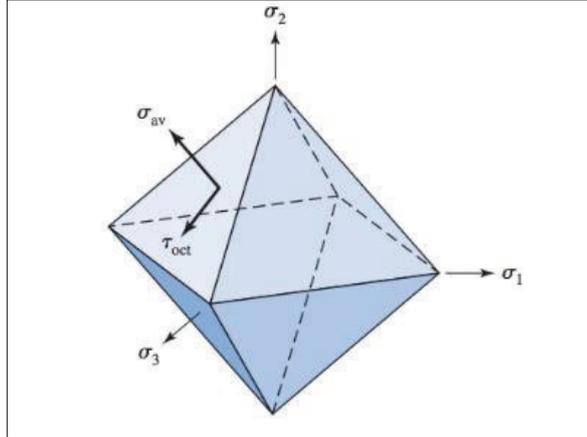
$$\sqrt{\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]} \geq S_y \quad (13)$$

Para um caso simples de tração, quando $\sigma \geq S_y$, ocorreria o escoamento. Assim, a parte esquerda da Equação 12 se trata de uma tensão única efetiva para o estado geral de tensão, chamada de tensão de Von Mises, σ' , e expressa pela Equação 14 (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (14)$$

De Budynas e Nisbeth (2016), quando considerado um elemento isolado no qual as tensões normais de cada fase sejam iguais à tensão hidrostática, σ_{av} , tem-se oito superfícies simétricas relacionadas com as direções principais que contém esta tensão, formando um octaedro, como mostra a Figura 6.

Figura 6 - Superfícies octaédricas.



Fonte: Budynas e Nisbeth (2016).

Ainda levando em consideração a Figura 6, através da transformação de coordenadas, a tensão de cisalhamento octaédrica, τ_{oct} é dada pela Equação 15, onde demais variáveis já foram citadas anteriormente (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$\tau_{oct} = \frac{1}{3} \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (15)$$

Assim, “supõe-se ocorrer a falha sempre que a tensão de cisalhamento octaédrica para qualquer estado de tensão iguala-se ou excede a tensão de cisalhamento octaédrica para um espécime de ensaio de tração simples em falha” (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

Levando em consideração os resultados de testes de tração, o escoamento ocorre quando σ_1 se iguala ao limite de escoamento do material e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. Assim, a tensão de cisalhamento octaédrica se dá através da Equação 16. Para o caso geral das tensões, quando a Equação 15 é igual ou excede a Equação 16, o escoamento torna-se predito, assegurando que a teoria da tensão de cisalhamento máxima octaédrica é equivalente à teoria da energia de distorção (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$\tau_{ocy} = \frac{\sqrt{2}}{3} S_y \quad (16)$$

Deste modo, Budynas e Nisbeth (2016) trazem que a tensão de von Mises, σ' , pode ser comparada à resistência ao escoamento do material, através da Equação 17, onde n é o coeficiente de segurança e S_y faz referência ao Limite de escoamento do material.

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (17)$$

Em um caso de cisalhamento puro, τ_{xy} , para tensões planas $\sigma_x = \sigma_y = 0$, a resistência ao escoamento sob cisalhamento, S_{sy} é dada através da Equação 18 (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad (18)$$

Deste modo, definido o critério de falha, outra etapa de suma importância é a determinação do coeficiente de segurança, que será abordada no próximo capítulo.

2.6 FATORES DE SEGURANÇA

De acordo com Juvinal e Marshek (2016), o fator de segurança faz referência a uma forma racional de se considerar todos os fatores possíveis que levem em conta a resistência significativa do material de acordo com a falha prevista que o componente estrutural pode apresentar. Assim, o fator de segurança, n , pode ser definido através da Equação 19.a ou 19.b, onde a tensão significativa é baseada nas cargas normais e a sobrecarga de projeto é definida como a carga suficiente para causar falhas.

$$n = \frac{\textit{resistência significativa do material}}{\textit{tensão significativa}} \quad 19.a$$

$$n = \frac{\textit{sobrecarga de projeto}}{\textit{carga normal}} \quad 19.b$$

A seleção para um valor apropriado para o fator de segurança é baseada em alguns fatores específicos, como o grau de incerteza em relação ao carregamento, o grau de incerteza em relação à resistência do material, as incertezas que relacionam as cargas aplicadas à resistência do material através de uma análise de tensões, às consequências que a falha do material pode causar e ao custo de se utilizar um fator de segurança alto (JUVINALL; MARSHEK, 2016).

Assim, ainda de acordo com Juvinal e Marshek (2016), o primordial na escolha do coeficiente de segurança é manter o equilíbrio, de modo a todos os componentes de uma máquina possuírem fatores de segurança consistentes, com componentes que possam vir a causar algum dano humano ou maiores custos devem possuir os maiores valores, em favor da segurança.

No Quadro 1 pode-se observar valores guia de fatores de segurança usualmente utilizados em projetos do cotidiano e com base na resistência ao escoamento.

Quadro 1: Valores recomendados para fator de segurança.

Fator de segurança	Utilização
1,25 a 1,5	Para materiais excepcionalmente confiáveis a serem utilizados sob condições controladas, sujeitos à cargas e tensões que possam ser determinadas com alto grau de precisão .
1,5 a 2	Para materiais bem conhecidos, sob condições ambientais razoavelmente constantes sujeitos a cargas e tensões que podem ser determinadas facilmente.
2 a 2,5	Para materiais cujas propriedades sejam conhecidas em termos de médias, operados em ambientes comuns e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas.
2,5 a 3	Para materiais pouco testados ou materiais frágeis sujeitos a condições ambientais, cargas e tensões médias
3 a 4	Para materiais não testados utilizados sob condições médias de ambiente, de cargas e de tensões.

Fonte: Adaptado de Juvinal e Marshek (2016).

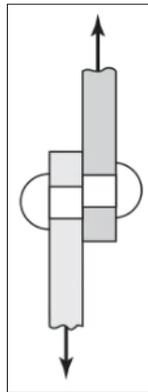
Ainda de acordo com Juvinall e Matshek (2016), em casos que fatores mais altos pareçam mais apropriados, deve ser realizada uma análise mais aprofundada do problema, para que só então seja realizada a decisão sobre o valor do fator de segurança.

Com a seleção do critério de falha e do valor numérico para o coeficiente de segurança, é necessário que se entenda a geometria e distribuição das cargas atuantes na estrutura, para que assim seja possível verificar o correto dimensionamento de componentes nela presente.

2.7 JUNÇÕES PARAFUSADAS E REBITADAS CARREGADAS EM CISALHAMENTO

De acordo com Budynas e Nisbeth (2016), juntas parafusadas e rebiteadas, quando carregadas em cisalhamento, podem ser tratadas exatamente do mesmo modo tanto no projeto quanto na análise. A Figura 7 mostra um rebite carregado em cisalhamento.

Figura 7 - Cisalhamento de rebite.



Fonte: Budynas e Nisbeth (2016).

Assim, a tensão no rebite, τ , é dada através da Equação 20, onde F é a força atuante e A é a área de seção transversal de todos os rebites no grupo (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (20)$$

Considerando a falha por esmagamento do rebite, a tensão de esmagamento, σ , é dada pela Equação 21. Neste caso, devido a distribuição da carga na superfície cilíndrica do rebite faz com que o valor exato das forças que nele atuam sejam desconhecidas, sendo necessário assumir que as componentes dessa força sejam uniformemente distribuídas sobre a área projetada de contato no rebite. Demais variáveis já foram citadas anteriormente (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

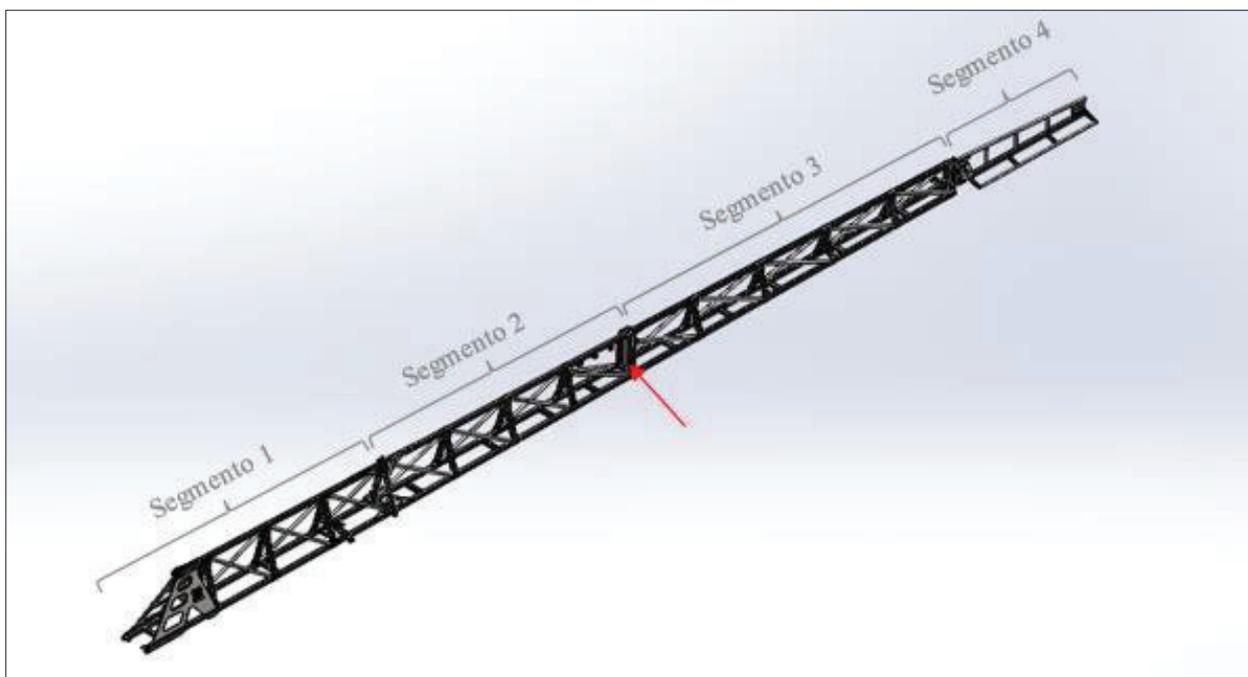
$$\sigma = -\frac{F}{A} \quad (21)$$

Vale ressaltar que “em uma junta de rebite, todos os rebites compartilham igualmente a carga em cisalhamento, esmagamento no rebite, esmagamento no membro e cisalhamento no rebite” (BUDYNAS; NISBETH, 2016).

3 METODOLOGIA

Para o desenvolvimento do mecanismo de abertura e fechamento para as barras de pulverização de um autopropelido, sabe-se que o objetivo principal é a criação de um modelo que atenda à abertura e fechamento das barras de forma totalmente horizontal, com a abertura total para a posição de trabalho, em 180° , como mostra a Figura 8. Nesta figura, tem-se a representação, em vista isométrica, do lado esquerdo da estrutura da barra de pulverização do autopropelido. Tal estrutura é dividida em 4 segmentos, por questões de fabricação, além disso, é importante salientar que o mecanismo articulador deve estar posicionado entre os segmentos 2 e 3 da estrutura da barra, sendo este posicionamento representado pela seta vermelha, na Figura 8.

Figura 8 – Lado esquerdo da estrutura da barra de pulverização.



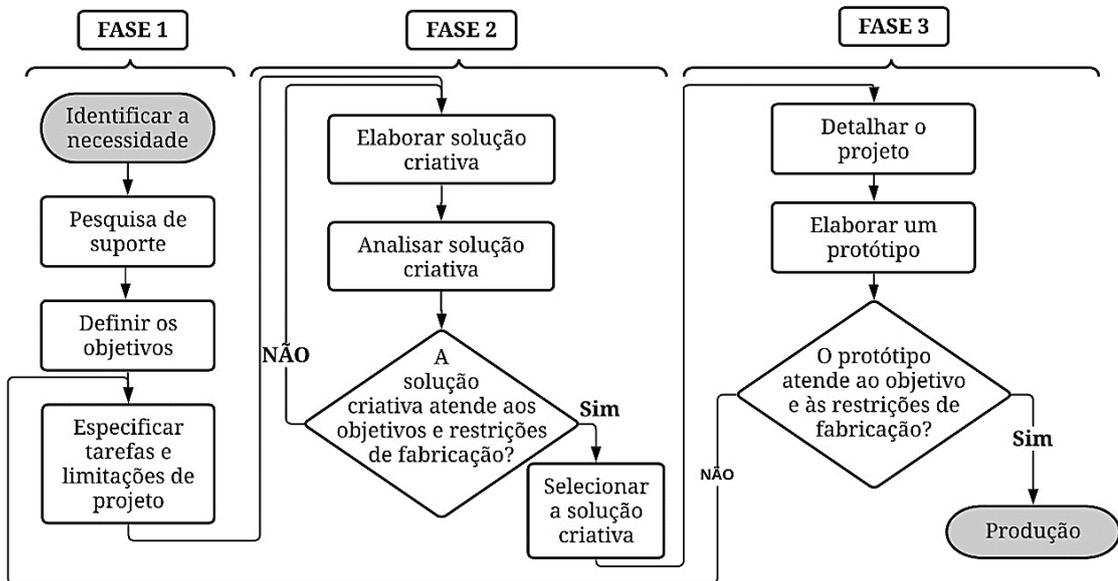
Fonte: Autora.

Levando em consideração a futura fabricação do mesmo, foi utilizada uma adaptação da metodologia de projeto proposta por Norton (2013), iniciada através da identificação da necessidade, posteriormente uma pesquisa de suporte que possibilite definir e compreender o problema para então estabelecer o objetivo e especificar as tarefas que o solucionam, bem como, suas limitações. Feito isso, inicia-se a etapa de síntese, onde pode-se chegar ao maior número possível de soluções criativas para o projeto, mas ainda sem considerar seu valor e qualidade, para, posteriormente, analisar possíveis modificações e verificar a melhor configuração para o projeto.

Após a análise devidamente efetuada, a etapa seguinte consiste em selecionar a configuração mais eficiente, que atenda ao maior número de critérios preestabelecidos, para então iniciar o detalhamento do projeto, onde são realizados os croquis de engenharia, identificação de fornecedores e definição de especificações para a fabricação. Só após as etapas já citadas concluídas que pode ser efetuada a construção de um protótipo, para avaliar se o projeto é viável e então poder encaminhá-lo para a produção.

Sabendo que ao longo de todo o processo de criação do projeto é necessária a iteração entre as etapas, na Figura 9 pode-se observar um fluxograma no qual o projeto em questão foi baseado.

Figura 9 - Fluxograma das etapas do projeto.



Fonte: Adaptado de Norton (2013).

Para a realização deste projeto, o mesmo precisou ser dividido em três etapas principais. Inicialmente foi realizado o planejamento do projeto, com a criação das especificações e elaboração de uma lista de requisitos, na segunda etapa, ocorreu a elaboração de algumas soluções criativas, visando o desenvolvimento do produto, para então selecionar o melhor conceito, possibilitando identificar requisitos que impedem a fabricação do mesmo e dar sequência ao projeto, verificando, através de cálculos analíticos, se o dimensionamento de pinos é coerente quanto à evitar que estes sofram cisalhamento.

3.1 FASE 1: PLANEJAMENTO DO PROJETO

Com base em todos os estudos realizados na revisão bibliográfica, e seguindo a metodologia de projeto proposta por Norton (2013), foi necessário a criação de uma lista com requisitos fundamentais para o projeto. A seguir pode-se observar a descrição de cada requisito considerado.

- **Processo de fabricação:** Trata de limitações quanto à fabricação do componente estrutural.
- **Montagem:** Especifica como os componentes devem ser montados.
- **Cinemática:** Descreve como deve ser a execução dos movimentos realizados pelo mecanismo durante seu funcionamento.
- **Forças:** Faz referência às cargas que o mecanismo desenvolvido deve atender para realizar o correto movimento.
- **Material:** Especifica o material pré-selecionado para o projeto.

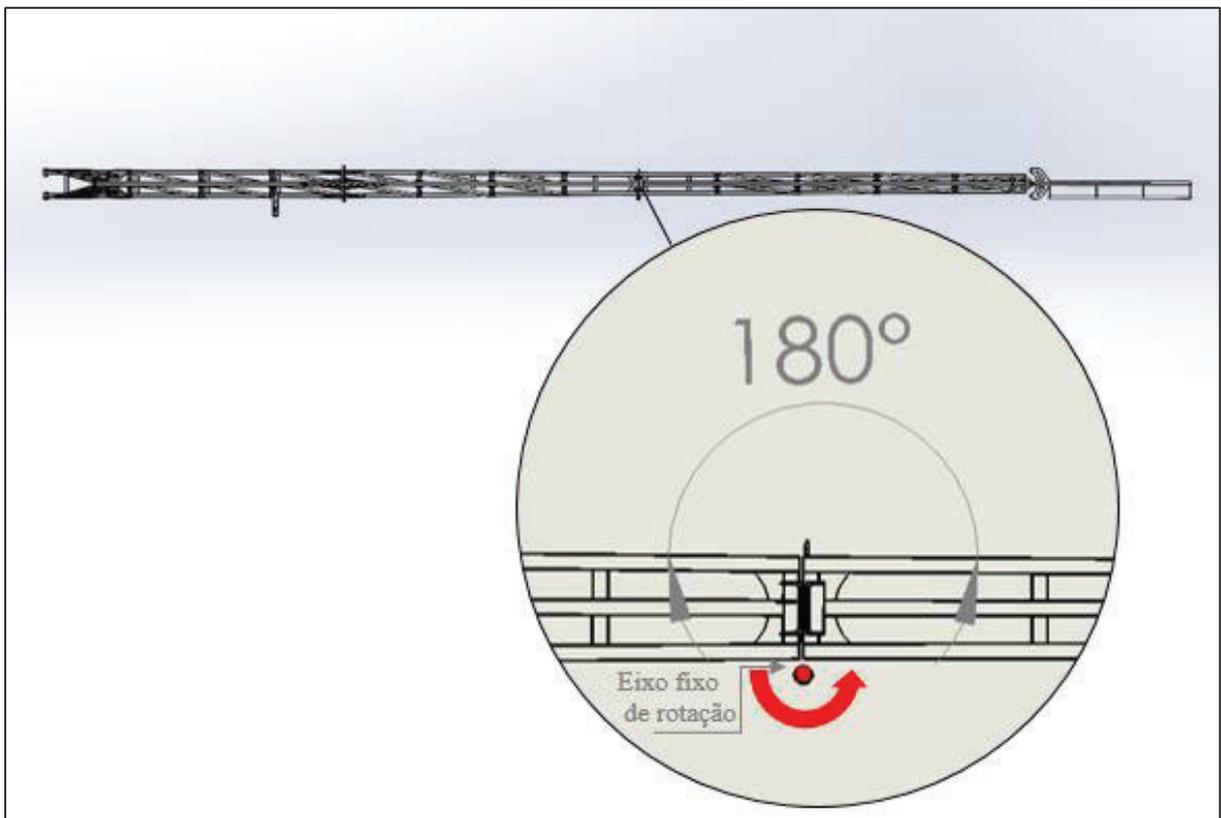
Com os requisitos definidos, é possível iniciar a fase de desenvolvimento do produto, para que o mesmo atenda à correta funcionalidade.

3.2 FASE 2: DESENVOLVIMENTO DO PRODUTO

Com os requisitos para o projeto em questão devidamente estabelecidos é dado início a fase de criação de soluções, onde é definida a função principal do projeto, para então buscar opções que atendam a correta funcionalidade.

Deste modo, para atender aos objetivos deste trabalho, é necessário a criação de um mecanismo de movimento articulado, que possibilite a abertura da barra de pulverização em 180°. Para isso, utilizou-se o princípio de rotação de um corpo rígido em torno de um ponto fixo. Na Figura 10 tem-se a representação da vista superior do lado esquerdo da estrutura da barra, bem como a ampliação do local onde o mecanismo articulador deve estar localizado, indicando um possível local para o ponto principal em torno do qual a estrutura dos segmentos 3 e 4 das barras de pulverização deve rotacionar. Além disso, na imagem também está representado a direção na qual o movimento deve acontecer. Vale ressaltar que alguns elementos da estrutura da barra foram ocultados para possibilitar melhor visualização da localização do ponto de rotação.

Figura 10 - Ponto de rotação da estrutura.



Fonte: Autora.

Definida a principal função do objeto de estudo, faz-se necessário a elaboração de soluções criativas que atendam à funcionalidade. Neste caso, são três as principais variáveis:

- 1. Acionamento do mecanismo:** Referente a qual o modo que o mecanismo articulador deve ser acionado, de maneira a conseguir realizar corretamente o movimento necessário para deixar a barra em posição de trabalho e, posteriormente, recolher a barra para a posição de transporte.
- 2. Posicionamento do eixo fixo de rotação:** Deve definir a distância do eixo até a estrutura da barra de pulverização.

3. Posicionamento do mecanismo: Por esta solução, deve-se identificar o local mais adequado para o posicionamento do mecanismo articulador. Tal posicionamento é relacionado à direção vertical da barra de pulverização.

Assim, com as possibilidades de soluções definidas, a etapa seguinte é de combiná-las fazendo uma análise que em consideração os demais componentes presentes na estrutura da barra, bem como, eventuais situações que podem ocorrer no campo, enquanto elas estiverem na posição de trabalho.

Como prevê a metodologia de Norton (2013) a última etapa do desenvolvimento do produto se trata de selecionar a solução criativa que obteve resultado mais satisfatório após a análise.

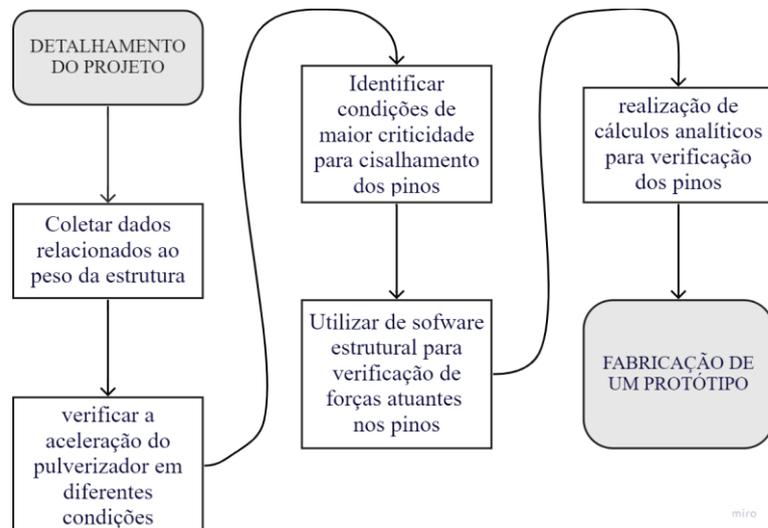
Com o modelo escolhido inicia a fase de verificação se o mecanismo apresenta correto funcionamento de movimento, cálculos analíticos para o dimensionamento dos pinos, bem como o detalhamento do projeto e demais croquis de engenharia.

3.3 DETALHAMENTO DO PROJETO

Realizados todos os passos metodológicos citados anteriormente, a etapa final da metodologia proposta por Norton (2013) é referente à elaboração de croquis de engenharia para que o projeto de um protótipo seja realizado.

Para este projeto, inicialmente, através de *software* CAD 3D, o modelo é desenvolvido visando a elaboração de um mecanismo articulador que possibilite abertura e fechamento horizontal das barras de pulverização atendendo à posição de 180°. Com este requisito devidamente atendido, a etapa seguinte é referente a coletar dados necessários para a verificação de forças atuantes nos pinos do mecanismo. Na Figura 11 pode-se observar um fluxograma que especifica as etapas desenvolvidas na fase de detalhamento do projeto.

Figura 11 - Fluxograma das etapas de detalhamento do projeto.



Fonte: Autora.

Com base nas etapas identificadas no fluxograma da Figura 9 e sabendo que os pinos presentes no articulador oferecem sustentação aos segmentos 3 e 4 da estrutura das barras, que já foram representados anteriormente na Figura 8, é necessário, inicialmente, realizar a etapa de coleta de dados, identificando o peso destes segmentos, bem como acessórios presentes na estrutura. Todos os componentes presentes nos segmentos 3 e 4 da barra de pulverização tiveram os valores quantitativos referentes ao peso obtidos através de informações consultadas com o fabricante e também com a realização de medições experimentais.

Outra etapa de suma importância é referente à verificação da aceleração apresentada pelo pulverizador autopropelido, visto que, tal valor quantitativo é referência para posteriores cálculos que levem em conta as condições críticas para avaliar as forças que potencializam o cisalhamento atuante nos pinos.

Para este caso, a aceleração é quantificada como a variação da velocidade do pulverizador autopropelido em função do tempo. Tais dados foram coletados de maneira experimental. O primeiro passo para calcular a velocidade de trabalho de uma máquina de autopropulsão é cronometrar o tempo gasto que a máquina leva para se deslocar em uma distância de 50 m, marcando dois pontos *A* e *B*, onde o deslocamento é realizado com a rotação e marcha de trabalho. A velocidade de trabalho é a razão entre a distância e o tempo necessário para percorrê-la. A aceleração é referente à variação da velocidade no decorrer do tempo.

Na aferição da medição da aceleração na frenagem, é necessário quantificar o tempo levado para que a máquina, em velocidade de trabalho, atinja o repouso absoluto. Para isso, é realizado a primeira marcação do ponto inicial, após a máquina deve ser afastada deste ponto uma distância de aproximadamente 5 metros, para que, ao atingir o ponto de partida, a velocidade já esteja constante e estabilizada, tal qual a usualmente utilizada na condição de trabalho. Assim, é mensurada a distância percorrida pela máquina até que a mesma atinja a condição de repouso. A velocidade na condição de frenagem se dá através da razão da distância percorrida pelo pulverizador até o momento de total inércia e o tempo cronometrado para que isso aconteça. Então a aceleração na condição de frenagem se trata da variação desta velocidade no decorrer do tempo.

Com a aceleração quantificada, a etapa seguinte se trata de identificar as condições de maior criticidade de forma a intensificar o esforço de cisalhamento atuante nos pinos. Para isso, assume-se condições em que o pulverizador esteja com as barras em posicionamento de trabalho, ou seja, com abertura total em 180° e simulando situações que podem ocorrer no campo.

Através da Equação 4, já mencionada no capítulo 2.3.3 pode-se chegar à força atuante nos pinos quando solicitados por cisalhamento. Após realizado este cálculo para as diferentes condições críticas a qual a estrutura pode estar submetida, inicia-se a próxima etapa do detalhamento do projeto, onde através do *software* Ftool, responsável pelo desenvolvimento de cálculo estrutural bidimensional, é possível chegar à simplificação da estrutura para um mecanismo de barras articuladas, assim viabilizando identificar as forças atuantes em cada pino. Deste modo, é possível a realização de cálculos analíticos que levam em consideração o critério de falha para cisalhamento puro, abordado no capítulo 2.5 deste trabalho. Além disso, outro fator de suma importância para a realização de tais cálculos é a correta escolha do coeficiente de segurança.

Deste modo, com este projeto, o cálculo do diâmetro dos pinos é importante para verificar se o estipulado em projeto atende à solicitação nas condições avaliadas, sem o intuito de otimização do dimensionamento.

Com as etapas anteriores concluídas e devidamente verificadas, pode-se então dar início a fabricação de um protótipo do projeto em questão.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Com a aplicação da metodologia proposta por Norton (2013), os resultados obtidos iniciam através da identificação dos principais requisitos de projeto, que podem ser conferidos no Quadro 2.

Quadro 2 - Requisitos do Projeto.

REQUISITOS PARA O PROJETO DO MECANISMO DE ABERTURA E FECHAMENTO HORIZONTAL	
Processo de fabricação	Pontos de fácil acesso para soldagem manual.
	Mecanismo projetado sem a utilização de gabaritos de solda.
Montagem	Deve ser de montagem simplificada.
Cinemática	Atender à abertura e fechamento horizontal em 180° para posição de trabalho.
Material	Chapas metálicas de aço SAE 1020 para componentes da estrutura do mecanismo.
	Aço SAE 1045 laminado à quente para pinos e buchas.
Forças	Verificar as forças exercidas nos pinos presentes no articulador considerando as seguintes situações críticas: 1. Condição de arrancada do Pulverizador; 2. Condição de frenagem do pulverizador; 3. Condição de frenagem em um plano inclinado de 15°.

Fonte: Autora.

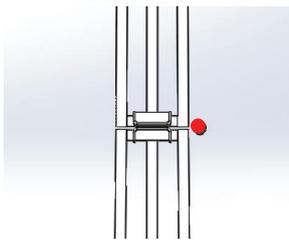
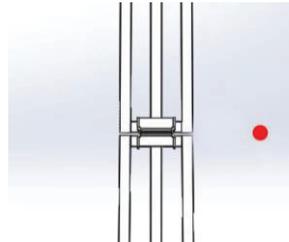
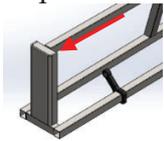
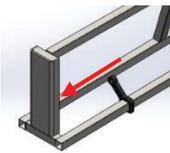
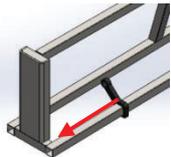
Alguns requisitos para o projeto em questão foram preestabelecidos pela própria empresa que irá produzi-lo, como o caso da escolha do material, tanto para a estrutura do mecanismo, quanto para pinos e buchas, devido estes materiais terem se demonstrado eficientes para essa aplicação, por causa de suas propriedades mecânicas. Além disso, outro critério de definição dos materiais utilizados foi a facilidade de encontra-los na indústria.

Outro aspecto de suma importância, é a necessidade de deixar pontos para fácil montagem e também fácil soldagem, sem a utilização de gabaritos, já que o ferramental utilizado no processo se trata de algo mais simples.

A verificação das forças exercidas nos pinos do articulador é referente à criticidade que o pulverizador será submetido quando em condições de trabalho, assim, a condição 1 refere-se ao instante em que a máquina parte do repouso até atingir a velocidade de trabalho. A segunda condição refere-se ao tempo levado pela máquina para que a aceleração decorrente da velocidade de trabalho seja reduzida a zero. Já a terceira condição leva em consideração que a máquina necessite frear em local com acentuado declive, para isso, considera-se que o plano apresente uma inclinação de 15°.

Com os requisitos do Quadro 2 definidos, é possível iniciar a fase de desenvolvimento do produto, para que o mesmo atenda à correta funcionalidade, sendo definido as possibilidades de soluções para criação do projeto, que podem ser conferidas no Quadro 3.

Quadro 3 - Possibilidades de soluções para a elaboração do projeto.

Solução	Possibilidades		
Acionamento do mecanismo	Cilindro Hidráulico 		
Posicionamento do Eixo fixo de rotação	Eixo de rotação o mais próximo possível da estrutura da barra 	Eixo de rotação afastado da estrutura da barra 	-
Posicionamento do mecanismo	Parte superior da barra 	Parte central da barra 	Parte inferior da barra 

Fonte: Autora.

Com a avaliação do Quadro 3, seis combinações de possibilidades para soluções puderam ser realizadas, deste modo, a etapa seguinte é avaliar qual a melhor solução para o problema, visando atender aos objetivos do trabalho e também aos requisitos previamente identificados. No Quadro 4, pode-se observar a combinação das possibilidades.

Quadro 4 - Combinações das possibilidades de soluções criativas.

Solução Criativa	Acionamento	Posicionamento do eixo fixo de rotação	Posicionamento do mecanismo
Solução 1	Cilindro Hidráulico	O mais próximo possível da estrutura da barra	Parte superior da barra
Solução 2	Cilindro Hidráulico	Afastado da estrutura da barra	Parte superior da barra
Solução 3	Cilindro Hidráulico	O mais próximo possível da estrutura da barra	Parte central da barra
Solução 4	Cilindro Hidráulico	Afastado da estrutura da barra	Parte central da barra
Solução 5	Cilindro Hidráulico	O mais próximo possível da estrutura da barra	Parte inferior da barra
Solução 6	Cilindro Hidráulico	Afastado da estrutura da barra	Parte inferior da barra

Fonte: Autora.

Assim, é possível analisar cada solução individualmente para selecionar a melhor opção.

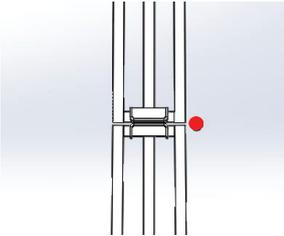
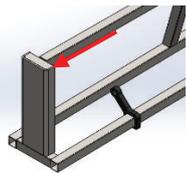
- **Solução 1:** Não foram identificados problemas para a elaboração do projeto de acordo com esta solução.
- **Solução 2:** O eixo fixo de rotação afastado da estrutura da barra pode gerar problemas futuros devido possíveis colisões das barras de pulverização com o solo, podendo comprometer o funcionamento do mecanismo
- **Solução 3:** Não foram identificados problemas para a elaboração do projeto de acordo com esta solução.
- **Solução 4:** Mesmo problema da solução 2, onde o eixo fixo de rotação encontra-se afastado da estrutura da barra.
- **Solução 5:** O posicionamento do mecanismo pode atrapalhar no posicionamento dos bicos de pulverização das barras.
- **Solução 6:** Solução descartada devido apresentar dois problemas já citados anteriormente, de posicionamento do ponto fixo de rotação afastado da barra e o posicionamento do mecanismo tender a atrapalhar a disposição dos bicos de pulverização.

Deste modo, pode-se concluir que as melhores soluções para este projeto são as soluções 1 e 3, porém, a solução selecionada será a solução 1, devido ao posicionamento do mecanismo ser na parte superior da barra de pulverização, podendo facilitar a fixação do mesmo através de chapas soldadas na parte superior da própria barra.

Avaliando as soluções, para atender à restrição do projeto de o mecanismo ter força suficiente para vencer o peso da estrutura, o meio de acionamento mais eficiente, de momento se trata de um cilindro hidráulico, já que este é o utilizado dentro da empresa que irá produzir o projeto, devido eficiência. Os critérios de projeto e dimensionamento deste não serão apresentados neste relatório, devido o mesmo ser realizado de forma terceirizada.

Quanto ao posicionamento do mecanismo, foi necessário descartar a posição inferior, visto que, essa poderia atrapalhar na montagem dos bicos de pulverização, pois há uma distância entre bicos que deve ser respeitada para garantir que a pulverização seja eficiente, sendo assim, a posição superior demonstrou-se mais eficiente do que a posição central, devido apresentar melhores pontos para a fixação tanto do mecanismo, quanto do cilindro hidráulico. No Quadro 5 é possível observar as especificações do conceito escolhido.

Quadro 5 - Solução criativa escolhida.

Acionamento	Posicionamento do eixo fixo de rotação	Posicionamento do mecanismo
<p>Cilindro Hidráulico</p> 	<p>Eixo de rotação o mais próximo possível da estrutura da barra</p> 	<p>Parte superior da barra</p> 

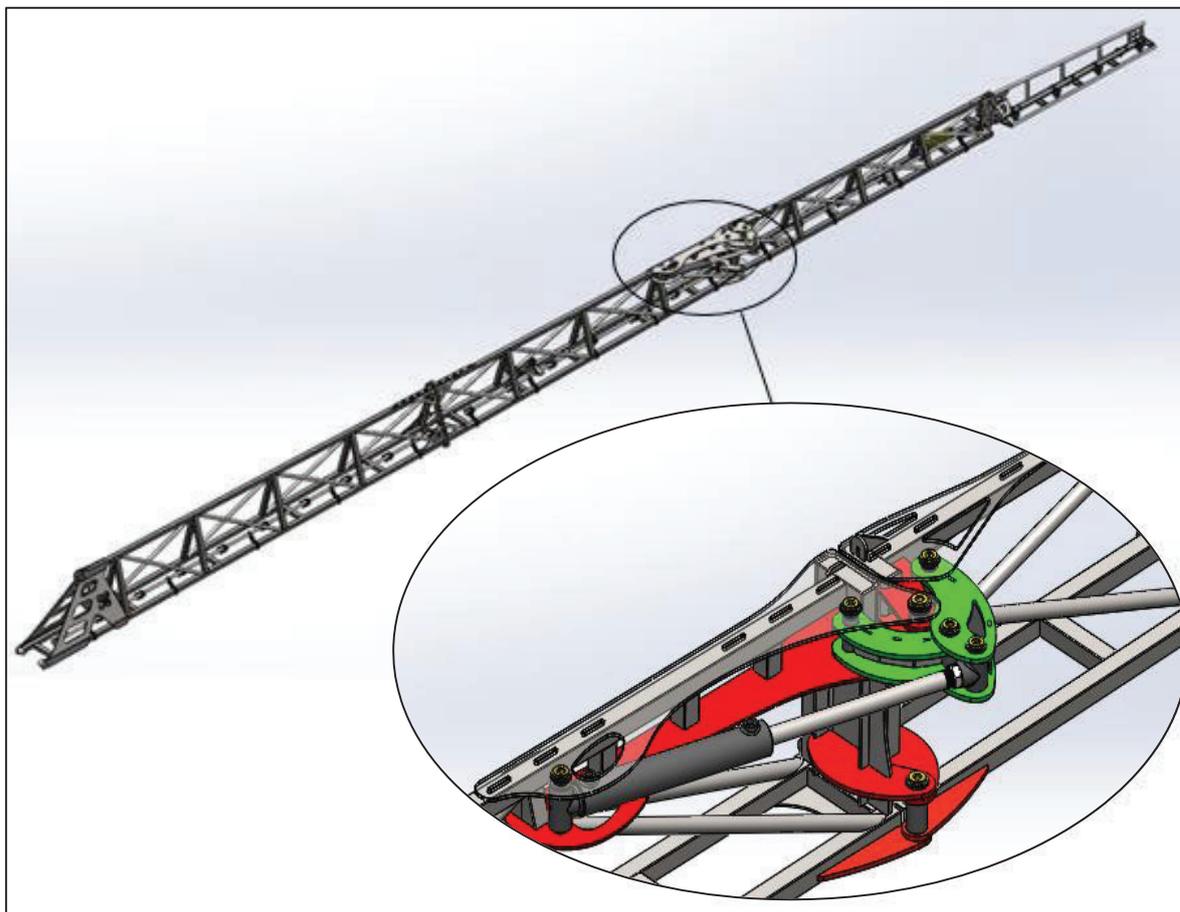
Fonte: Autora.

Ainda sobre o Quadro 5, alguns componentes como chapas metálicas não estão sendo representados, visto que, de primeiro momento, apenas os posicionamentos principais foram acertados de modo a garantir o correto funcionamento do articulador.

Devido fatores difíceis de estimar, como eventuais impactos das barras de pulverização com o solo, já que se sabe que este é irregular numa lavoura, optou-se por utilizar da possibilidade do eixo fixo de rotação ser posicionado o mais próximo possível das barras, para assim evitar que possam haver impactos indesejados, fazendo com que a estrutura de suporte do mesmo pudesse sofrer danos que impliquem na má funcionalidade ou quebra da estrutura.

Com os posicionamentos acertados, as demais chapas metálicas de sustentação para o cilindro hidráulico puderam ser elaboradas e anexadas ao desenho do mecanismo. Na Figura 12 pode-se observar um avista isométrica do segmento esquerdo da barra de pulverização que apresenta dimensão de 13,5 m. Também é possível verificar, na imagem em ampliação, a configuração do mecanismo articulador após a aplicação de todos os conceitos e especificações da metodologia. As cor fantasia vermelha indica componentes responsáveis pela fixação do mecanismo na estrutura da barra e a cor fantasia verde representa o mecanismo articulador.

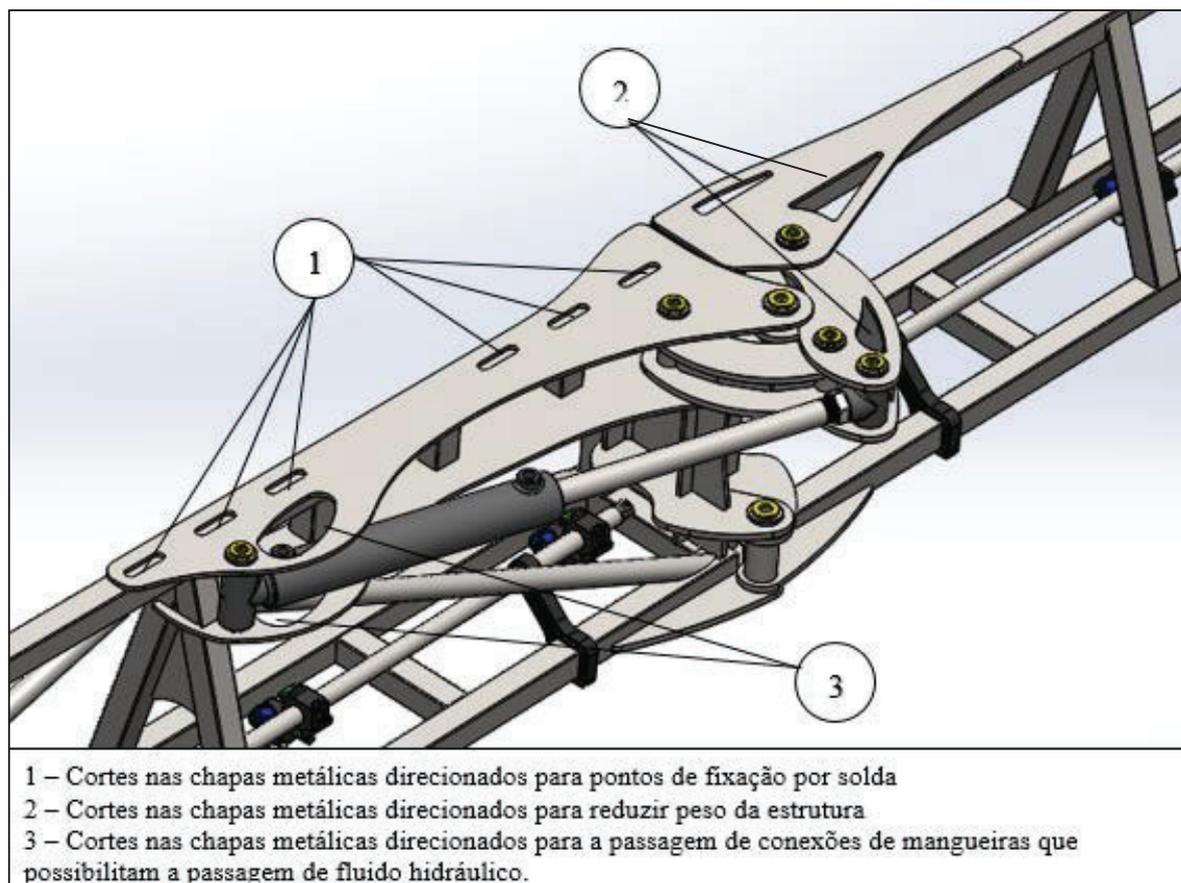
Figura 12 - Mecanismo de abertura e fechamento horizontal para barras de pulverização.



Fonte: Autora.

Sabe-se que se faz necessário a existência de cortes nas chapas metálicas, direcionados para alívio de peso da estrutura, além de locais direcionados para pontos de solda ou para a passagem de conexões e mangueiras de fluido hidráulico. Na Figura 13 pode-se observar os cortes necessários nas chapas metálicas. Alguns componentes do treliçado da barra foram ocultados para possibilitar melhor visualização.

Figura 13 - Identificação de cortes nas chapas metálicas no projeto.



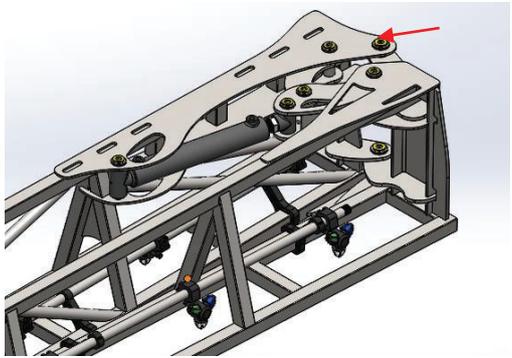
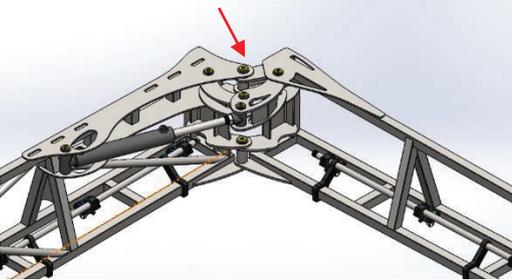
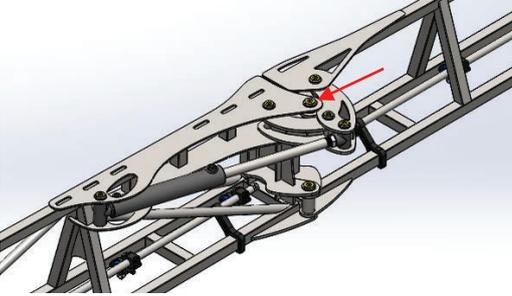
Fonte: Autora.

Com os cortes das chapas devidamente efetuados pode-se concluir que uma das restrições de projeto, de viabilizar pontos de fácil soldagem, foi atendida, uma vez que estes pontos são de fácil acesso. Os demais pontos de fixação por soldagem também utilizaram de locais de fácil acesso, sem a necessidade de angulações, eliminando a necessidade da utilização de gabaritos de solda, atendendo a mais uma restrição de projeto.

Para simplificar a montagem do mecanismo, ainda observando a Figura 13, representada anteriormente, a parte de cortes nas chapas metálicas direcionados para a passagem de conexões de mangueiras que possibilitam a passagem de fluido hidráulico, indicadas pelo balão de número 3, foram efetuadas de modo a considerar o corte tanto na chapa superior de fixação do cilindro hidráulico, quanto na inferior, visto que, na montagem dos componentes, pode ser necessário adaptações como um giro no posicionamento do cilindro para melhor disposição das mangueiras.

Deste modo, de início, pôde-se apenas verificar se os posicionamentos dos articuladores atendem ao desejado movimento da abertura da barra em 180°. No Quadro 6 pode-se conferir, em vista isométrica, cortes da barra, que possibilitam avaliar o mecanismo com a estrutura da barra inicialmente fechada, logo em seguida na posição de 90° e posteriormente na posição de trabalho, em 180°. Para ambos os casos, tem-se a representação de uma seta em vermelho, que é responsável por identificar o ponto fixo em torno do qual o movimento é realizado.

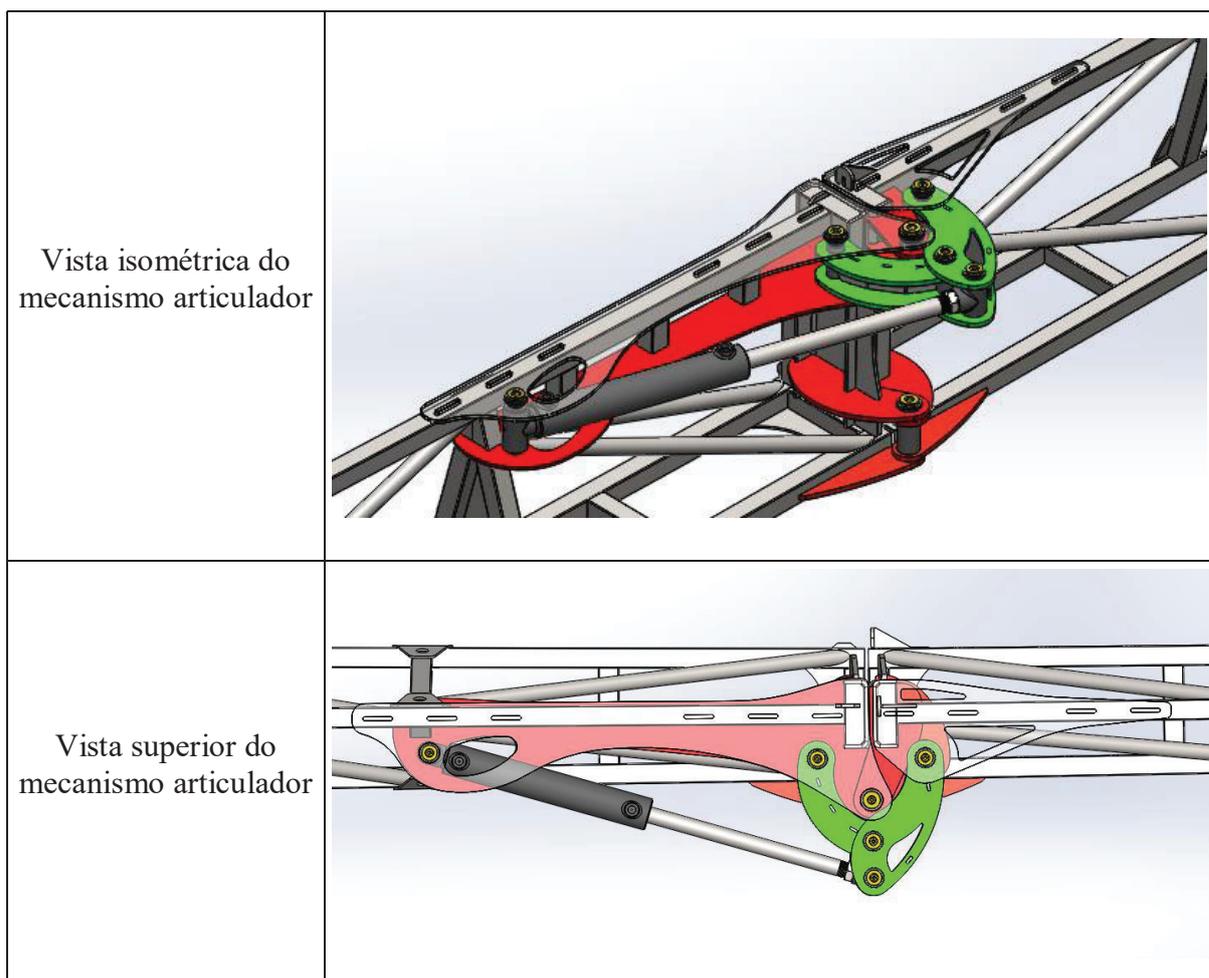
Quadro 6 - Avaliação da cinemática do movimento do mecanismo.

Posição da barra	Vista isométrica do segmento	Comentário
Posição de transporte (barra fechada)		Com a barra na posição de transporte a haste do cilindro encontra-se totalmente recolhida
Barra com a abertura em 90°		A cinemática do movimento demonstrou-se eficiente na abertura da barra em 90°
Barra na posição de trabalho, com a abertura em 180°		A cinemática do movimento apresentou-se eficiente para a abertura da barra em 180°

Fonte: Autora.

No Quadro 7 pode-se observar, em vista isométrica e superior, a estrutura do mecanismo articulador. Para melhor identificar as chapas metálicas responsáveis por fixação e a estrutura designada para compor partes do articulador, as chapas metálicas superiores foram representadas alternando sua transparência, as cores fantasia verde e vermelho foram utilizadas apenas como meio de identificação. Representado na cor vermelha, estão as partes da estrutura do mecanismo responsáveis por fixá-lo na barra através de pinos de sustentação. Já a cor verde representa a parte do mecanismo responsável por garantir o correto funcionamento da estrutura, com a presença de pinos que possibilitam a articulação do mecanismo, e correta funcionalidade da estrutura. Vale ressaltar que para proporcionar melhor visualização, do mecanismo articulador, demais componentes do treliçado das barras e acessórios presentes em sua estrutura foram ocultados das imagens representativas.

Quadro 7 - Identificação dos componentes do mecanismo articulador



Fonte: Autora.

Com isso, após a verificação de que a estrutura do mecanismo atende à correta funcionalidade, é findada a etapa de desenvolvimento do produto e iniciada a etapa de detalhamento do projeto. Para isso, é necessário a coleta de dados relacionada ao peso da estrutura.

Tal coleta foi realizada de modo a considerar valores fornecidos pelos fabricantes de cada componente e, quando não identificados, foram realizadas medições experimentais que viabilizassem a obtenção de quantidades e pesos referentes a cada acessório funcional presente na estrutura das barras.

Além disso, vale ressaltar que os pesos verificados são referentes aos componentes presentes nos segmentos 3 e 4 da estrutura das barras de pulverização, já que estes são os segmentos presentes após a posição em que se encontra o mecanismo articulador.

No Quadro 8, pode-se observar os componentes presentes nos segmentos 3 e 4 das barras de pulverização, bem como, suas respectivas quantidades e peso correspondente em kg. Ao final do Quadro 8 também pode-se observar o peso total da estrutura das barras, juntamente com demais acessórios nela presente. Como algumas medições foram obtidas de forma experimental, assume-se que os valores identificados podem ter a presença de incertezas de medições, que serão posteriormente corrigidas através da aplicação de um coeficiente de segurança apropriado.

Quadro 8 - Componentes presentes nos segmentos 3 e 4 da estrutura da barra.

ITEM		QUANTIDADE	
Porcas, parafusos e pinos		3	kg
Soldas		7	kg
Conjunto de bicos	Quantidade	13	unidades
	Peso por unidade	0,15	kg
	Peso total Conjunto de bicos	1,95	kg
Canos de PVC	Diâmetro interno	0,017	m
	Diâmetro externo	0,025	m
	Comprimento (seg. 3 e 4)	7	m
	Peso por metro de cano	0,34	kg
	Volume canos de PVC (interno)	0,0016	m ³
	Peso total Canos de PVC	2,4	kg
Mangueiras	Diâmetro interno	0,013	m
	Diâmetro externo	0,02	m
	Comprimento (seg. 3 e 4)	4,5	m
	Peso por metro de mangueira	0,45	kg
	Volume das mangueiras (interno)	0,0006	m ³
	Peso total Mangueiras	2,025	kg
Água	Densidade da água	997	kg/m ³
	Água presente nos canos de PVC	1,58	kg
	Água presente nas mangueiras	0,595503417	kg
	Peso total Água	2,18	kg
Conjunto de molas, patins e espias		4	kg
Abraçadeiras	Quantidade	12	unidades
	Peso por unidade (abraçadeiras)	0,1	kg
	Peso total Abraçadeiras	1,2	kg
Peso da estrutura (seg. 3 e 4)		96,01	kg
TOTAL SEGMENTOS 3 E 4		119,74	kg

Fonte: Autora.

Ainda sobre o Quadro 8, pode-se verificar que o peso total da estrutura referente aos segmentos 3 e 4 das barras de pulverização, juntamente com demais acessórios e componentes é de 119,74 kg.

Como principais condições críticas em relação a aumento da solicitação de cisalhamento dos pinos, pode-se definir que as acelerações de arrancada e de frenagem do pulverizador são de significativa relevância.

No Quadro 9, pode-se observar as velocidades e tempos necessários para que sejam atingidas em condições de arrancada da máquina, com a mesma partindo do repouso para a velocidade de trabalho e de frenagem, indo da velocidade de trabalho até o instante em que a máquina para totalmente. Ambos os dados de tempo e velocidade para as condições avaliadas foram obtidos através de medições experimentais realizadas no pulverizador autopropelido que terá a modificação no seu sistema de abertura e fechamento de barras.

Quadro 9 - Velocidades tempos e acelerações de Arranque e frenagem da máquina.

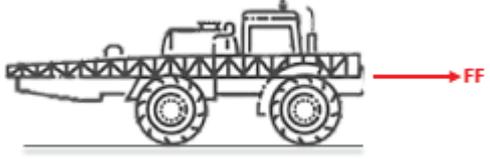
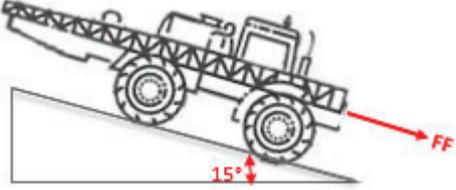
Condição de arranque da máquina	
Velocidade de trabalho	12 km/h
	3,33 m/s
Tempo para atingir a velocidade de trabalho	13 s
Aceleração de arrancada	0,26 m/s ²
Condição de frenagem da máquina	
Velocidade de trabalho	12 km/h
	3,33 m/s
Tempo para reduzir a velocidade de trabalho até zero	3 s
Aceleração de frenagem	1,11 m/s ²

Fonte: Autora.

Avaliando os dados contidos no Quadro 9, pode-se concluir que dentre as situações avaliadas, a frenagem é a que acarretaria maior solicitação para a estrutura, visto que afeta diretamente no aumento da força exercida, como mostra a Equação 4, já apresentada anteriormente no Capítulo 2.3.3, além disso, levando em consideração que pulverizadores são fabricados para trabalhar em terrenos com solo irregular, é de suma importância que seja avaliada como uma situação crítica a frenagem em local íngreme. Para este caso, será avaliado a condição de frenagem em um plano inclinado de 15°.

No Quadro 10 pode-se observar a ilustração das principais condições críticas avaliadas para verificação do dimensionamento dos pinos presentes na estrutura do articulador. Em ambos os casos avaliados, a força atuante é referente à aceleração global do pulverizador, deste modo, FA é referente à força proveniente da aceleração global de arrancada, FF é proveniente da aceleração global correspondente à frenagem da máquina. Como já mencionado anteriormente, devido a aceleração de frenagem do pulverizador ser relativamente maior do que a aceleração de arrancada, é necessário considerar que o mesmo está sujeito a solo de superfície íngreme, portanto, é de suma importância considerar o acréscimo de uma componente horizontal da aceleração global na condição de frenagem, ou seja, a aceleração na condição de frenagem somada com a componente horizontal da aceleração gravitacional. Assume-se como aceleração gravitacional o valor de 9,81m/s².

Quadro 10 - Condições críticas avaliadas.

Condição 1	Arrancada do pulverizador até a velocidade de trabalho da condição de repouso	
Condição 2	Frenagem do pulverizador saindo da velocidade de trabalho até o repouso	
Condição 3	Frenagem do pulverizador saindo da velocidade de trabalho até o repouso em um plano com inclinação de 15°	

Fonte: Autora.

Ainda sobre o Quadro 10, os vetores FA e FF fazem referência as forças globais atuantes no veículo de autopropulsão e têm seu sentido avaliado de acordo com a aceleração global desenvolvida pela máquina nas condições avaliadas.

Assim, com as verificações necessárias e através da Equação 4, apresentada no capítulo 2.3.3, pode-se chegar nas forças globais atuantes no mecanismo articulador. No Quadro 11 pode-se observar as forças correspondentes para cada condição de criticidade avaliada.

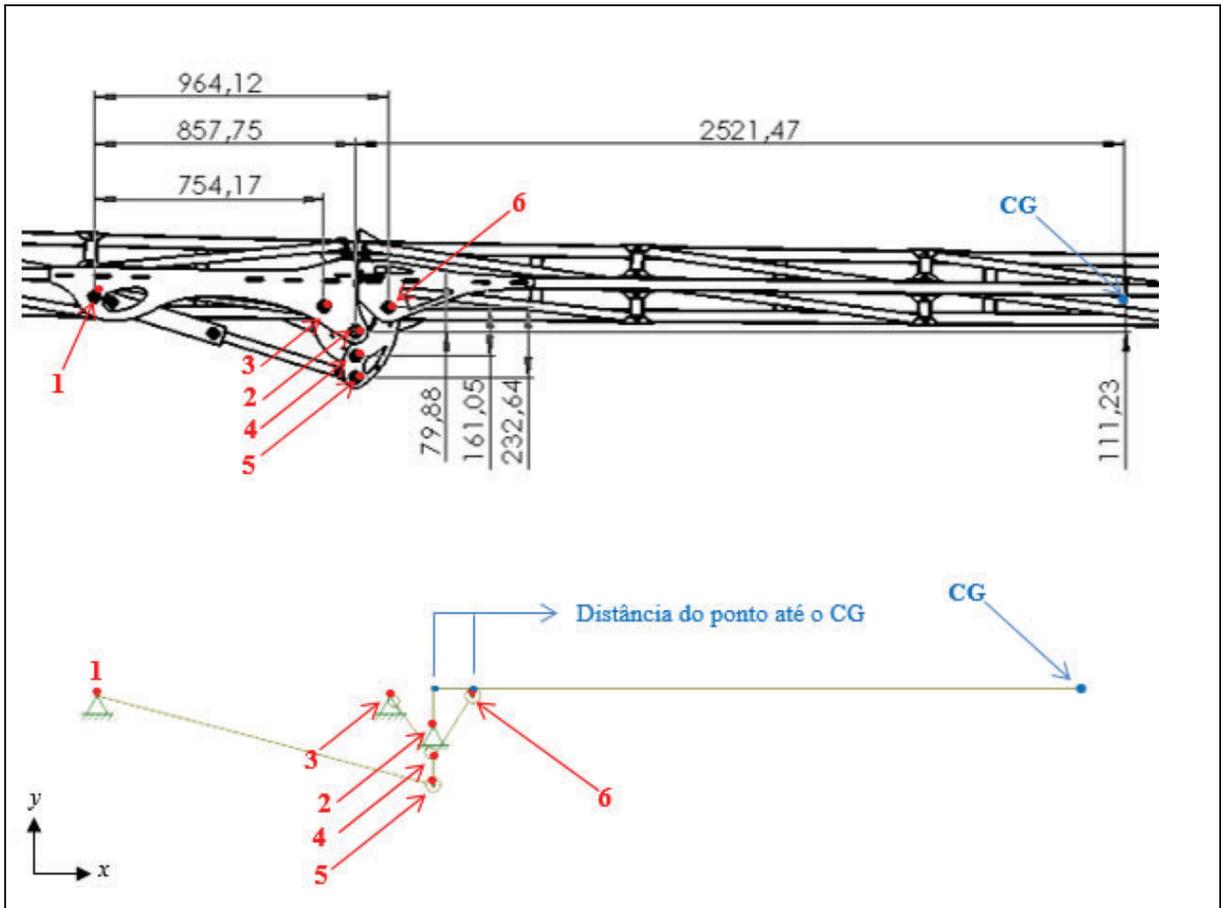
Quadro 11 - Forças globais atuantes nos segmentos 3 e 4 das barras do pulverizador.

Condição	Força Atuante (N)
Arrancada	30,70
Frenagem	133,05
Frenagem + componente horizontal da aceleração gravitacional	437,08

Fonte: Autora.

Após o cálculo das forças devidamente realizados, é necessário simplificar a estrutura para um mecanismo de barras articuladas através do *software* Ftool, responsável pelo desenvolvimento de cálculo estrutural bidimensional. Na Figura 14 pode-se conferir a vista superior do mecanismo articulado, com respectivas cotas em mm e logo abaixo, a simplificação da estrutura para um mecanismo de barras articuladas.

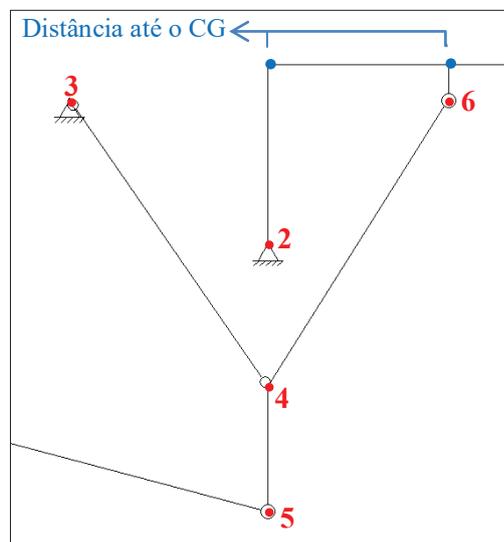
Figura 14 - Simplificação do articulador para um mecanismo de barras articuladas.



Fonte: Autora.

Com o intuito de melhor visualização das condições de apoio da estrutura, na Figura 15 pode-se observar uma ampliação do segmento referente aos pontos de 2 a 6 da simplificação do articulador em um mecanismo de barras articuladas. A numeração dos pontos é ainda tendo referência a Figura 14.

Figura 15 - Ampliação da simplificação do articulador em um mecanismo de barras articuladas referente aos pontos de 2 a 6.



Fonte: Autora.

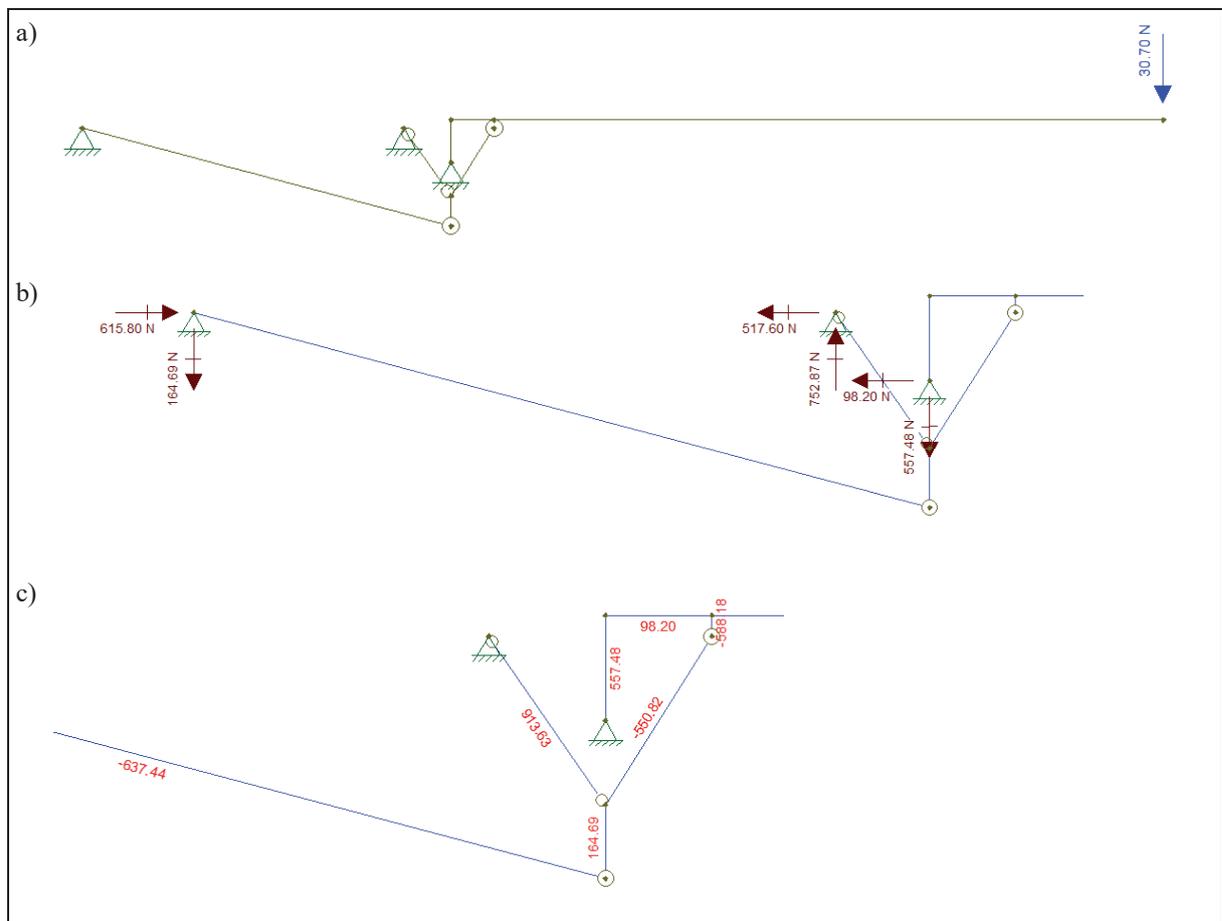
Na simplificação do articulador para um mecanismo de barras articuladas o critério de maior importância para aferir as condições de apoio é verificar a movimentação da estrutura de forma que a mesma se mantenha em equilíbrio e estável, assim, a seguir pode-se conferir tais critérios. Os pontos de referência são os já identificados anteriormente na Figura 14.

- **Ponto 1:** Por se tratar de um pino, a condição de apoio é baseada em fixar translação nos planos x e y , mas não travar a rotação;
- **Ponto 2:** Mesmo caso do ponto 1;
- **Ponto 3:** Mesmo caso dos pontos 1 e 2;
- **Ponto 4:** Condição de rótula;
- **Ponto 5:** Condição de rótula parcial;
- **Ponto 6:** Condição de rótula parcial.

Além dos pontos numerados de 1 a 6, tem-se o ponto que faz referência à distância perpendicular do ponto 2 até o ponto CG, que identifica o centro de gravidade dos segmentos 3 e 4 das barras de pulverização. Posteriores cálculos são realizados com a aplicação da força no centro de gravidade das barras para os segmentos avaliados.

Na Figura 16.a pode-se conferir a aplicação da força, já calculada e mencionada anteriormente no Quadro 11, na condição de arrancada do autopropelido. Ainda na Figura 16.b, em ampliação, é possível conferir as reações de apoio e em seguida, na Figura 16.c, também em ampliação, os respectivos esforços provenientes da aceleração de arrancada em cada segmento da simplificação do articulador.

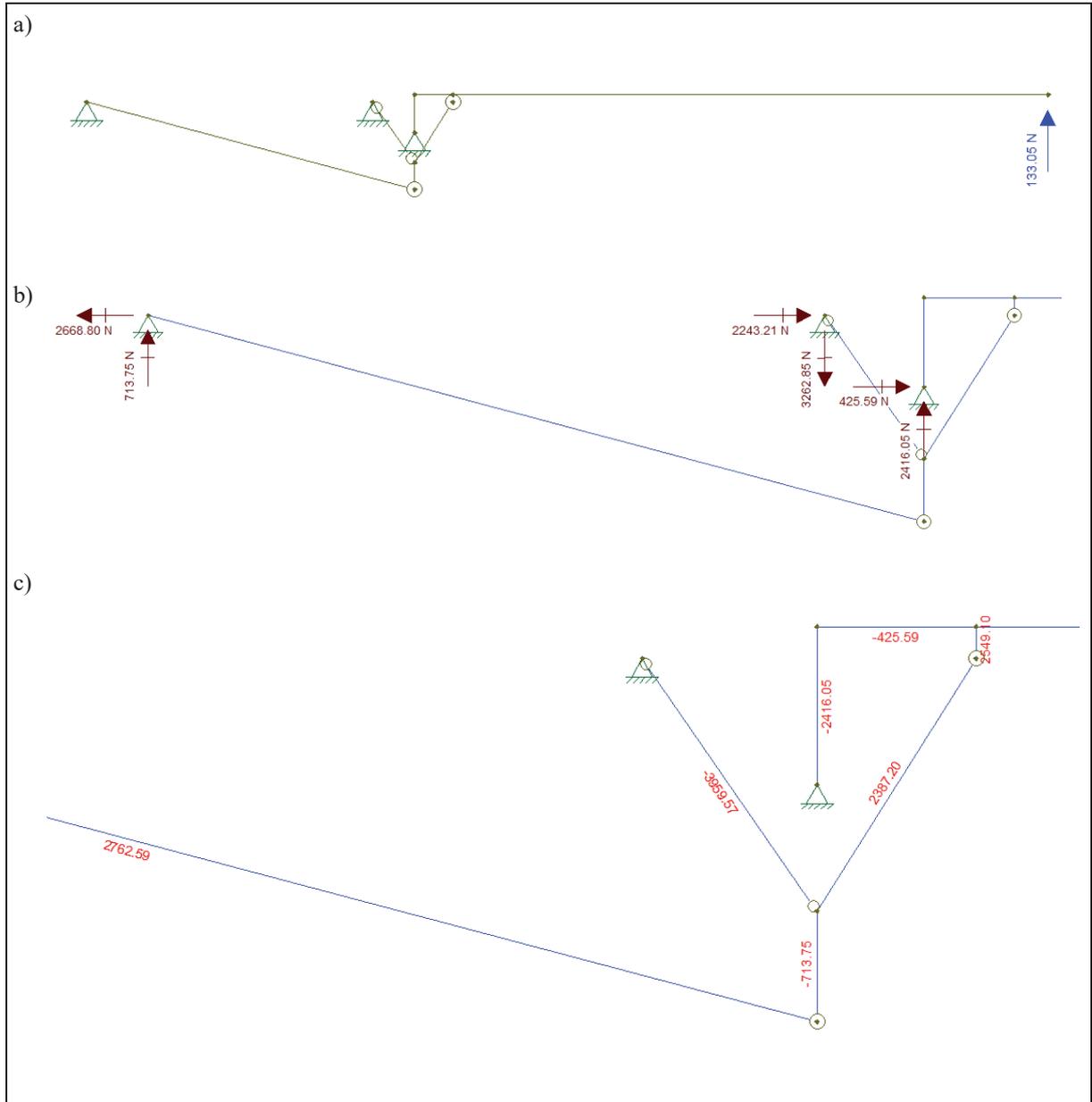
Figura 16 - Esforços provenientes da aceleração de arrancada do autopropelido.



Fonte: Autora.

Na Figura 17.a pode-se conferir a aplicação da força, já calculada e mencionada anteriormente no Quadro 11, na condição de frenagem do autopropelido. Em ampliação, na Figura 17.b, é possível conferir as reações de apoio e em seguida, na Figura 17.c, também em ampliação, os respectivos esforços provenientes da aceleração de frenagem em cada segmento da simplificação do articulador.

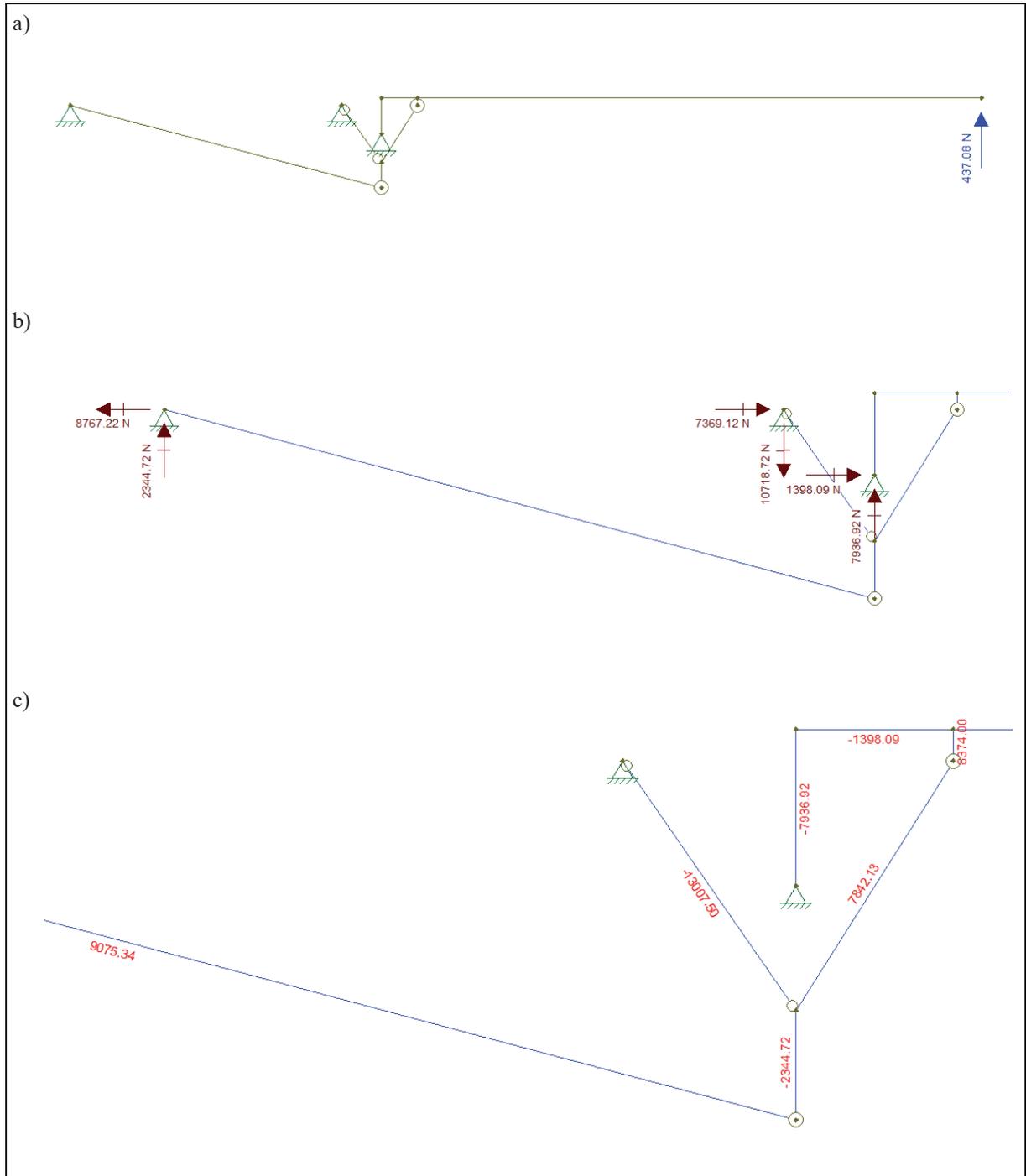
Figura 17 - Esforços provenientes da aceleração frenagem do autopropelido.



Fonte: Autora.

Na Figura 18.a pode-se conferir a aplicação da força, já calculada e mencionada anteriormente no Quadro 11, na condição de frenagem do autopropelido. Na Figura 18.b, em ampliação, é possível conferir as reações de apoio e em seguida, na Figura 18.c, também em ampliação, os respectivos esforços provenientes da aceleração de frenagem no plano inclinado em cada segmento da simplificação do articulador.

Figura 18 - Esforços provenientes da aceleração frenagem + componente horizontal da aceleração gravitacional do autopropelido.



Fonte: Autora.

Deste modo, através dos esforços obtidos com o *software* Ftool, e com o auxílio das Equações contidas no Capítulo 2.5, pode-se chegar ao cálculo do diâmetro mínimo dos pinos que compõem a estrutura do mecanismo articulador. Tais valores podem ser conferidos no Quadro 12, juntamente com a respectiva força atuante. Vale ressaltar que a numeração dos pinos é com base na numeração já abordada anteriormente, que pode ser conferida na Figura 14, além disso, Tem-se a tensão limite ao escoamento do material o valor de 310 MPa que pode ser consultado em Budynas e Nisbeth (2016). O coeficiente de segurança utilizado foi de 1,5 sendo este o limite mínimo especificado por Juvinal e Matshek (2016) para materiais bem

conhecidos, sob condições ambientais razoavelmente constantes, sujeitos a cargas e tensões que podem ser determinadas facilmente.

Quadro 12 - Diâmetro mínimo dos pinos nas condições críticas avaliadas.

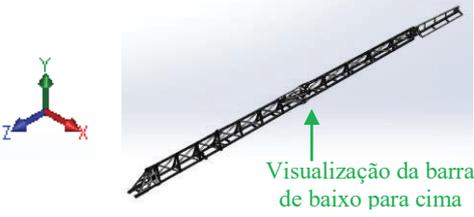
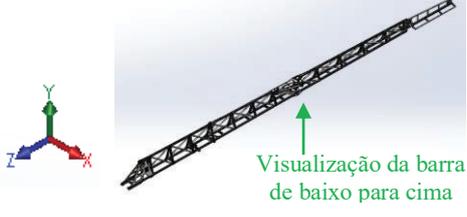
Condição Avaliada	Pino	Força (N)	Diâmetro Mínimo do Pino (mm)
Condição de Arrancada	1	637,44	1,30
	2	566,06	1,23
	3	913,63	1,56
	4	913,63	1,56
	5	637,44	1,30
	6	588,18	1,25
Condição de Frenagem	1	2762,59	2,72
	2	241605,37	2,56
	3	3959,57	3,25
	4	3959,57	3,25
	5	2762,59	2,71
	6	2549,1	2,61
Condição de Frenagem + Componente Horizontal da Aceleração Gravitacional	1	9075,34	4,92
	2	8059,12	4,64
	3	13007,49	5,89
	4	13007,50	5,89
	5	9075,34	4,92
	6	8374,00	4,73

Fonte: Autora.

Deste modo, como o diâmetro adotado em projeto para todos os pinos presentes no mecanismo articulador foi de 20 mm, pode-se verificar que mesmo para a condição mais crítica avaliada, de frenagem em um plano inclinado de 15° , o dimensionamento dos pinos, utilizado em primeiro momento, é coerente de forma que os mesmos não sofram falha por cisalhamento.

Com isso, pode-se então chegar a um protótipo do mecanismo, que se encontra na fase de testes. No Quadro 13 pode-se observar que o protótipo do mecanismo articulador realizando a abertura da barra para a posição de trabalho, em 180° .

Quadro 13 - Protótipo do mecanismo realizando a abertura da barra de pulverização.

Posição da barra	Protótipo do mecanismo	Comentário
Posição de transporte (barra fechada)		 <p>Com a barra na posição de transporte a haste do cilindro encontra-se totalmente recolhida.</p>
Barra com a abertura em 90°		 <p>A cinemática do movimento demonstrou-se eficiente na abertura da barra em 90°.</p>
Barra na posição de trabalho, com a abertura em 180°		 <p>A cinemática do movimento apresentou-se eficiente para a abertura da barra em 180°.</p>

Fonte: Autora.

Assim, pode-se observar que o protótipo do mecanismo articulador, atendeu à abertura horizontal das barras de pulverização para a posição de trabalho, em 180° .

5 CONCLUSÕES

Com a elaboração do projeto, tendo em vista as limitações impostas quanto a fabricação do mesmo, pode-se concluir que os conceitos geométricos necessários ao entendimento para que a estrutura pudesse ser devidamente projetada com auxílio de *software* CAD 3D foi atendida, visto que tais conceitos possibilitaram que pontos cruciais para facilitação da montagem do componente estrutural fosse atendida.

Sabe-se que além de conceitos geométricos, é necessário o entendimento de conceitos cinemáticos, pois estes possibilitam a realização do projeto de forma a atender à cinemática do movimento, assim, pode-se concluir que os conceitos foram devidamente aplicados, tendo em vista, que a cinemática do movimento do mecanismo atendeu à abertura das barras para a posição de 180°.

Além disso, a aplicação de conceitos como velocidade, resistência e aceleração também obtiveram a aplicação efetiva, já que, através destes pode-se chegar aos esforços exercidos no mecanismo, viabilizando a verificação de que o diâmetro mínimo dos pinos calculado é coerente com o especificado no projeto, assegurando que estes não sofrerão cisalhamento nas condições críticas avaliadas.

Com todas as etapas de desenvolvimento concluídas, pode-se chegar ao projeto do protótipo do mecanismo articulador que, quando em teste, atendeu de forma eficiente ao principal objetivo do trabalho em questão, de realizar a abertura das barras de pulverização para a posição de trabalho, em 180°.

A fabricação do protótipo viabiliza outras diversas análises no mecanismo articulador, com isso, é de suma importância, como uma etapa futura, a realização de uma análise estrutural através do Método de Elementos Finitos do componente, viabilizando a otimização da estrutura como um todo, tanto na parte de pinos, como na parte de chapas metálicas que a compõem.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BEER, Ferdinand et al. **Mecânica Vetorial para Engenheiros-: Dinâmica**. Bookman Editora, 2019.

BEER, Ferdinand P.; JOHNSTON, E. Russell; MAZUREK, David F.. **Mecânica vetorial para engenheiros: estática**. 11. ed. Porto Alegre , Rs: McGraw Hill Brasil, 2019. 628 p. Tradução de: Clara Ályegra Lyra Petter.

BOLLER, W. **Tecnologia de aplicação de defensivos agrícolas II**. Passo Fundo, RS. 2007. 23 – 35p.

BUDYNAS, Richard G.; NISBETH, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley-10ª Edição**. McGraw Hill Brasil, 2016.

CASALI, André Luis. **Caracterização, avaliação e classificação dos pulverizadores autopropelidos produzidos no Brasil**. 2015. 125 f. Tese (Doutorado) – Pós graduação em Engenharia Agrícola, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, RS.

HIBBELER, R. C.. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. 14. ed. São Paulo, SP: Person Education do Brasil Ltda, 2017. 681 p. Tradução de: Daniel Vieira.

JUVINALL, Robert C.; MATSHEK, Kurt M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas** . Grupo Gen-LTC, 2016.

NORTON, Robert L.. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1030 p.

TV ANHANGUERA. **Operadores ficam 4h presos em máquina ao atingir rede de alta tensão**. 2016. Disponível em: <http://glo.bo/240I758>. Acesso em: 28 jun. 2021.