

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUIS FELIPE COELHO

PROJETO MINI-ESCAVADEIRA DE FÁCIL MOBILIDADE

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2015

LUIS FELIPE COELHO

PROJETO DE MINI-ESCAVADEIRA DE FÁCIL MOBILIDADE

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso 2, do Curso de Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Me. Roberto Nunes Da Costa

PATO BRANCO

2015

TERMO DE APROVAÇÃO

O trabalho de diplomação intitulado PROJETO DE UMA MINI ESCAVADEIRA DE FÁCIL MOBILIDADE do acadêmico LUIS FELIPE COELHO, com o intuito de obter o título de bacharel em ENGENHARIA MECÂNICA, foi considerado APROVADO de acordo com a ata da banca examinadora.

Fizeram parte da banca os professores:

Prof. Me. Roberto Nunes da Costa

PRof. Dr. Robson Golçalves Rrentin

Prof. Dr Diego Rizzotto Rossetto

Afolha de aprovação assinada encontra-se na coordenação do curso.

DEDICATÓRIA

Dedico ao meu Pai, José Juarez, por acreditar no meu potencial e por me repassar vários de seus conhecimentos profissionais e da vida.

Dedico também a minha Mãe, Beatriz, por me acompanhar durante esta fase da minha vida, sendo uma mãe muito carinhosa.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus familiares, dos quais permaneci afastado por grande tempo durante a graduação, perdendo momentos divertidos em família, e principalmente por confiar, apoiar e ajudar durante essa fase.

Agradeço também a Elisiane Krenski por me ajudar durante minha graduação, apoiando meus objetivos, me dando conselhos e pela revisão deste trabalho.

Aos amigos que estiveram sempre do meu lado e aos colegas de classe que estudaram comigo, por me ensinarem e me ajudarem em casos diversos.

Ao meu orientador pelo auxílio dado para desenvolvimento desse trabalho e pelo conhecimento compartilhado, e principalmente pela amizade adquirida.

RESUMO

Coelho, Luis Felipe. Projeto Mini Escavadeira de Fácil Mobilidade. 2015. 169 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2015.

Esse projeto apresenta o desenvolvimento de uma mini escavadeira de fácil mobilidade, podendo mover o equipamento de forma fácil e rápida, sendo de baixa produção, destinado para empresas de construção civil e produtores rurais. O projeto tem a intenção de trazer um novo modelo, onde são apresentados os cálculos do sistema hidráulico e aplicação de elementos finitos para modelagem da estrutura do produto. A modelagem da máquina é realizada através de componentes comerciais, assim torna o produto pouco complexo para fabricação, tendo por consequência baixo custo e fácil manutenção. É apresentado através de uma metodologia mais objetiva, que visa mais o projeto mecânico, focando em sua estrutura.

Palavras-chave: Mini Escavadeira, Escavadeira. Terraplenagem. Escavações. Fácil Mobilidade.

ABSTRACT

Coelho, Luis Felipe. Project Mini Excavator Easy Mobility. 2015. 169 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2015.

This project presents the development of a mini excavator easy mobility and can move the equipment quickly and easily, with low production, intended for construction companies and farmers. The project intends to bring a new model, which is presented calculations of the hydraulic system and application of finite element modeling of product structure. The machine modeling is performed using commercial components, thus the product becomes somewhat complex to manufacture, and therefore low cost and easy maintenance. It is presented through a more objective methodology, which seeks more mechanical design, focusing on its structure.

Keywords: Mini Excavators, Excavators. Earthworks. Excavations. Easy mobility.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Equipamento de retro e carregamento frontal.....	15
Figura 2 - Sistema hidraulico de uma escavadeira.....	16
Figura 3 - Esquema de um sistema hidraulico	22
Figura 4 - Resistencia de ponta de alguns solos.....	32
Figura 5 - Resistencia a penetração expressa pelo indice de cone para sistemas de semeadura direta e preparo convencional	33
Figura 6 - Alcances maximos para as mãos para trabalho sentado ou de pé.....	35
Figura 7 - Processo de desenvolvimento de produto	36
Figura 8 - Projeto informacional	37
Figura 9 - Projeto conceitual.....	37
Figura 10 - Desenho industrial de uma mini escavadeira com patente 4612716	43
Figura 11 - Equipamento patenteado US66688471	43
Figura 12 - Equipamento patente EP 0943739 B1	44
Figura 13 - Mini escavadeira Otas.....	45
Figura 14 - Mini escavadeira Cat.....	46
Figura 15 - Função global.....	49
Figura 16 - Funções do produto	49
Figura 17 - Principios de solução C1.....	51
Figura 18 - Principios de solução C2.....	51
Figura 19 - Principios de solução C3.....	52
Figura 20 - Proposta de produto.....	53
Figura 21 - Lateral da proposta e produto	54
Figura 22 - Conjunto do braço.....	57
Figura 23 - Croqui da mini escavadeira no modo de transporte.....	58
Figura 24 - Croqui da mini escavadeira no modo de trabalho	59

Figura 25 - Larguras maximas e minimas no modo de trabalho.....	60
Figura 26 - Sistema de ajuste de largura	61
Figura 27 - Comprimento total do equipamento	61
Figura 28 - Profundidade maxima do equipamento.....	62
Figura 29 - Altura maxima do equipamento	62
Figura 30 - Ferramenta de penetração no solo	63
Figura 31 - Ângulo maximo da caçamba	65
Figura 32 - Ângulo minimo da caçamba	66
Figura 33 - Distancia da força ao ponto de giro do braço.....	67
Figura 34 - Ângulo minimo e maximo do braço	68
Figura 35 - Ângulo minimo e maximo do atuador da lança	71
Figura 36 - Hipotenusa formado pelo atuador e pontos de giro	72
Figura 37 - Angulos maximos e minimos do suporte de giro.....	75
Figura 38 - Curva vazão.....	89
Figura 39 - Curva de potencia.....	90
Figura 40 - Exemplo de aplicação de pinos na lança	93
Figura 41 - Pino do suporte de giro	95
Figura 42 - Malha ferramenta de penetração	97
Figura 43 - Analise de tensão FPS.....	98
Figura 44 - Deslocamento FPS	98
Figura 45 - Deformação FPS.....	99
Figura 46 - Fator de segurança FPS	99
Figura 47 - Malha da caçamba estudo 1	100
Figura 48 - Analise tensao caçamba estudo 1	101
Figura 49 - Analise tensão maxima caçamba estudo 1	101
Figura 50 - Deslocamento caçamba estudo 1	102
Figura 51 - Deformação caçamba estudo 1	103

Figura 52 - Fator segurança da caçamba estudo 1	103
Figura 53 - Malha caçamba estudo 2	104
Figura 54 - Analise tensões caçamba estudo 2.....	105
Figura 55 - Deslocamento caçamba estudo 2	106
Figura 56 - Deformação caçamba estudo 2	107
Figura 57 - Fator de segurança caçamba estudo 2.....	108
Figura 58 - Malha do suporte H.....	109
Figura 59 - Analise de tensão suporte H.....	109
Figura 60 - Deslocamento suporte H.....	110
Figura 61 - Deformação do suporte H.....	110
Figura 62 - Fator de segurança suporte H	111
Figura 63 - Analise de tensão do braço estudo 1	112
Figura 64 - Tensão maxima do braço estudo 1	112
Figura 65 - Deslocamento do braço estudo 1.....	113
Figura 66 - Deformação do braço estudo 1	113
Figura 67 - Fator de segurança do braço estudo 1	114
Figura 68 - Mallha do braço estudo 2.....	114
Figura 69 - Analise de tensao do braço estudo 2	115
Figura 70 - Tensão maxima do braço estudo 2	115
Figura 71 - Deslocamento do braço estudo 2.....	116
Figura 72 - Deformação do braço estudo 2.....	117
Figura 73 - Fator de segurança do braço estudo 2	117
Figura 74 - Malha do braço estudo 3.....	118
Figura 75 - Analise de tensão do braço estudo 3	118
Figura 76 - Tensão maxima do braço estudo 3	119
Figura 77 - Deslocamento do braço estudo 3.....	120
Figura 78 - Deformação do braço estudo 3.....	120

Figura 79 - Fator de segurança do braço estudo 3	121
Figura 80 - Malha do suporte de giro estudo 1	122
Figura 81 - Analise de tensão do suporte de giro estudo 1	123
Figura 82 - Deslocamento do suporte e giro estudo 1	124
Figura 83 - Deformação do suporte de giro estudo 1	125
Figura 84 - Fator de segurança do suporte de giro estudo 1	126
Figura 85 - Malha do suporte de giro estudo 2.....	126
Figura 86 - Analise de tensão do suporte de giro estudo 2	127
Figura 87 - Analise de tensão do suporte de giro estudo 3	128
Figura 88 - Analise de tensão do suporte de giro estudo 4	129
Figura 89 - Malha da lança estudo 1	130
Figura 90 - Analise de tensões da lança estudo 1.....	130
Figura 91 - Analise de tensões máximas da lança estudo 1	131
Figura 92 - Deslocamento da lança estudo 1	131
Figura 93 - Deformação da lança estudo 1	132
Figura 94 - Fator de segurança da lança estudo 2.....	133
Figura 95 - Malha da lança estudo 2	133
Figura 96 - Analise de tensões da lança estudo 2.....	134
Figura 97 - Deslocamento da lança estudo 2.....	134
Figura 98 - Deformação da lança estudo 2	135
Figura 99 - Fator de segurança da lança estudo 2	136
Figura 100 - Malha do chassi	137
Figura 101 - Analise de tensões do chassi.....	137
Figura 102 - Deslocamento do chassi	138
Figura 103 - Deformação do chassi	139
Figura 104 - Fator de segurança do chassi.....	140
Figura 105 - Movimentos de escavação.....	141

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Formulação de Calculo do Problema	18
Tabela 2 - Classificação dos sistemas Hidraulicos.....	21
Tabela 3 - Exemplos de Carga de Euler	23
Tabela 4 - Velocidade Recomendada	27
Tabela 5 - Limites de Escoamento para Reynolds	27
Tabela 6 - Recomendações Para as Alturas das Mãos e dos Olhos	34
Tabela 7 - Especificações mini escavadeira Otas	44
Tabela 8 - Especificações mini escavadeira Cat.....	45
Tabela 9 - Calculo da força da caçamba.....	66
Tabela 10 - Calculo da força do braço	69
Tabela 11 - Massa do conjunto do braço	70
Tabela 12 - Carga total da caçamba	70
Tabela 13 - Distribuição dos pesos	71
Tabela 14 - Calculo da força da lança.....	73
Tabela 15 - Distribuição dos pesos em relação ao suporte de giro.....	74
Tabela 16 - Momento de Inercia do conjunto do braço	74
Tabela 17 - Cálculo da força do suporte de giro.....	76
Tabela 18 - Combinações de vazões	88
Tabela 19 - Cálculo da força das carga no suporte de giro.....	122
Tabela 20 - Movimento dos atuadores hidraulicos	140
Tabela 21 - Cálculo da produção	141

LISTA DE SÍMBOLOS

λ	Comprimento livre de flambagem
η	Rendimento (com vários subscritos)
P	Pressão (com vários subscritos)
D,d	Diâmetro (com vários subscritos)
F	Força (com vários subscritos)
E	Módulos de elasticidade
L	Comprimento (com vários subscritos)
A	Área (com vários subscritos)
v	Velocidade (com vários subscritos)
QB	Vazão da bomba
S	Fator de segurança
σ	Tensão cortante (com vários subscritos)
α, β, γ	Ângulo (com vários subscritos)
M	Momento
g	Modulo de aceleração da gravidade – 9,81 [m/s ²]
V	Volume
m	Massa

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	11
1.1. OBJETIVOS	11
1.1.1. Objetivos gerais	11
1.1.2. Objetivos específicos	12
1.2. JUSTIFICATIVA	12
2. REFERENCIAL TEÓRICO	14
2.1. CARACTERIZAÇÃO DE UMA ESCAVADEIRA	14
2.2. PROJETO DE ENGENHARIA	17
2.2.1. Projeto de máquinas.	17
2.2.2. Formulação e cálculo do problema	18
2.2.3. Projeto e engenharia auxiliados por computador	19
2.3. DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO	21
2.4. RESISTÊNCIA DO SOLO A PENETRAÇÃO.....	31
2.4.1. Ensaio de cone	31
2.4.2. Pressões de penetração no solo	32
2.5. ERGONOMIA	33
3. METODOLOGIA	35
4. PROJETO INFORMACIONAL	38
4.1. DEFINIÇÃO DO ESCOPO DO PRODUTO	38
4.1.1. Escopo do produto	38
4.1.2. Tecnologias e métodos de fabricação disponíveis.....	39

4.1.3.	Padrões e aspectos legais	40
4.1.4.	Produtos similares.....	42
4.2.	IDENTIFICAÇÃO DOS REQUISITOS DOS USUARIOS	46
4.3.	REQUISITOS DO PROJETO	47
4.4.	CONJUNTO DE ESPECIFICAÇÕES DO PRODUTO.....	48
5.	PROJETO CONCEITUAL	48
5.1.	MODELAMENTO FUNCIONAL DO PRODUTO	48
5.2.	PRINCIPIOS DE SOLUÇÃO PARA AS FUNÇÕES	49
5.2.1.	Efeitos físicos e seus respectivos portadores de efeito.....	49
5.3.	DEFINIÇÃO DA ARQUITETURA	53
6.	PROJETO DETALHADO	54
6.1.	DEFINIÇÃO DO PROBLEMA DE PROJETO.....	55
6.2.	DECLARAÇÃO DOS DADOS DE ENTRADA	55
6.3.	HIPÓTESES ASSUMIDAS.....	56
6.4.	DECISÕES PRELIMINARES DE PROJETO	56
6.5.	CROQUIS DO PROJETO	57
6.6.	FORÇA DE PENETRAÇÃO NO SOLO.....	63
6.7.	CÁLCULO DAS FORÇAS DOS ATUADORES	65
6.7.1.	Cálculo da força do atuador da caçamba.....	65
6.7.2.	Cálculo da força do atuador do braço	67
6.7.3.	Calculo da força do atuador da lança.....	70
6.7.4.	Calculo da força do atuador do suporte de giro	74
6.8.	DIMENSIONAMENTO HIDRAULICO.....	77
6.8.1.	Dimensionamento do atuador da caçamba.....	77
6.8.2.	Dimensionamento do atuador do braço	79
6.8.3.	Dimensionamento do atuador da lança.....	82
6.8.4.	Dimensionamento do atuador do suporte de giro	85

6.8.5.	Dimensionamento bomba hidráulica	87
6.8.6.	Dimensionamento do reservatório de óleo	90
6.8.7.	Dimensionamento das mangueiras hidráulicas	91
6.9.	DIMENSIONAMENTO DOS PINOS	93
6.10.	SIMULAÇÃO GRAFICA E ANALISE DAS TENSÕES PELO METODO DOS ELEMENTOS FINITOS (FEA).....	96
6.10.1.	Análise da ferramenta de penetração no solo.....	96
6.10.2.	Análise da caçamba.....	100
6.10.3.	Análise do suporte H.....	108
6.10.4.	Análise do braço	111
6.10.5.	Análise do suporte de giro	121
6.10.6.	Análise da lança.....	129
6.10.7.	Análise do chassi	136
6.11.	CÁLCULO DA PRODUÇÃO.....	140
7.	CONCLUSÕES	143
	REFERÊNCIAS.....	145
	APÊNDICE – Desenho de Engenharia	147
	ANEXO A – Catálogo Atuador hidraulico	16262
	ANEXO B – Catálogo bomba hidraulica.....	163

1. INTRODUÇÃO

O setor de construção civil, vem crescendo consideravelmente nos últimos anos, com base nos programas que atuam no crescimento da economia, sendo eles o Minha Casa Minha Vida e o PAC, onde esse setor (construção civil) responde por 8% do PIB nacional. Os investimentos na Minha Casa Minha Vida (MCMV) foram de R\$ 137 bilhões até o mês de julho de 2014. O PAC (Programa de Aceleração do Crescimento) tem como finalidade a execução de grandes obras em infraestrutura social, logística, urbana e energética, no ano de 2014 o PAC investiu R\$1,066 trilhão. Com isso vem aumentando a venda de bens de Capitais que auxiliam nas construções, sendo um mercado que movimenta bilhões de reais.

A produção de mini escavadeira, serve para ajudar na produção de pequenas construtoras ou outras áreas que necessitem do equipamento, possibilitando uma forma mais rápida e fácil de realizar o trabalho, diminuindo a necessidade de empregados para realizar trabalhos pesados e difíceis.

A mini escavadeira desenvolvida, foi projetada para fácil transporte, podendo ser carregada apenas por um engate em automóveis, com larguras menores que 1 metro para fácil passagem em locais estreitos, possuindo um sistema de regulagem, onde se pode aumentar ou diminuir a largura do equipamento de forma rápida possibilitando o aumento da estabilidade da máquina. Além disso, por ser de menor tamanho acaba sendo um produto mais acessível economicamente em relação aos já comercializados.

1.1. OBJETIVOS

1.1.1. Objetivos gerais

Desenvolver uma mini escavadeira de fácil transporte, destinada aos setores de construção civil, mineração e agrícola, que seja mais acessível para micro e pequenas empresas.

1.1.2. Objetivos específicos

- i. Determinar as forças da caçamba, do braço e da lança;
- ii. Determinar as forças Mínimas que os atuadores hidráulicos devem realizar;
- iii. Projetar sistema hidráulico, dimensionando atuadores, bombas hidráulicas, tubulações e reservatório;
- iv. Projetar as peças e componentes, sendo eles o chassi, braço e a lança;
- v. Determinar componentes comerciais que serão utilizados;
- vi. Determinar os principais esforços que atuam e verificar o comportamento dos componentes através de simulações com software específico de análise de elementos finitos (FEA);
- vii. Apresentar o desenho tridimensional da montagem dos componentes.

1.2. JUSTIFICATIVA

Atualmente, as mini escavadeiras comercializadas no Brasil, não são acessíveis para a maioria das construtoras, uma vez que possuem um preço consideravelmente alto, são pesadas, possuem manutenção complexa e são de difícil transporte, havendo a necessidade de uma carretinha para locomoção para outros canteiros de obras.

Os produtos comercializados são fabricados no Brasil, mas as empresas são multinacionais, assim, o lucro dessas empresas geralmente é levado para fora do país. As principais empresas são a Caterpillar, BobCat, Komatsu, Volvo CE, Doosan e JCB.

Com isso, torna-se necessário o desenvolvimento de um produto inovador, com preço acessível a pequenas empresas, com a intenção de auxiliar no aumento da produção e a facilitar a realização dos trabalhos. É válido comentar que esse produto não é uma ideia inédita, pois na Europa possui várias pessoas físicas

que constroem o equipamento para si próprias, sem a realização de projetos, tornando assim o produto de baixa qualidade.

O desenvolvimento desse produto engloba várias disciplinas apresentadas durante o curso de Engenharia Mecânica, sendo elas: metodologia de projeto, elementos de máquinas, projeto de componentes mecânicos, ciências dos materiais, desenho técnico, desenho de máquinas, hidráulica e pneumática, resistência dos materiais, metrologia e modelagem de sólidos.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1. CARACTERIZAÇÃO DE UMA ESCAVADEIRA

Existem vários tipos de máquinas comercializadas no mercado, elas são chamadas por algumas empresas de “Linha Amarela”. As principais máquinas utilizadas na construção civil da linha amarela são:

- i. Caminhão fora de estrada;
- ii. Escavadeira hidráulica;
- iii. Motoniveladora;
- iv. Pá carregadeira;
- v. Retroescavadeira;
- vi. Rolo compactador;
- vii. Trator de esteiras;
- viii. Motoscraper.

Além desses equipamentos, outros relacionados a eles mas de pequeno porte também fazem parte da linha amarela, como mini escavadeiras e mini carregadeiras.

2.1.1. Terraplenagem

O objetivo dessas máquinas é realizar trabalhos de terraplenagem, onde a “terraplenagem ou movimento de terras como o conjunto de operações necessárias à remoção do excesso de terra para locais onde está esteja em falta, tendo em vista um determinado projeto a ser implantado” (RICARDO,1990, pag. 27), que consiste movimentação de terras ou rochas para realização de posteriores obras no local de trabalho, sendo obras de construção civil, mineração e outros.

Um dos maiores problemas é a seleção do equipamento correto para realizar determinado serviço, para isso deve-se levar em consideração três fatores para a seleção correta, os são destacados por Ricardo (1990, pag. 227) sendo eles fatores naturais, de projeto e econômico, onde fatores naturais dependem da natureza do solo, da topografia e do regime de chuvas, os fatores de projeto envolve

o volume a ser movido e a distância de transporte, os fatores econômicos estão relacionados ao custo unitário do trabalho, gasto com manutenção, com operador e combustível.

2.1.2. Escavadeira

As escavadoras são máquinas providas de um equipamento de retro (balde) ou equipamento de carregamento frontal, destinadas a trabalhos de escavação, terraplanagem, aterros e desaterros, e mais frequentemente, o de abertura de valas para a colocação de tubos de óleos, tubos de descarga de esgotos ou de condutas tubulares em geral, para grandes distâncias (Valdez, 1996, pag. 40).

Na figura 1 é possível ver o equipamento de retro e o equipamento de carregamento frontal.

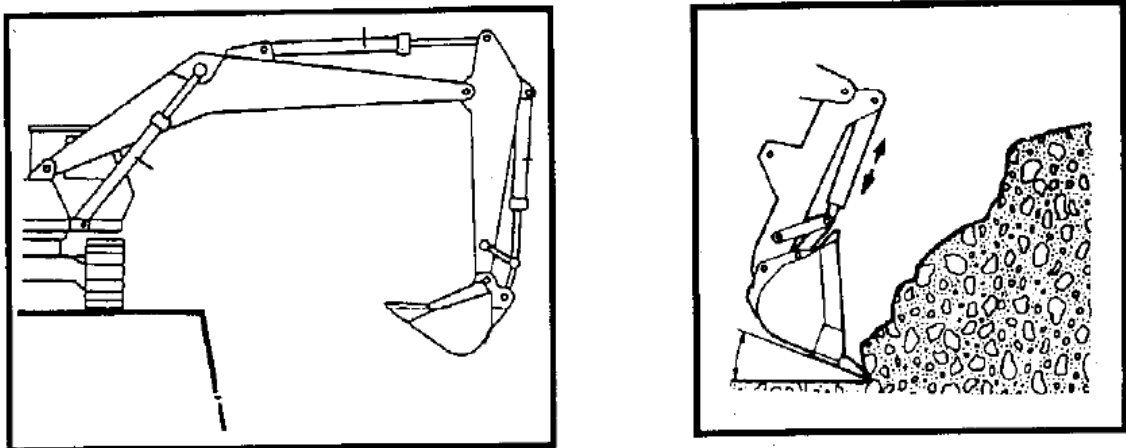


Figura 1 - Equipamento de retro e carregamento frontal
Fonte: Sistemas Hidráulicos – Volume 2 (pag. 40)

A produção de pás carregadeiras segundo Valdez (1996, pag. 41) depende da máquina do tamanho da pá, peso do material e tempo de ciclo, onde a capacidade é considerada fixa, sendo que a inclusão de contrapesos no equipamento aumentará sua capacidade, mas por consequência reduzirá a velocidade e desempenho da máquina que pode ser ruim em alguns casos.

O tamanho da pá é calculada para o peso do material em condições de operação. Possuem duas classificações segundo Valdez (1996, pag. 41), a capacidade rasa e capacidade nominal, onde a capacidade rasa define como o volume de material sendo igual ao volume interno da pá, e a capacidade nominal é a capacidade da pá mais um adicional de material amontoado no topo da carga rasa.

A escavadeira hidráulica segundo Valdez (1996, pag. 43) possui três cilindros hidráulicos, sendo um de elevação, outro de retro e o terceiro de penetração. A figura 2 mostra um circuito de uma escavadeira de grande porte, onde a numeração representa os pedais de movimento, válvula piloto, motor de giro, válvula de comando, válvula neutra de comando, válvula amortecedora do choque, linha de descarga, reservatório hidráulico, filtro de aspiração, filtro hidráulico, linha de aspiração, válvula EHC, válvula solenoide, válvula de retenção, linha de comando da bomba, bomba piloto, linha de comando do motor diesel, motor diesel, filtro de ar e acumulador.

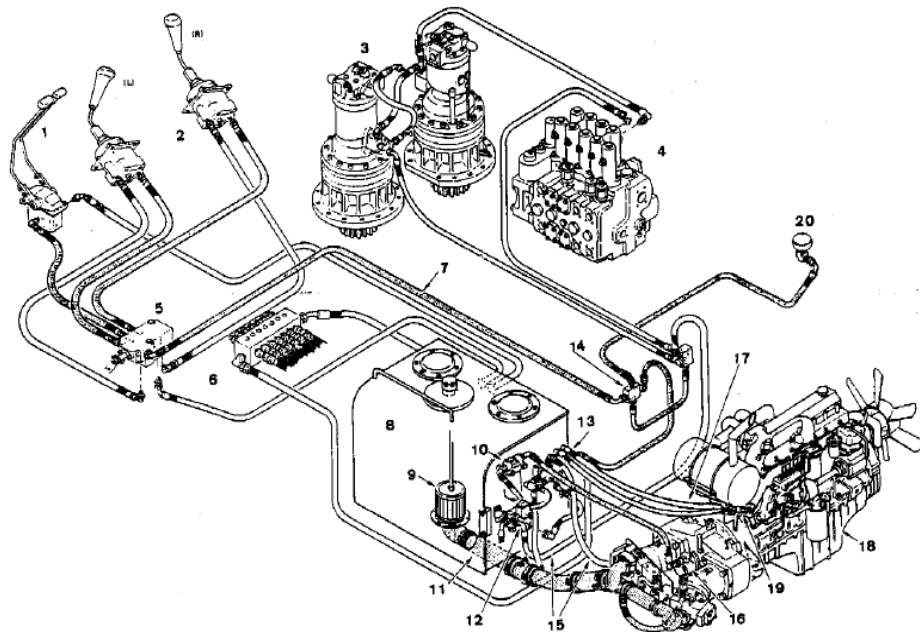


Figura 2 – Sistema Hidráulico de uma escavadeira
Fonte: Sistemas Hidráulicos- Volume 2 (pag. 45)

2.1.3. Manutenção de equipamento de terraplenagem

À medida que a máquina envelhece, devido ao desgaste natural que sofre em sua utilização, a probabilidade de falhas mecânicas aumenta consideravelmente ocasionando paralização frequente para os reparos mecânicos, significando duplo prejuízo, porque, além de deixar de produzir, ela passa a ter despesas de manutenção, o que reduz de forma sensível a sua rentabilidade (Ricardo, 1990, pag. 331).

Segundo Ricardo (1990, pag. 334), para equipamentos de terraplenagem as revisões e inspeções são baseadas por certo número de horas de trabalho.

Os principais defeitos listados por Ricardo (1990, pag. 336) no sistema hidráulico são os movimentos lentos e falta de torque, aquecimento do sistema e pressão anormal.

Lubrificação é de grande importância para as máquinas, onde as principais causas são desgaste, o atrito, a corrosão e a abrasão.

Segundo a revista *Manutenção e Tecnologia* os principais materiais de desgaste nas máquinas de escavação são:

- i. Pontas ou dentes;
- ii. Entredentes ou protetores de borda;
- iii. Capacetes de proteção dos adaptadores ou porta-dentes;
- iv. Adaptadores ou porta-dente;
- v. Protetores laterais;
- vi. Bordas da caçamba;
- vii. Barras de proteção contra desgaste;
- viii. Protetores de canto;
- ix. Revestimento externo da caçamba;
- x. Revestimento interno da caçamba;
- xi. Olhais;
- xii. Buchas;
- xiii. Caixa de torção;
- xiv. Placa lateral;
- xv. Chapa lateral;
- xvi. Laminete.

2.2. PROJETO DE ENGENHARIA

2.2.1. Projeto de máquinas.

O projeto de máquinas trata da “criação de uma máquina que funcione bem, com segurança e confiabilidade” (Norton, 2004, pag. 33). Sendo assim tem o objetivo de dimensionar peças, selecionar materiais e processos de fabricação adequados, prevendo as condições de falhas de cada elemento.

“A máquina pode ser um aparato que consiste em unidades inter-relacionadas, ou um dispositivo que modifica a força ou o movimento” (Norton, 2004, pag.33). As máquinas sempre possuem alguma forma de transferência de energia, com a intenção de realizar um trabalho útil. Assim o engenheiro tem a tarefa de projetar, definindo e calculando os movimento e forças envolvidas, com a intenção de obter as dimensões finais da peça.

2.2.2. Formulação e cálculo do problema

Solucionar os problemas complicados exige uma abordagem organizada. Assim dito por Norton (2013) exige bons hábitos de manutenção de registros e documentação para registro de decisões realizadas durante o período do projeto, que caso haja a necessidade é possível fazer um reprojeito. Na tabela 1, mostra um grupo de subtarefas para formulação e cálculo do problema.

1	Definir o problema		Estágio de definição
2	Declarar os dados		
3	Elaborar hipóteses apropriadas		
4	Decisões preliminares de projeto		Estágio do projeto preliminar
5	Croquis do projeto		
6	Modelos matemáticos		Estágio do projeto detalhado
7	Análise do projeto		
8	Avaliação		
9	Documentar resultados		Estágio da documentação

Tabela 1 - Formulação e Cálculo do problema
Fonte: Norton (2013)

No estágio de definição, Norton (2013) comenta que primeiramente se defina o problema de forma clara num relatório objetivo, onde dados de uma determinada tarefa deverão ser claramente relacionados, acompanhados pelo registro das hipóteses feitas pelo projetista sobre o problema.

No estágio do projeto preliminar Norton (2013) define que algumas decisões devem ser tomadas inicialmente para que o projeto se desenvolva, e que tem observado com frequência que 90% das características de um projeto podem ser determinadas nos primeiros 10% do tempo total do projeto durante o qual essas decisões preliminares de projeto são tomadas. Assim dependendo das decisões

iniciais, pode ocorrer a necessidade de se retorna o projeto no início, para que sua realização seja possível.

Como apresentado por Norton (2013, pag. 9) no estágio do projeto detalhado, é realizado modelos de engenharia, incluindo um modelo do carregamento que consiste de um diagrama de corpo livre que apresentam todas as forças, momentos e torques atuando sobre o elemento de máquina ou sistema e as equações apropriadas para seu cálculo. Assim são encontrados equações de tensão e deflexão, obtendo resultados que são avaliados junto com as propriedades dos materiais.

No estágio de documentação, “a documentação do projeto do elemento de máquina ou do sistema deverá ser completada na forma de desenho de engenharia detalhados, especificações dos materiais e da fabricação” (Norton, 2013). Se todo o projeto for bem organizado, pode se utilizar as etapas anteriores com seus registros desde que estejam claros e precisos.

2.2.3. Projeto e engenharia auxiliados por computador

Aplicativos de CAD permitem que a geometria das peças sejam codificadas em um banco de dados 3D com modelos sólidos. Em um modelo sólido, as arestas e as faces da peça são definidas. A partir dessa informação de 3D, as vistas ortográficas convencionais em 2D podem ser geradas automaticamente se desejado. A principal vantagem de se criar um banco de dados geométrico do modelo sólido em 3D para qualquer projeto é que as informações sobre as propriedades de massa podem ser rapidamente calculadas (Norton, 2013). O CAD é geralmente utilizado apenas no desenho de um componente, podendo ser 2D ou 3D, e com isso gerar relatórios com desenhos técnicos bem dimensionados conforme as normas.

Os sistemas de modelo segundo Norton (2013, pag. 483) sólido geralmente oferecem uma interface para um ou mais programas de análise de elementos finitos (FEA) e permitem transferência direta da geometria do modelo para o programa de FEA para análise de tensão, vibração e transferência de calor. Esse método é um dos mais utilizados para solução de problemas, entretanto há um

risco na sua utilização, eles sempre levam a resultados que podem ser incorretos se não for levado em consideração as fixações, os esforços e a malha da peça.

O CAE (engenharia auxiliada por computador) é a junção do sistema CAD com o método FEA, onde é possível desenhar a peça e rapidamente realizar uma simulação, possuindo a capacidade de solucionar equações.

Norton (2013, pag. 488) sugere que uma malha com elementos maiores é utilizado quando se deseja minimizar o tempo de processamento, e pode ser utilizado em regiões de peças com baixo gradiente de tensão. Entretanto, em locais com concentração de tensão é necessário utilizar uma malha mais refinada para obter melhores resultados.

Uma malha mais grosseira pode ser aplicada inicialmente em um componente, mas o projetista ou analista deve usar conceitos de engenharia baseados na compressão da distribuição de tensão em membros carregados para decidir se aquela região precisa ter uma malha mais fina (Norton, 2013, pag. 488).

Segundo Norton (2013, pag. 492) as condições de contorno tem a função de restringir e nem permitir deformações que não ocorreriam, assim uma restrição física não representa rigidez infinita, mas quando um nó é dito que não pode se mover ele estará fixo e infinitamente rígido. Poderá falhar o processamento quando são impostas poucas condições de contorno, entretanto se for adotado muitas condições de contorno o sistema será extremamente rígido e não será possível obter nenhum resultado satisfatório.

A aplicação de carga funciona parecido com uma condição de contorno, só que é definido valores, tipos e direções de aplicação. Segundo Norton (2013, pag. 502) para se tornar o problema mais real, as cargas devem ser distribuídas em uma pequena porção finita, pois caso a carga fosse aplicado em um único ponto ou nó a tensão local seria infinita. Assim os softwares permitem que a função de carregamento pode ser uniforme em relação ao comprimento ou área, sendo bem distribuídas, ou seguir uma função ou equação definida, além disso permite aplicação de carregamento de pressão sobre a superfície.

2.3. DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO

Possui várias formas de classificar um sistema hidráulico, sendo de acordo com a pressão, com a aplicação, tipo de bomba e por controle de direção. A mais utilizada é a de acordo com a pressão do sistema. Segundo Fialho (2007, pag. 30) se utiliza uma classificação dos sistemas segundo N.F.P.A. (National Fluid Power Association) representado na tabela 2, onde a classificação depende da pressão, sendo que a mais utilizada para linha móbil é o sistema de alta pressão e o de extra-alta pressão.

Pressão		Classificação
Bar	psi	
0 a 14	0 a 203,10	Sistema de baixa pressão
14 a 35	203,10 a 507,76	Sistema de média pressão
35 a 84	507,76 a 1218,68	Sistema de média-alta pressão
84 a 210	1218,68 a 3046,62	Sistema alta pressão
acima de 210	Acima de 3046,62	Sistema de extra-alta pressão

Tabela 2 - Classificação dos sistemas Hidráulico
Fonte: Automação hidráulica – Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos

De acordo com o Fialho (2007, pag. 30) existem diversos tipos de circuitos hidráulicos, mas todos seguem um esquema mostrado na figura 3 basicamente, onde o sistema de geração é formado por reservatório, filtros, bombas, motores e acumuladores, já o sistema de distribuição e controle é formado por válvulas que controlam a vazão, a pressão e direcionamento, o sistema de aplicação de energia é constituído por atuadores e motores hidráulicos.

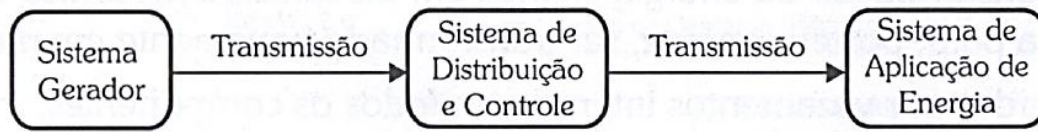


Figura 3 - Esquema de um sistema hidráulico
Fonte: Automação hidráulica – Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos

Os sistemas hidráulicos possuem várias vantagens, como possuir alta força de atuação, serem auto lubrificantes, ter rápida inversão de movimento, serem precisos em relação ao posicionamento e, devido ao óleo ter uma boa condutividade térmica troca facilmente o calor no reservatório. Entretanto, possuem algumas desvantagens, como ter um preço elevado, o óleo é inflamável, além de haver perdas por vazamentos nos componentes devido à alta pressão. Basicamente os sistemas hidráulicos são utilizados quando há necessidade de uma grande força de aplicação, como por exemplo em prensas, escavadeiras e freios.

2.3.1. ATUADORES

Os atuadores hidráulicos são os responsáveis por converter a energia gerada pela bomba hidráulica em energia mecânica. Os atuadores são classificados em duas categorias sendo lineares e rotativos. Os cilindros hidráulicos são responsáveis pelo movimento linear e consiste basicamente de um pistão e de uma haste e o tubo do cilindro.

Para o dimensionamento do cilindro hidráulico deve se ter conhecimento da pressão nominal que é obtida com o tipo de aplicação. Em seguida é possível calcular a pressão de trabalho estimada, que segundo Fialho (2007, pag. 43) é dada pela pressão nominal menos uma perda de carga entre 10% a 15%, onde para sistemas mais simples adota 10%, como mostrado na equação 1.

$$P_{tb} = P_N - 0,10 \cdot P_N$$

Equação 1

- P_{tb} = Pressão de trabalho;
- P_N = Pressão nominal

Através da sua aplicação, sabendo qual a força de avanço que o cilindro vai exercer pode se obter o diâmetro do pistão necessário através da equação 2, sendo que esse diâmetro não é definitivo, é apenas uma referência para escolha de um pistão comercial, assim o pistão comercial deve ser igual ou de maior diâmetro que o calculado.

$$Dp = \sqrt{\frac{4 \cdot Fa}{\pi \cdot Ptb}}$$

Equação 2

Sendo:

- Dp = Diâmetro do Pistão
- Fa = Força de Avanço

Em sequência deve se realizar o dimensionamento da haste pelo critério de Euler para deformação por flambagem, onde vai depender da fixação do cilindro hidráulico no equipamento que é mostrado na tabela 2.

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

Tabela 3 - Exemplos e carga de Euler

Fonte: Automação hidráulica – Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos

Assim o dimensionamento do diâmetro mínimo da haste é dada pela equação 3, onde após o dimensionamento deve se encontrar uma haste com diâmetro comercial que seja igual ou maior que a calculada.

$$dh = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot Fa}{\pi^3 \cdot E}}$$

Equação 3

Sendo:

- dh= Diâmetro da haste
- λ = Comprimento livre de flambagem
- E = Módulo de elasticidade do aço
- S = Coeficiente de segurança (recomendado 3,5)

Já com o dimensionamento da haste é possível calcular a área da coroa que é dada pela equação 4, que se encontra em relação aos diâmetros.

$$Ac = \frac{\pi}{4} (Dp^2 - dh^2)$$

Equação 4

Sendo:

- Ac = Área da coroa

A velocidade de acionamento é um dos responsáveis pela escolha da bomba hidráulica, pois a velocidade está relacionada a com a vazão, a área, deslocamento e o tempo. Assim o projeto hidráulico deve ter a ideia do tempo e do deslocamento que deve efetuar. Onde a velocidade é dada pela equação 5.

$$v = \frac{Lh}{\Delta t}$$

Equação 5

Sendo:

- L_h = Comprimento da haste
- Δt = Tempo de atuação

A vazão do atuador é calculada através da velocidade, e possui a vazão de avanço (Q_a) e a vazão de retorno (Q_r), que é obtido pela equação 6 e 7 respectivamente.

$$Q_a = v_a \cdot A_p$$

Equação 6

$$Q_r = v_r \cdot A_c$$

Equação 7

Sendo:

- A_p = área do pistão
- v_a = velocidade de avanço
- v_r = velocidade de retorno

2.3.2. BOMBA HIDRÁULICA

As bombas hidráulicas tem o objetivo de converter a energia mecânica gerada por um motor em energia hidráulica. As bombas são classificadas em positivas que possuem um fluxo pulsante como bombas hidrostáticas, e não-positivas que possuem um fluxo contínuo com as bombas hidrodinâmicas. As bombas são especificadas através da pressão de operação e de sua vazão. Os principais tipos de bombas que são possíveis de se encontrar no mercado são as de engrenagem, de palheta e pistão, sendo que cada uma possui características para determinadas aplicações.

Para a escolha da bomba no catálogo de um fabricante, será necessário calcular o tamanho nominal da bomba, será preciso encontrar a vazão da bomba em relação ao sistema hidráulico projetado, para que suporte as vazões que os cilindros

hidráulicos necessitam, assim é possível calcular o volume de absorção, momento de torção absorvido e potência absorvida que estão representadas na equação 8, 9 e 10 respectivamente.

$$Vg = \frac{1000 \cdot QB}{n \cdot \eta v}$$

Equação 8

$$Mt = \frac{QB \cdot \Delta P}{100 \cdot \eta_{mh}}$$

Equação 9

$$N = \frac{QB \cdot \Delta P}{600 \cdot \eta t}$$

Equação 10

Sendo:

- Vg = Volume de absorção (cm³/rotação)
- Mt = Torque absorvido [N.m]
- N = Rotação
- ηv = Rendimento volumétrico (0,91 – 0,93)
- η_{mh} = Rendimento mecânico hidráulico (0,82 – 0,97)
- ηt = Rendimento total (0,75-0,9)
- QB = Vazão da bomba (l/min)
- N = Potência absorvida (kW)

Deve-se tomar cuidados na instalação da bomba hidráulica, para manter a vida útil do equipamento. O principal cuidado sobre o alinhamento entre os eixos estão relacionados ao desalinhamento axial ou/e angular, uma maneira de resolver segundo Fialho (2007, pag. 68) é utilizando acoplamentos flexíveis, pois eles funcionam como um fusível, evitando que ocorra danos maiores ao equipamento.

2.3.3. MANGUEIRA HIDRÁULICA

As mangueiras hidráulicas segundo a fabricante Parker tem como objetivo conduzir o fluido, absorver vibrações e dar liberdade de movimento. As mangueiras são formadas pela alma de mangueira, pelo reforço e pela capa, que são responsáveis pela flexibilidade, pela capacidade de suportar pressões e proteger contra possíveis agentes externos que possam danificar o reforço.

Segundo a empresa Parker, são classificadas pela SAE (Society of Automotive Engineers), onde possui vários parâmetros de aplicação, sendo eles a capacidade de pressão dinâmica e estática, a temperatura mínima e máxima de trabalho, a compatibilidade química com o fluido, resistência ao meio ambiente de trabalho, vida útil e raio mínimo de curvatura. Todos esses parâmetros e a pressão de trabalho devem ser utilizadas para seleção correta da mangueira.

O dimensionamento da tubulação deve ser feito para tubulação de pressão, retorno e sucção, onde cada um possui uma velocidade recomendada. Segundo Fialho (2007, pag. 81), para menor perda de carga deve-se garantir um regime laminar do escoamento do fluido onde a tabela 4 mostra as velocidades recomendáveis e a tabela 5 mostra os limites de escoamento para Reynolds. As tabelas só tem funcionalidade se o comprimento da tubulação não for superior a uma dezena de metro, que possuam vazões máxima de 200 l/min e baixas variações de temperatura.

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

Tabela 4 - Velocidades Recomendadas

Fonte: Automação hidráulica – Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos

Limites de Escoamento	
Escoamento Laminar	$Re \leq 2000$
Escoamento Indeterminado	$2000 < Re < 2300$
Escoamento Turbulento	$Re \geq 2300$

Tabela 5 - Limites de escoamento para Reynolds

Fonte: Automação hidráulica – Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos

Afirma Fialho (2007) que a linha de sucção é a tubulação que é responsável pela sucção do fluido do reservatório para a bomba hidráulica, a linha de pressão é logo após a saída da bomba que tem a função de alimentar o sistema com as pressões desejadas, a linha de retorno é a tubulação pela qual o fluido é retirado para o tanque com finalidade de trocar calor e retornar a temperatura desejada.

Assim é possível encontrar o diâmetro mínimo necessário para a tubulação através da equação 11, onde deve ser aplicado para a linha de sucção, pressão e retorno, que após calculado é recomendado encontrar um diâmetro comercial maior para garantir o escoamento laminar.

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot v}}$$

Equação 11

Sendo:

- Q = Vazão máxima do sistema (l/min)
- v = velocidade recomendada (cm/s)
- dt = diâmetro interno do tubo (cm)

2.3.4. RESERVATÓRIO

É no reservatório que se encontra todo o fluido onde “as funções do reservatório são basicamente as do armazenamento do fluido e seu resfriamento por condução e convecção” (Fialho, 2007, pag. 101).

Assim para dimensionar o reservatório o projetista deve levar em consideração o volume mínimo de fluido a ser armazenado e a mínima superfície para troca térmica. Fialho (2007) aconselha que para casos de sistemas hidráulicos pequenos não há necessidade de um reservatório grande, e nem a necessidade de calcular a troca de calor, pois como há poucos componentes não geram tanto calor.

“O volume de fluido armazenado no reservatório deve ser o suficiente para suprir o sistema por um período de no mínimo três minutos antes que haja o seu retorno completando um ciclo” (Fialho, 2007, pag. 101).

Isso indica que o volume do reservatório deve ser três vezes a vazão da bomba calculada, seguindo a equação 12.

$$\text{Volume Res.} \geq 3 \cdot QB$$

Equação 12

2.3.5. VÁLVULAS

As válvulas de controle direcional, segundo Stewart (1994, pag. 219), tem a função de “dirigir o óleo ou ar às várias partes do sistema”, onde possui três categorias de válvula que são de duas, três e quatro vias. Essas válvulas podem ser operadas manualmente, mecanicamente, eletricamente ou por um arranjo piloto.

As válvulas mais utilizadas em escavadeiras é de comando direcional múltiplos, em que o acionamento é feito manualmente através de uma alavanca por joystick pois deve ser sequência e controlada pelo operador. Essas válvulas possuem retorno por mola, onde é possível controlar dois atuadores hidráulicos por alavanca. Essas válvulas permitem a montagem de múltiplas seções, possuindo ótima controlabilidade, melhor controle simultâneo, repetitividade, fadiga do operador reduzida, tamanho reduzido e fácil manutenção.

Válvula de retenção são pequenas quando comparadas com outros componentes, sendo o objetivo segundo Linsinger (2008, pag. 279), o de permitir o escoamento livre de um sentido e bloquear caso o escoamento inverta o sentido, no qual é utilizado uma mola de baixa rigidez dependendo do tipo do obturador (esférico ou cônico), a mola deve ser apenas o suficiente para reassentamento do obturador. Possui vários tipos, havendo em cada um uma aplicação.

Válvulas controladoras de pressão, Linsinger (2008, pag. 231) é importante para o sistema pois com ele é possível controlar a pressão ou limitar, e tendo a função básica de segurança contra sobrecargas no sistemas, e isso pode ser obtido tanto por válvulas e por bomba de deslocamento variável.

Já as válvulas controladoras de vazão, segundo Fialho (2007, pag. 120) “são usadas para regular a velocidade dos atuadores (lineares e rotativos)”, assim é possível determinar a vazão de fluido de trabalho para cada necessidade.

2.3.6. FLUIDO HIDRÁULICO

O fluido hidráulico tem três funções, segundo Stewart (1994, pag. 151) o fluido é um meio transmissor de potência hidráulica, é um meio de lubrificar os componentes do sistema de potência e atuar como um vedador. Além disso ele possui também a função de transferir calor e reduzir a temperatura do sistema. O índice de viscosidade para sistemas hidráulicos é de 90 ou mais, pois o fluido tendo uma alta viscosidade, muda relativamente pouco em relação a temperatura. O fluido possui alguns aditivos e inibidores que prolongam sua vida sendo eles os inibidores de oxidação, inibidores de corrosão, aditivo antidesgaste e antiespumantes. Há três tipos básicos de fluidos, à base de petróleo, fluido de água-glicol e fluido sintético.

O fluido hidráulico deve ter certas qualidades que são exigidas, que segundo Stewart (1994, pag. 152) as principais são:

- a) Evitar a ferrugem nas peças internas;
- b) Evitar a formação de sedimentos;
- c) Reduzir a espuma;
- d) Longa vida útil;
- e) Não deve deteriorar quimicamente;
- f) Resistência à variação de fluxo e temperatura;
- g) Evitar corrosão nas peças;
- h) Não emulsificar com água.

Segundo a fabricante de equipamentos hidráulicos Parker, mais de 75% das falhas que ocorrem são causadas pelo excesso de contaminação, uma vez que essas partículas causam perda de produção, custo com manutenção, troca de fluido e custo no descarte.

O filtro segundo Stewart (1994, pag. 133) tem o propósito de impedir que a sujeira e corpos estranhos atinjam as peças de precisão da bomba e cause danos. Os filtros geralmente se localizam antes da bomba sendo o filtro de sucção, após a bomba sendo o filtro de pressão e na linha de retorno sendo o filtro de retorno.

2.4. RESISTÊNCIA DO SOLO A PENETRAÇÃO

A resistência mecânica de um solo contra a penetração segundo Carolino de Sá (2007) é expressa pelo índice de cone que é utilizada como características de propriedades físicas e mecânicas do solo envolvendo a trafegabilidade, compactação e manejo, sendo que o índice de cone varia em função da densidade aparente, e do conteúdo gravimétrico ou volumétrico de água.

Para determinação do índice de cone é utilizado o penetrometro estático ou dinâmico, como definido por Carolino de Sá (2007) sendo que o estático deve-se ao fato de a sua velocidade ser constante, já o dinâmico possui um custo menor e é realizado através de impactos.

2.4.1. Ensaio de cone

O princípio do ensaio de cone é bastante simples, consistindo na cravação no terreno de uma ponteira cônica (60° de ápice) a uma velocidade constante de 20 mm/s. A seção transversal do cone é normalmente de 10 cm², podendo atingir 15 cm² para equipamentos robustos, de maior capacidade de carga (Schnaid,2000)

“O equipamento de cravação consiste de uma estrutura de reação sobre a qual é montado um sistema de aplicação de cargas. Sistemas hidráulicos são normalmente utilizados para essa finalidade” (Schnaid,2000)

Segundo Schnaid (2000) o cone de penetração mede a resistência da ponta de penetração, e o atrito lateral, podendo obter uma razão de atrito que ajuda na identificação do solo, dos seus depósitos de argila, areia ou silte argiloso.

As medidas contínuas de resistência ao longo da profundidade, associadas a extrema sensibilidade observada na monitoração das poro-pressões, possibilita a identificação precisa de camadas de solos, podendo-se por exemplo detectar camadas drenantes delgadas de poucos centímetros de espessura (Schnaid,2000).

A figura 4 apresenta a resistência de ponta de alguns tipos de solos, onde é possível observar que a areia compacta é a mais difícil de penetrar.

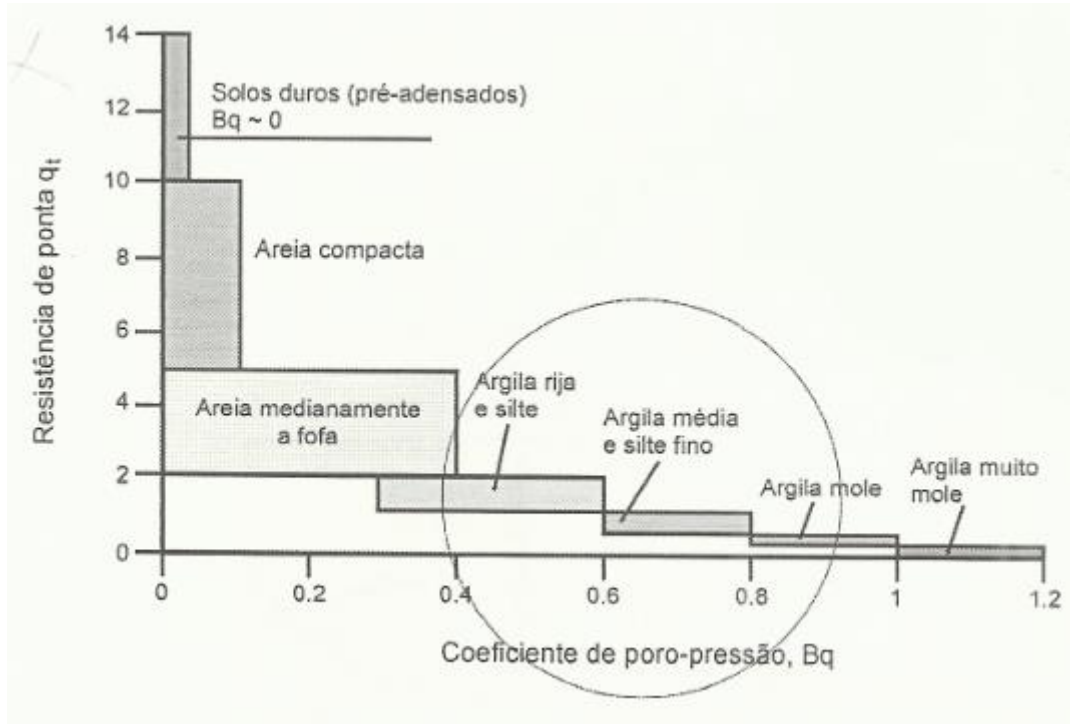


Figura 4 - Resistência de ponta de alguns solos
Fonte: Ensaio de Campos e Suas Aplicações à Engenharia de Fundações (Schnaid, 2000).

2.4.2. Pressões de penetração no solo

Em vários trabalhos foram apresentadas a relação de pressão de penetração com a profundidade, em vários solos encontrados no território brasileiro, tendo eles uma pressão entorno de 4 MPa. Os maiores valores encontrados foram obtidos pela EMBRAPA (Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária), os quais foram adquiridos em Planaltina, DF, onde foi realizado dois estudos um para sistema de semeadura direta e outro para preparo convencional. Os resultados estão representados na figura 5.

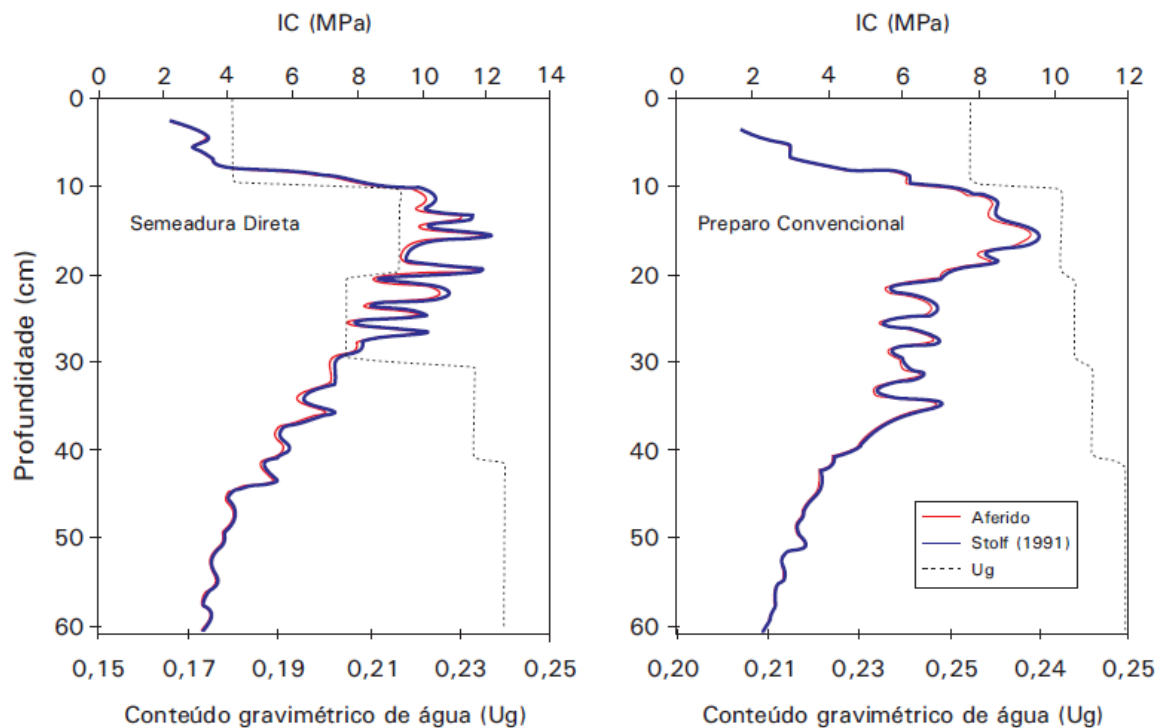


Figura 5 – Resistência a penetração expressa pelo índice de cone, para sistema de semeadura direta e preparo convencional.

Fonte: Considerações Teóricas sobre o Cálculo da Resistência Mecânica do Solo à Penetração Determinada com Penetrometros Dinâmicos (Carolino de Sá, 2007).

As maiores resistências pressão de penetração são de 12 MPa, principalmente nos primeiros 30 cm do solo, pois é onde ocorre compactação causado pelo movimento de máquinas e raízes de plantas. A partir de 30 cm a resistência pressão de penetração começa a reduzir em relação a profundidade. Alguns dados apresentado por Schnaid (2000) mostra que a resistência do solo vai depender do tipo do solo, então em grande profundidade pode possuir elevadas resistências a penetração.

2.5. ERGONOMIA

“A ergonomia é uma ciência aplicada ao projeto de máquinas, equipamentos, sistemas e tarefas, com objetivo de melhorar a segurança, saúde, conforto e eficiência do trabalho” (Weerdmeester, 2004, pag.1). A ergonomia estuda a postura durante o trabalho, seus movimentos para realização de tarefas, tem a função de solucionar problemas que podem causar acidentes.

A postura e o movimento do corpo é de grande importância, pois através deles é possível encontrar um modo de trabalho adequado para determinada tarefa. A antropometria “ocupa-se das dimensões e proporções do corpo humano” (Weerdmeester,2004, pag.10). Assim possui várias tabelas de medidas para vários países que ajudam no projeto do equipamento.

Segundo Weerdmeester (2004) as posturas básicas são a sentada, em pé ou a combinação sentado/em pé. Posições sentadas apresenta vantagens em relação a em pé, o corpo fica melhor apoiado e se torna menos cansativa, entretanto atividades que exigem maior força ou grandes movimentos do corpo são melhores executadas em pé.

Weerdmeester (2004) comenta que quando sentado, quando a coxa está bem apoiada no assento e os pés se apoiam no chão, é considerado uma altura boa para assento. O região lombar deve ser bem apoiada, o encosto deve ter uma altura de 40 a 50 cm.

O uso de uma cadeira adequada não garante uma postura correta, sendo que a altura da superfície de trabalho tem grande importância. Assim “a altura da superfície de trabalho deve ser determinada pelo compromisso entre a melhor altura para as mãos e a melhor posição para os olhos” (Weerdmeester,2004, pag.15), em muitos casos uma superfície baixa descansa os braços possibilitando mais movimentos. A tabela mostra algumas recomendações para as alturas das mãos e dos olhos, na postura sentada.

Tipos de tarefa	Altura da superfície de trabalho
Uso dos Olhos: muito Uso das mãos e braços: pouco	10 a 30 cm abaixo da altura dos olhos
Uso dos Olhos: muito Uso das mãos e braços: muito	0 a 15 cm acima da altura do cotovelo
Uso dos Olhos: pouco Uso das mãos e braços: muito	0 a 30 cm abaixo da altura do cotovelo

**Tabela 6 - Recomendações para as alturas das mãos e dos olhos.
Fonte: Ergonomia Prática – Weerdmeester (2004, pag. 16)**

Em alguns casos “é aconselhável colocar um apoio para os pés, pois se a altura da superfície não for ajustável como no caso de máquinas, para permitir

mudanças de postura” (WEERDMEESTER, 2004), pois isso ajuda durante a operação do equipamento, para que o operador não canse rapidamente.

Segundo WEERDMEESTER (2004) a máquina deve ser projetada para evitar a manipulação de ferramentas, controles e peças fora do alcance, assim deve se encontrar dentro de um envoltório tridimensional de alcance dos braços. Assim as operações mais importantes devem encontrar-se dentro de um raio aproximado de 50 cm a partir da articulação do braço com o ombro. A figura 6 mostra os alcances máximos das mãos.

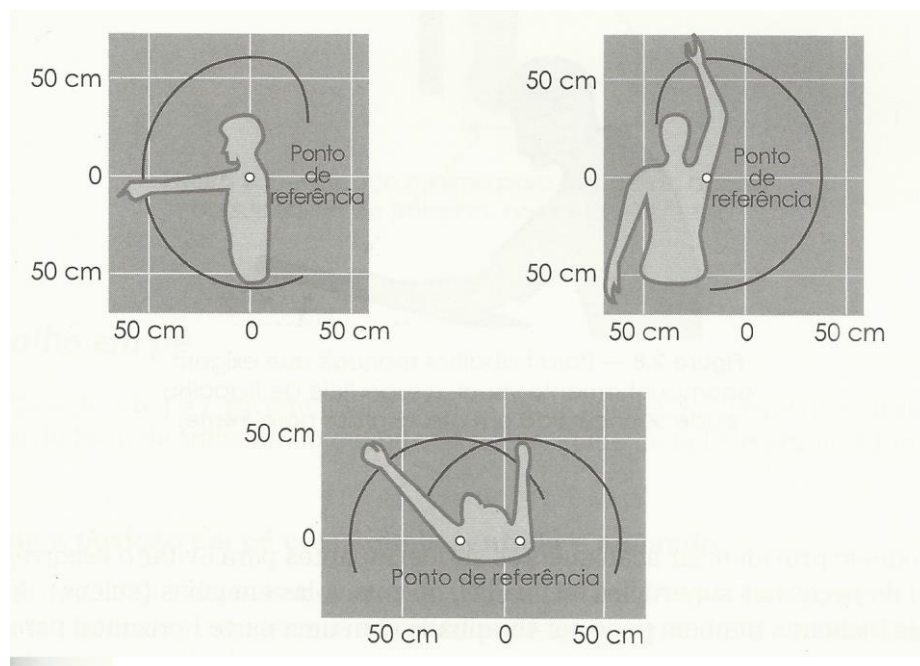


Figura 6 - Alcances máximos para as mãos para trabalho sentado ou de pé
Fonte: Ergonomia Prática – Weerdmeester (2004, pag. 17)

3. METODOLOGIA

A metodologia de projeto utilizada para o desenvolvimento do produto é sugerida por Rozenfeld (2006). No seu método ele apresenta que o processo de desenvolvimento de um produto pode ser dividido em pré-desenvolvimento, desenvolvimento e pós-desenvolvimento, onde cada um possui subdivisões conforme mostrado na figura 7.

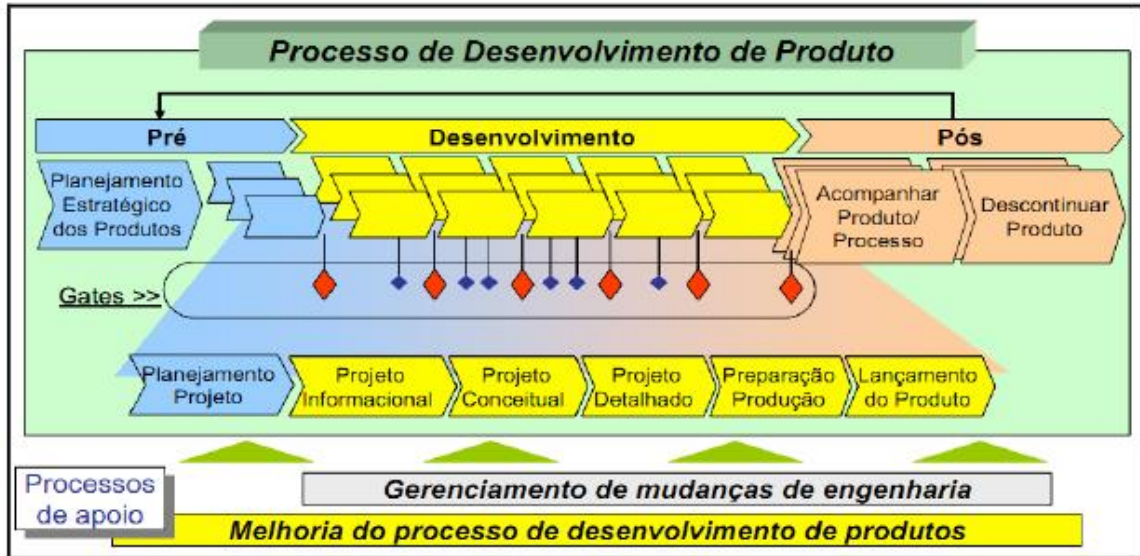


Figura 7 - Processo de Desenvolvimento de Produto
Fonte: Rozenfeld (2006)

No projeto do produto desenvolvido neste TCC, será utilizado apenas as três primeiras fases do desenvolvimento, sendo elas Projeto Informacional (PI), Projeto Conceitual (PC) e Projeto Detalhado (PD). Outras etapas subsequentes não serão abordadas.

Apesar da fase de planejamento do projeto não aparecer no trabalho, ela foi executada através de brainstorming, onde foi possível discutir detalhes técnicos do produto, das situações que o equipamento deve suportar e da aparência do produto pensando no cliente final.

No projeto informacional será abordado apenas alguns itens, sendo eles o escopo do produto, as tecnologias e métodos de fabricação disponíveis, padrões e aspectos legais, produtos concorrente e similares, requisitos de projeto e especificações meta do produto. O projeto informacional completo está exposto na figura 8.

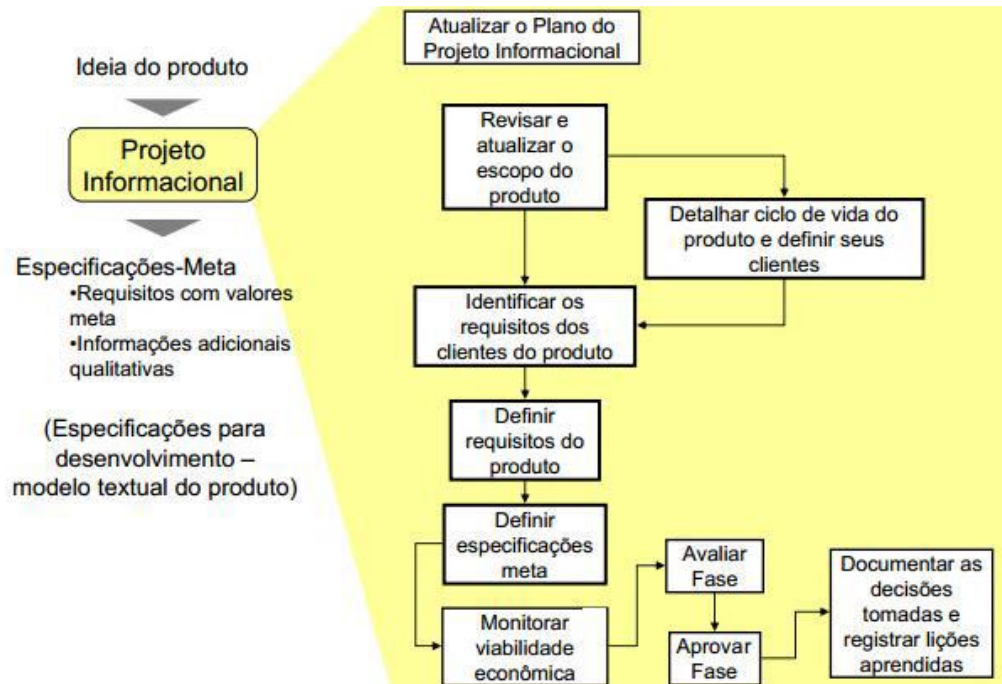


Figura 8 - Projeto Informacional
Fonte: Rozenfeld (2006)

No projeto conceitual será realizado um modelo funcional do protótipo, desenvolvimento de princípios de solução para as funções e definição da arquitetura, sendo estes apenas alguns dos itens apresentados por Rozenfeld (2006) como mostra a figura 9.

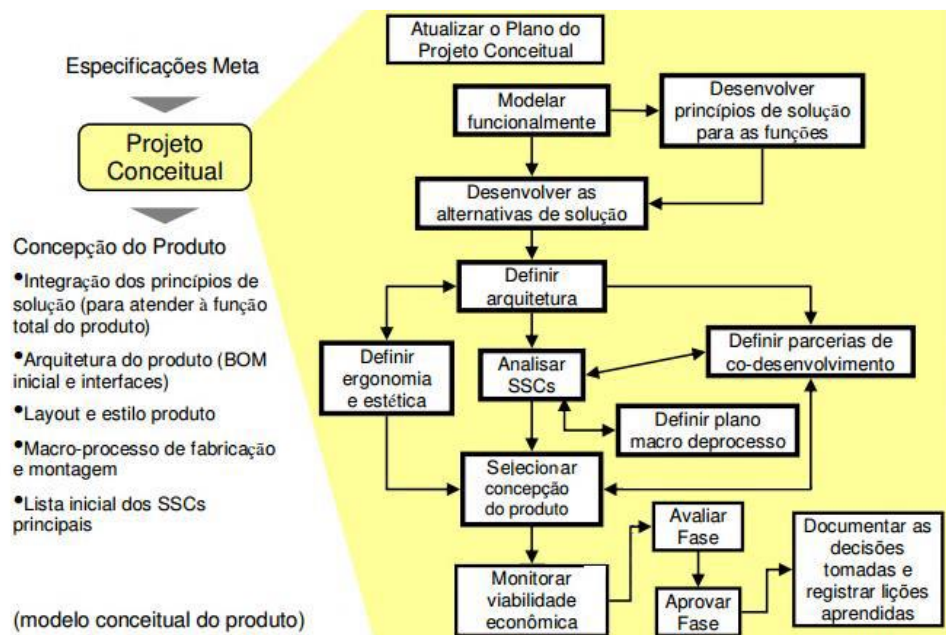


Figura 9 - Projeto Conceitual
Fonte: Rozenfeld (2006)

O projeto detalhado vai envolver o projeto do equipamento, onde é realizado o projeto propriamente dito de engenharia mecânica, calculando força de penetração, força dos atuadores hidráulicos, dimensionamento hidráulico e análise da simulação de esforços na estrutura.

Sendo assim este trabalho utilizará a metodologia apresentada, no qual terá mais foco no projeto detalhado, mais envolver todas as etapas para o desenvolvimento do produto, trazendo a solução de um problema até o projeto do equipamento, pensando na eficiência da máquina e seguindo normas regulamentadoras. O trabalho não apresentará as etapas de protótipo e teste, bem como produção, pois para realizar o protótipo de uma máquina hidráulica necessita-se de um apoio financeiro, e os componentes hidráulicos tem um custo relativamente alto.

4. PROJETO INFORMACIONAL

O projeto informacional auxiliam no desenvolvimento de um produto através de especificações-meta onde oferecem um suporte sobre os critérios de avaliação utilizados e na tomada de decisão que serão tomadas durante o percorrer do projeto (ROZENFELD et al, 2006).

4.1. DEFINIÇÃO DO ESCOPO DO PRODUTO

4.1.1. Escopo do Produto

O objetivo é desenvolver uma mini escavadeira para construção civil com a função de movimentação de terra, abertura de valetas para passagem de tubulações, auxílio na fabricação de fundações de casas, auxílio na instalação de piscinas entre outras.

A mini escavadeira deverá ser de fácil fabricação, utilizando perfis de aço, componentes hidráulicos entre outros, que são facilmente encontrados no mercado,

aproveitando o comércio e a fácil distribuição de peças para veículos e máquinas agrícolas.

O equipamento será desenvolvido para fácil transporte, sem a necessidade de implementos rodoviários, sendo possível transportá-la apenas usando um veículo que possua um engate de reboque, além disso, terá uma regulagem de largura, possibilitando que o equipamento passe facilmente por lugares estreitos com um metro de largura, e ajuda da estabilidade contra tombamento.

4.1.2. Tecnologias e Métodos de Fabricação Disponíveis

A escavadeira é composta pelo seu braço de escavação, pelo chassi e pelo sistema hidráulico. O braço possui um conjunto de peças, sendo a lança, o braço, a caçamba, parafusos, pinos, buchas, entre outros. O chassi é formado pelo sistema de potência, pinos, sapatas, rodas, entre outros. O sistema hidráulico possui cilindros hidráulicos, válvula direcional, bomba, reservatório, mangueiras, entre outros

As tecnologias para fabricação são simples e bastante utilizadas em metal mecânica, sendo elas usinagem, corte, dobra e soldagem. Para realizar esses processos de fabricação, há uma grande quantidade de máquinas disponíveis no mercado. Esses processos de fabricação dependerão de mão de obra qualificada, necessitando assim de prévio treinamento para a realização do trabalho.

As tecnologias necessárias e métodos de fabricação necessários são o processo de usinagem utilizando tornearia, fresamento, furação e corte de perfis; o tratamento térmico de superfícies aplicadas em pinos; o processo de soldagem utilizado para unir permanentemente componentes entre chapas e tubos, para formação de peças mais complexas; o processo de Conformação de chapas será utilizado principalmente na fabricação da caçamba onde será feito a calandragem e dobra de chapas; a tecnologia hidráulica para dimensionamento de atuadores e bombas e também para instalação de seus componentes como mangueiras; e a

análise por elementos finitos que será aplicado na lança, braço, caçamba, FPS e Suporte H avaliando as tensões e deformações causadas pelas cargas.

4.1.3. Padrões e Aspectos Legais

As Normas Regulamentadoras pertinentes que o projeto deve seguir são:

- NR 11 - Transporte, Movimentação, Armazenagem e Manuseio de Materiais;
- NR 12 - Máquinas e Equipamentos;
- NR17 – Ergonomia;
- NR 26 - Sinalização de Segurança.

São citados a seguir itens dessas normas pertinentes ao projeto:

- 11.1.3 Os equipamentos utilizados na movimentação de materiais, tais como ascensores, elevadores de carga, guindastes, montacarga, pontes-rolantes, talhas, empilhadeiras, guinchos, esteiras-rolantes, transportadores de diferentes tipos, serão calculados e construídos de maneira que ofereçam as necessárias garantias de resistência e segurança e conservados em perfeitas condições de trabalho;
- 12.38. As zonas de perigo das máquinas e equipamentos devem possuir sistemas de segurança, caracterizados por proteções fixas, proteções móveis e dispositivos de segurança interligados, que garantam proteção à saúde e à integridade física dos trabalhadores;
- 12.47. As transmissões de força e os componentes móveis a elas interligados, acessíveis ou expostos, devem possuir proteções fixas, ou móveis com dispositivos de intertravamento, que impeçam o acesso por todos os lados;

- 12.56. As máquinas devem ser equipadas com um ou mais dispositivos de parada de emergência, por meio dos quais possam ser evitadas situações de perigo latentes e existentes;
- 12.77. Devem ser adotadas medidas adicionais de proteção das mangueiras, tubulações e demais componentes pressurizados sujeitos a eventuais impactos mecânicos e outros agentes agressivos, quando houver risco;
- 12.116. As máquinas e equipamentos, bem como as instalações em que se encontram, devem possuir sinalização de segurança para advertir os trabalhadores e terceiros sobre os riscos a que estão expostos, as instruções de operação e manutenção e outras informações necessárias para garantir a integridade física e a saúde dos trabalhadores;
- 12.125. As máquinas e equipamentos devem possuir manual de instruções fornecido pelo fabricante ou importador, com informações relativas à segurança em todas as fases de utilização;
- 17.3.2. Para trabalho manual sentado ou que tenha de ser feito em pé, as bancadas, mesas, escrivaninhas e os painéis devem proporcionar ao trabalhador condições de boa postura, visualização e operação e devem atender aos seguintes requisitos mínimos: a) ter altura e características da superfície de trabalho compatíveis com o tipo de atividade, com a distância requerida dos olhos ao campo de trabalho e com a altura do assento; b) ter área de trabalho de fácil alcance e visualização pelo trabalhador; c) ter características dimensionais que possibilitem posicionamento e movimentação adequados dos segmentos corporais;
- 26.1.1 Devem ser adotadas cores para segurança em estabelecimentos ou locais de trabalho, a fim de indicar e advertir acerca dos riscos existentes.

Segundo o INMETRO a RESOLUÇÃO N.º 197 DE 25 DE JULHO DE 2006 regulamenta o dispositivo de acoplamento mecânico para reboque (engate) utilizado em veículos com PBT de até 3.500kg e dá outras providências.

Segundo as resoluções da ABNT:

- **NBR10961** - Estabelece os requisitos e os métodos de ensaio para todos os eixos veiculares de caminhões, caminhões-tratores, ônibus, reboques e semi-reboques, incluindo eixo direcional, auto direcional e eixo veicular auxiliar;
- **NBR6743** - Estabelece os requisitos para adaptação dos caminhões e caminhões-tratores, originalmente equipados com dois eixos veiculares para instalação do eixo veicular auxiliar, visando atender aos princípios de boa técnica e à manutenção da necessária segurança do trânsito, da adequada durabilidade e do bom desempenho do chassi e de seus componentes;

4.1.4. Produtos Similares

A indústria de máquinas para construção no Brasil é diversificada e composta basicamente por grandes grupos multinacionais. A exceção é a Randon, empresa brasileira que atua em diversos segmentos, como o de implementos rodoviários e autopeças. No ramo de máquinas para construção e mineração, produz retroescavadeiras e caminhões fora de estrada. A Caterpillar é a líder de mercado na linha amarela.

Através de pesquisa realizada pelo INPI, pode se observar que não há equipamento semelhante com registro no Brasil, mas possui patente de produtos similares em outros países, com características de pequeno porte e baixo custo. A figura 10 mostra o desenho industrial de uma mini escavadeira, sob o número de patente 4612716, que possui uma fácil mobilidade, porém, baixa produtividade.

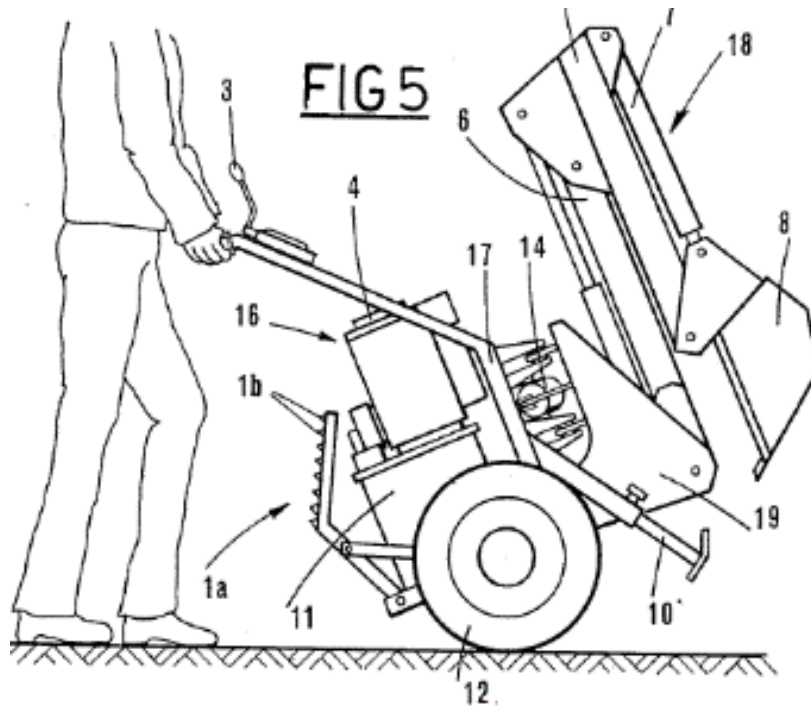


Figura 10 - Desenho industrial de uma mini escavadeira com patente 4612716

A Figura 11 mostra mais um equipamento patenteado com número US 6668471 B1, registrada em 2013, onde apresenta uma mini escavadeira que possui uma fácil mobilidade por possuir um engate de veículo e por possuir propulsão nas suas rodas dianteiras, assim elevando o preço do equipamento.

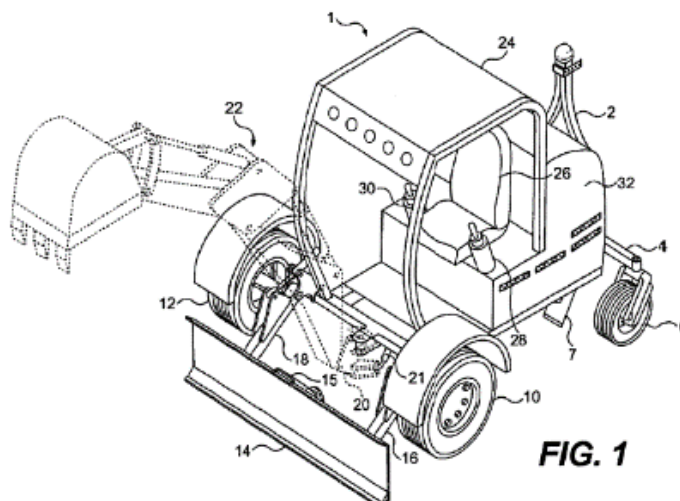


Figura 11 - Equipamento patenteado US6668471 B1

A figura 12 apresenta uma patente de número EP 0943739 B1, a qual possui características mais elevadas, pois elas possuem maior força de escavação, maior produção, e que atualmente as mais encontradas no mercado, entretanto,

possuem um preço bem elevado e baixa mobilidade, o que torna difícil o transporte para longas distâncias.

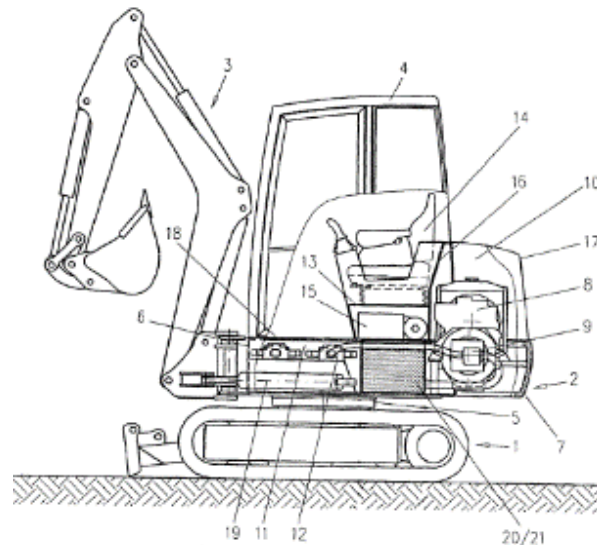


Figura 12 - Equipamento patente EP 0943739 B1

Alguns produtos similares são encontrados em outros países para venda, sendo alguns de fabricação caseira, estando estes representados nas figuras seguintes. A figura 13 mostra uma mini escavadeira da marca Otas S.R.O. desenvolvido na Europa. Suas especificações estão representadas na tabela 7.

Nome da fabrica	Otas
Modelo da Maquina	MR-K14
Site da empresa	http://www.otas.cz/index_en.html
Especificações Tecnicas	
Peso da maquina	0,75 ton
Motor	14 HP
Combustivel	Gasolina
Refrigeração	Ar
Sistema hidraulico	
Vazão da bomba	22 L/min
Pressão de Trabalho	160 bar
Caçamba	
Força de escavação	15 kN
Velocidades	
Velocidade da escavadeira	5 km/h
Velocidade de reboque	40 km/h
Dimensoes	
Largura	800 mm
Comprimento de Transporte	3300 mm

Tabela 7 - Especificações Mini escavadeiras Otas



Figura 13 - Mini escavadeira Otas

Mais um produto superior, mas similar, é o da empresa norte americana Caterpillar, que apresenta várias características em relação a força e passagem em lugares estreitos, as especificações técnicas estão apresentadas na tabela 8 , e na figura 14 é possível ver o equipamento produzido pela empresa.

Nome da fabrica	Caterpillar
Modelo da Maquina	300.9D
Site da empresa	http://www.cat.com/
Especificações Técnicas	
Peso da maquina	985 kg
Motor	9,6 kW
Combustivel	Diesel
Refrigeração	Água
Sistema hidraulico	
Vazão da bomba	11,4 L/min
Pressão de Trabalho	170 bar
Caçamba	
Força de escavação	8,9 kN
Velocidades	
Velocidade da escavadeira	1,8 Km/h
Dimensoes	
Largura	2746 mm
Comprimento de Transporte	3300 mm

Tabela 8 - Especificações mini escavadeira Cat



Figura 14 – Mini escavadeira Cat

Fonte : http://www.cat.com/pt_BR/products/new/equipment/excavators/mini-excavators/18099279.html

4.2. IDENTIFICAÇÃO DOS REQUISITOS DOS USUARIOS

Através de algumas informações obtidas com profissionais da área da construção, foi possível perceber que as escavações são realizadas dependendo do serviço contratado, sendo muito utilizadas para fazer valetas para a colocação de dutos e fundações de construções civis. As escavações são feitas também com a intenção de movimentação de terra, as mini escavadeiras são bastante utilizadas para escavar buracos para piscinas. Conforme a necessidade da quantidade de terra que deve ser movimentada, é escolhido o melhor equipamento para se realizar o serviço. Em relação a utilização dos equipamentos de terraplenagem, estes possuem aplicação na construção civil, na jardinagem, na agricultura e em mineração.

A vida útil do equipamento é medida em horas, ela dependerá do local onde o equipamento é utilizado e de como é feita sua manutenção, porém, muitas vezes o equipamento se encontra longe das oficinas onde são realizadas suas manutenções, sendo assim, são realizadas manutenções de emergência apenas para que o equipamento volte a funcionar. Apesar das dificuldades de manutenção, os equipamentos pesados tem uma vida média de 2 anos, quando muito utilizada.

O equipamento deve ter uma produtividade eficiente, ser de fácil operação, manutenção, e movimentação, além de ter baixo consumo de combustível. Na área de construção de casas ou construções pequenas, há uma maior necessidade de máquinas de pequeno porte, já na construção de barracões deve-se ter uma máquina de grande porte para agilizar o serviço.

Em relação à substituição de máquinas de pequeno porte pelas de grande porte, em alguns casos até pode ocorrer quando houver um controle do tempo, mas pode ocorrer imprevistos como chuva, por exemplo, que atrasa a obra. Em vista disto, às vezes é necessário alugar equipamentos de grande porte, mas em pequenas construções geralmente são utilizadas mini escavadeiras.

A manutenção é realizada conforme os manuais fornecidos pelo fabricante, mas como na maioria das vezes as máquinas são alugadas, as locadoras se encarregam de fazer a manutenção. Ocorre muito o desgaste dos pinos e dos dentes da caçamba. Outro problema é o vazamento de óleo hidráulico e a quebra de mangueiras hidráulicas. A pintura do equipamento tem pouca durabilidade.

Levar a máquina da garagem até o canteiro de obras deve ser realizado em implementos rodoviários, quando muito grande, ou em caminhões ou carretinhas com engate no carro para máquinas de menor porte. Esse é um problema, pois além de pagar o aluguel da máquina, temo-se que pagar o transporte até o canteiro de obras, que em alguns casos se localizam em outras cidades.

Atualmente os equipamentos para pequenas construtoras são geralmente alugados, pois é um bem de capital muito elevado, qualquer escavadeira de grande porte custa em torno de 300 mil reais, já uma mini escavadeira custa 100 mil, e no caso é necessário comprar um implemento para transportar o equipamento.

4.3. REQUISITOS DO PROJETO

Os principais requisitos do produto são o desempenho, vida útil em serviço, transporte, ergonomia, tamanho, peso, baixo custo, fácil operação, eficiência, aparência e acabamento. O requisito de baixo custo será cumprido utilizando perfis de aço e peças automotivas, o requisito transporte será projetado

para engate em veículos e, para fácil manutenção será utilizado peças comerciais e o mínimo de componentes para realizar o trabalho.

4.4. CONJUNTO DE ESPECIFICAÇÕES DO PRODUTO

Levando em consideração as tecnologias e conhecimentos disponíveis, e a necessidade dos possíveis clientes, as especificações do produto são:

- Produto de baixo custo;
- Fácil manutenção;
- Produção de 1,5 ton/h;
- Fácil operação do equipamento;
- Equipamento de fácil transporte;
- Profundidade de escavação de no mínimo 1,5 metros;
- Alcance de 2 metros;
- Largura ajustável com mínimo de 1 metro;

5. PROJETO CONCEITUAL

O projeto conceitual é realizado após o projeto informacional, onde são utilizados os dados obtidos para começar a criar um conceito para o produto, ajudando na solução de problemas. Assim, no final dessa etapa é obtido um modelo conceitual que será exposto e, através dele, o projeto detalhado será realizado.

5.1. MODELAMENTO FUNCIONAL DO PRODUTO

A fim de esclarecer melhor a função global do produto foi desenvolvido o diagrama apresentado abaixo, o qual representa as entradas e saídas das funções do produto, exposta na figura 15.

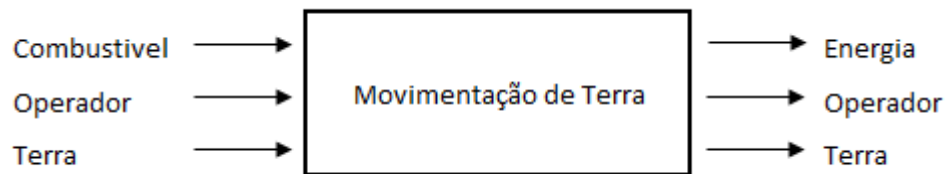


Figura 15 - Função global
Fonte: O autor.

Neste item será apresentado também a figura 16, a qual tem como objetivo desdobrar a função global, de forma a satisfazê-la em conjunto com as particularidades do funcionamento da máquina.

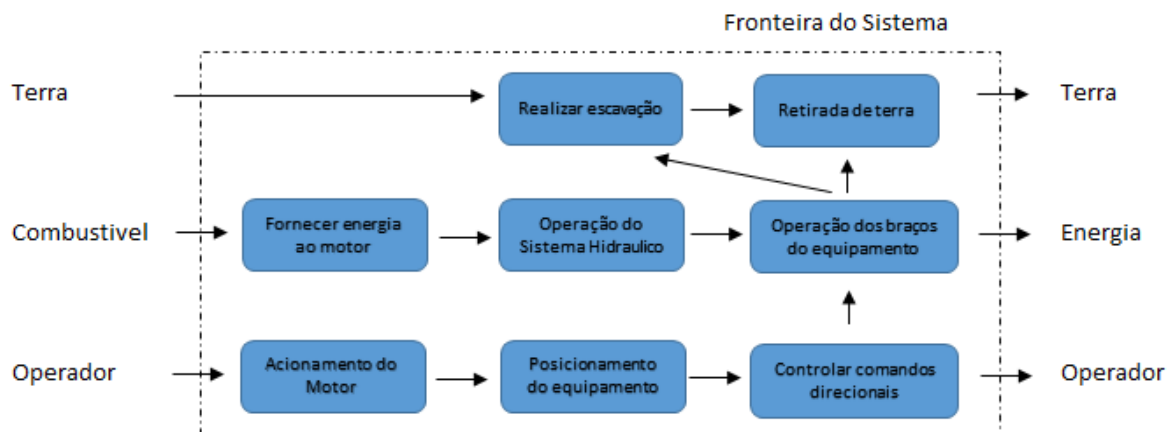


Figura 16 - Funções do produto
Fonte: O autor.

5.2. PRINCIPIOS DE SOLUÇÃO PARA AS FUNÇÕES

5.2.1. Efeitos Físicos e seus Respetivos Portadores de Efeito

As funções apresentadas anteriormente, possuem vários princípios de solução, assim, segue abaixo uma lista das funções levadas em consideração com seus respectivos portadores de efeito, onde estão codificadas para melhor análise.

- i. F-1 Fornecer energia ao motor
 - FEM – 1: Gasolina
 - FEM – 2: Diesel

- ii. F-2 Acionamento do motor
 - AM – 1: Partida Manual
 - AM – 2: Partida Elétrica

- iii. F-3 Posicionamento do equipamento
 - PE – 1: Manual
 - PE – 2: Esteira
 - PE – 3: Engate automotivo

- iv. F-4 Controlar comandos direcionais
 - CCD – 1: Controle por alavancas
 - CCD – 2: Controle por joystick

- v. F-5 Operação do sistema hidráulico
 - OSH – 1: Baixa pressão
 - OSH – 2: Media pressão
 - OSH – 3: Alta pressão

- vi. F-6 Operação dos braços do equipamento
 - OBE – 1: Atuadores hidráulicos
 - OBE – 2: Cabos de aço

- vii. F-7 Realizar escavação
 - RE – 1: Ferramenta de alta penetração
 - RE – 2: Ferramenta para corte de raízes
 - RE – 3: Ferramenta para rompimento do solo

- viii. F-8 Retirada de terra
 - RT – 1: Caçamba com boca frontal

- RT – 2: Caçamba com boca traseira

Para compreender como o equipamento pode ser construído, foi elaborado uma matriz morfológica que mostra três combinações possíveis, apresentados na figura 17, figura 18 e figura 19, havendo na lateral uma tabela das soluções escolhias para cada função.

Funções		Princípios de Soluções		
		1	2	3
i	F-1	FEM - 1	FEM - 2	
ii	F-2	AM - 1	AM - 2	
iii	F-3	PE - 1	PE - 2	PE - 3
iv	F-4	CCD - 1	CCD - 2	
v	F-5	OSH - 1	OSH - 2	OSH - 3
vi	F-6	OBE - 1	OBE - 2	
vii	F-7	RE - 1	RE - 2	RE - 3
viii	F-8	RT - 1	RT - 2	

C1
FEM - 1
AM - 1
PE - 3
CCD - 1
OSH - 3
OBE - 1
RE - 1
RT - 2

Figura 17 - Princípios de solução C1

Fonte: O autor.

Funções		Princípios de Soluções		
		1	2	3
i	F-1	FEM - 1	FEM - 2	
ii	F-2	AM - 1	AM - 2	
iii	F-3	PE - 1	PE - 2	PE - 3
iv	F-4	CCD - 1	CCD - 2	
v	F-5	OSH - 1	OSH - 2	OSH - 3
vi	F-6	OBE - 1	OBE - 2	
vii	F-7	RE - 1	RE - 2	RE - 3
viii	F-8	RT - 1	RT - 2	

C2
FEM - 2
AM - 2
PE - 3
CCD - 2
OSH - 2
OBE - 1
RE - 1
RT - 1

Figura 18 - Princípios de solução C2

Fonte: O autor.

Funções		Princípios de Soluções		
		1	2	3
i	F-1	FEM - 1	FEM - 2	
ii	F-2	AM - 1	AM - 2	
iii	F-3	PE - 1	PE - 2	PE - 3
iv	F-4	CCD - 1	CCD - 2	
v	F-5	OSH - 1	OSH - 2	OSH - 3
vi	F-6	OBE - 1	OBE - 2	
vii	F-7	RE - 1	RE - 2	RE - 3
viii	F-8	RT - 1	RT - 2	

C3
FEM - 2
AM - 2
PE - 2
CCD - 2
OSH - 3
OBE - 2
RE - 1
RT - 1

Figura 19 - Princípios de solução C3
Fonte: O autor.

O princípio de solução escolhido foi o C1, levando em consideração o custo dos componentes, facilidade de fabricação e na montagem, chegando assim na melhor combinação para o projeto. Em seguida uma explicação detalhada de cada função escolhida:

Gasolina (FEM – 1): comparando com o diesel, o motor a gasolina possui uma vantagem na facilidade de ligar, o motor possui um preço relativamente mais baixo que o a diesel.

Partida manual (AM – 1): para reduzir custos, foi escolhido um motor com acionamento manual, uma vez que partida elétrica além de possuir maior custo, necessita também de um sistema elétrico.

Engate automotivo (PE – 3): para melhor mobilidade foi adotado um sistema de engate automotivo, em que qualquer automóvel pode transportar o equipamento facilmente de uma obra para outra.

Controle por alavanca (CCD – 1): entre a opção do controle hidráulico por alavanca e joystick, o de alavanca é mais barato pois já está ligado a válvula direcional, enquanto o joystick necessita de um sistema elétrico para comandar as válvulas direcionais.

Alta pressão (OSH – 3): foi optado trabalhar com um sistema de alta pressão, para diminuir os diâmetros do cilindro dos atuadores e com isso a redução do peso.

Atuadores hidráulicos (OB – 1): analisando as possibilidades, o mais utilizado é por atuador hidráulico, por ser uma produção baixa e facilidade do projeto.

Ferramenta de alta penetração (RE – 1): Esta ferramenta foi escolhida por ser a mais utilizada atualmente, por ser útil em vários casos e ser de fácil fabricação.

Caçamba com boca traseira (RT – 2): Adotado como a melhor solução para realizar escavações direto ao solo, tendo como função escavar mais do que carregamento e material.

5.3. DEFINIÇÃO DA ARQUITETURA

Com a apresentação de várias alternativas de solução, após a realização uma análise foi escolhida a combinação C1, que através dos itens especificado foi possível ter uma ideia de como será o produto, como exibido na figura 20, que é considerado apenas uma proposta apenas para entendimento do produto. O tamanho do equipamento será abordado no projeto detalhado.



Figura 20 - Proposta de produto
Fonte: O autor.

A diferença deste produto com seus concorrentes, conforme apresentado anteriormente, é a característica de ser de fácil transporte, poucos componentes que

resultam em uma fácil manutenção e baixo custo e, além disso, terá uma regulagem da largura das sapatas, a qual permitirá adequar o equipamento conforme a necessidade. Na figura 21 é possível visualizar o comprimento dela quando os braços estão esticados.

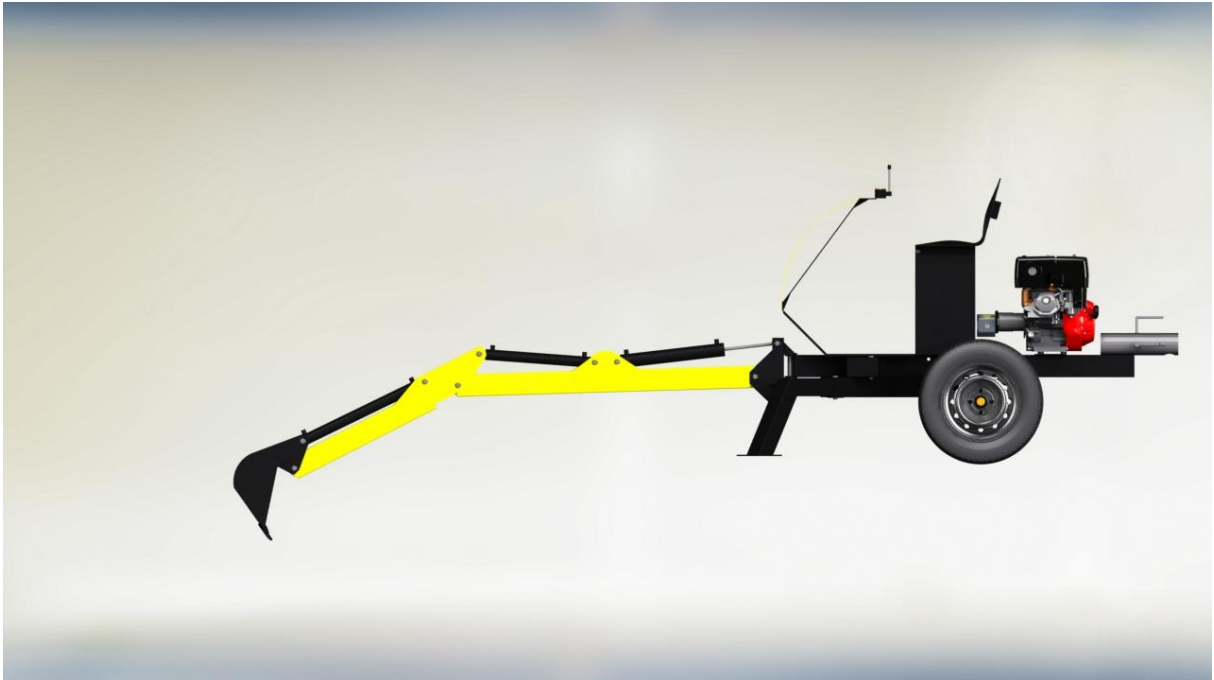


Figura 21 - Lateral da proposta do produto
Fonte: O autor.

Essa escavadeira por ser transportada por veículos, facilitará para construtoras transportarem o equipamento de uma obra para outra, agilizando o processo, sendo que é um equipamento de baixo consumo de gasolina e fácil operação.

6. PROJETO DETALHADO

Após realizado o projeto informacional e conceitual, o próximo passo é realizar o projeto detalhado, que consiste em um projeto que envolve cálculos e dimensionamento, assim a metodologia utilizada para realizar o projeto está apresentada na tabela 1.

6.1. DEFINIÇÃO DO PROBLEMA DE PROJETO

O projeto é sobre uma mini escavadeira que possua uma fácil transporte de uma obra para a outra, e também de custo reduzido para fácil aquisição de pequenas construtoras. Sendo assim será desenvolvido uma mini escavadeira que não utiliza esteira para seu deslocamento, mas sim por engate em veículos, com isso seu peso operacional será reduzido facilitando o manuseio do equipamento. Será apresentado um sistema com regulagem da largura, onde é possível aumentar a estabilidade e facilitar a passagem da máquina em locais estreitos, além disso é possível inverter as posição das sapatas e das rodas, possibilitando uma posição para transporte entre obras e outra posição para realização do trabalho, onde o movimento da escavadeira é feita com o próprio braço, podendo movimentar pequenas distâncias. O projeto deve possuir requisitos de confiabilidade, ser estável, seguro contra capotamento e possuir fácil manutenção.

6.2. DECLARAÇÃO DOS DADOS DE ENTRADA

Alguns dados são necessários o para início do projeto, para realização dos cálculos e dimensionamentos, a partir dos quais as demais variáveis que surgirem serão determinadas. A seguir segue os parâmetros iniciais considerados:

- Alcance da lança de 2 metros;
- Largura do equipamento em modo de transporte de no máximo 1,5 metros;
- Largura do equipamento em modo de trabalho de no máximo 1,5 metros;
- Utilização de peças comerciais para fabricação, como tubos, perfis, chapas e componentes mecânicos e hidráulicos;
- Realizar escavação em solo com resistência a penetração de 12 MPa;
- Pressão da bomba hidráulica de 210 bar;

6.3. HIPÓTESES ASSUMIDAS

As hipóteses adotadas para realização do projeto estão apresentadas logo abaixo:

- Homogeneidade dos materiais utilizados (isotrópica)
- As propriedades físicas dos materiais foram retidas do livro Projeto de Máquinas (Norton), onde foi salvo em software de análise por elementos finitos;
- O atrito entre superfícies foram consideradas desprezíveis, para facilidade dos cálculos;
- O equipamento deve ser ergonômico;
- Considerado 10% como perda de pressão no sistema hidráulico;
- Análise do projeto para a forma mais fácil de fabricação;
- Equipamento de fácil manutenção.

Outras hipóteses foram assumidas durante o texto

6.4. DECISÕES PRELIMINARES DE PROJETO

O software CAD 3 foi utilizado para o desenvolvimento do projeto e para suas simulações gráficas foi usado o SolidWorks 2015 com a licença que a universidade possui.

Na estrutura será utilizado tubos, perfis e chapas de aço 1020 laminado quente, onde serão utilizados tubos retangulares de 100x80 mm, tubos quadrados de 90x90 e 80x80, tubos redondos de várias dimensões, e perfil em U 100x50 mm. As espessuras foram determinadas durante os cálculos até se obter a melhor análise, resistindo as principais forças.

A maioria dos componentes utilizados para a escavadeira são comercializados e fáceis de encontrar, sendo os principais os motores, perfis, tubos e chapas de aço, mangueiras hidráulicas, bombas hidráulicas e atuadores, sendo que

dos quatro atuadores do equipamento de fácil acesso em catálogos, três deles possuem as mesmas especificações, facilitando na troca, assim possuindo um atuador de reserva é possível se resolver qualquer problema em relação a atuação dos braços.

Para transporte será utilizado engate automotivo, cubos de roda de veículos comercializados atualmente, rodas de ferro e pneus que possuem uma variedade para facilitar no momento da troca.

6.5. CROQUIS DO PROJETO

O conceito do equipamento manteve-se a mesma, mas algumas modificações foram sendo efetuadas durante seu projeto, até chegar em um formato mais adequado, mais próximo de um produto final para venda. Em vista disto, foram feitas várias revisões, até chegar nos croquis que serão apresentados. Na figura 22 é possível visualizar uma vista isométrica do conjunto do braço, contendo os principais componentes. Não foram representadas as mangueiras hidráulicas pois seus pesos são desprezíveis em relação ao equipamento todo.



Figura 22 - Conjunto do braço
Fonte: O autor.

Na figura 23 é possível observar o conjunto de braço ligado ao chassis, além disso ele apresenta no modo de transporte, onde as sapatas estão guardadas,

também é possível observar todo o sistema de potência e sistema hidráulico. Essa posição é apenas para transporte, na qual se utiliza a roda “boba” localizada na traseira pra melhor movimentação.



Figura 23 - Croqui da mini escavadeira no modo de transporte
Fonte: O autor.

Já na figura 24, apresenta o equipamento do modo de trabalho, onde as sapatas estão localizadas na frente do equipamento, e as rodas na traseira para realizar pequenos deslocamentos.

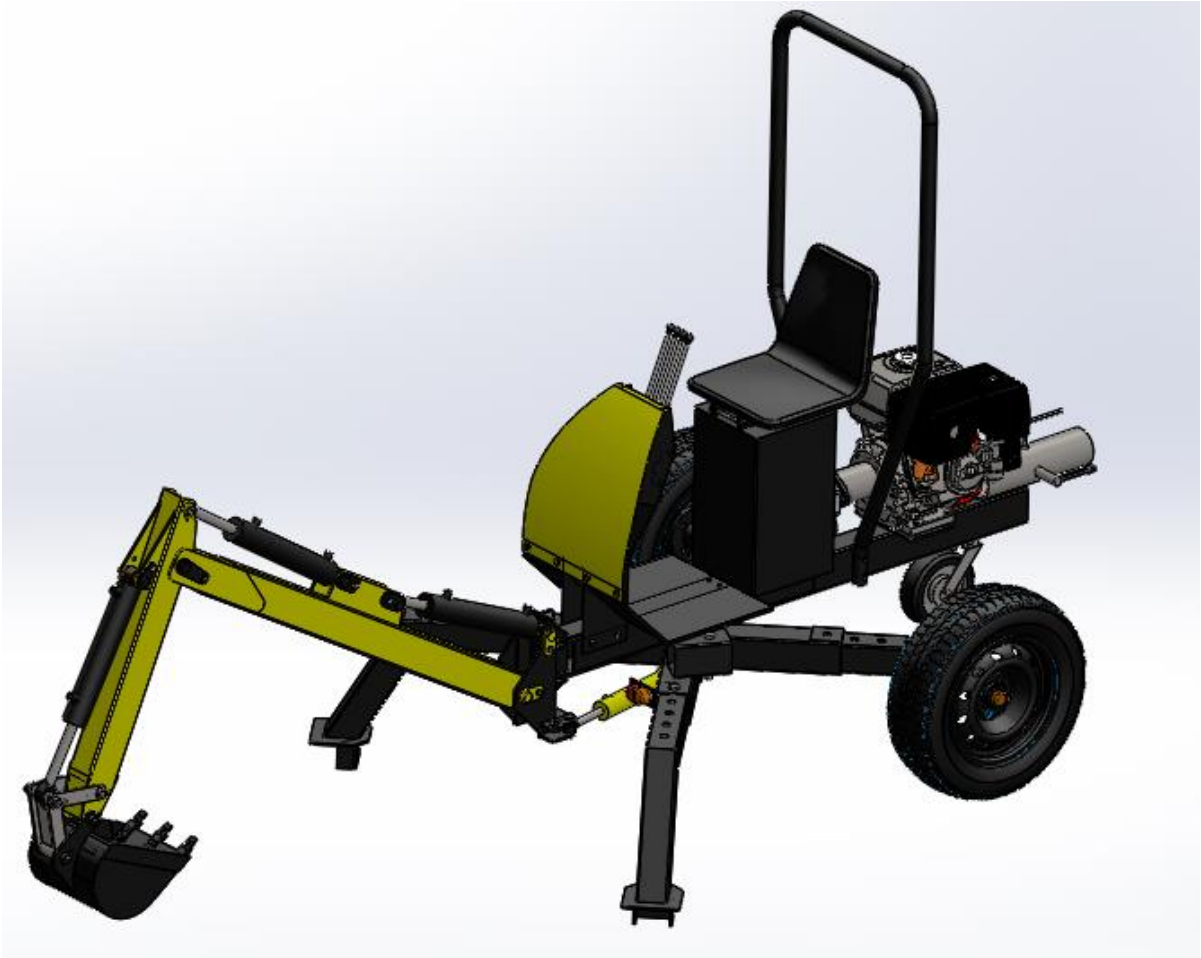


Figura 24 - Croqui da mini escavadeira no modo de trabalho
Fonte: O autor.

As larguras máxima e mínima estão apresentadas na figura 25, sendo a máxima de 1,45 metros e a mínima de 1,05 metros, possibilitando mais ajuste na largura do equipamento. Quando está em modo de transporte sua largura é reduzida para 0,96 metros, possibilitando a passagem por locais bem estreitos.

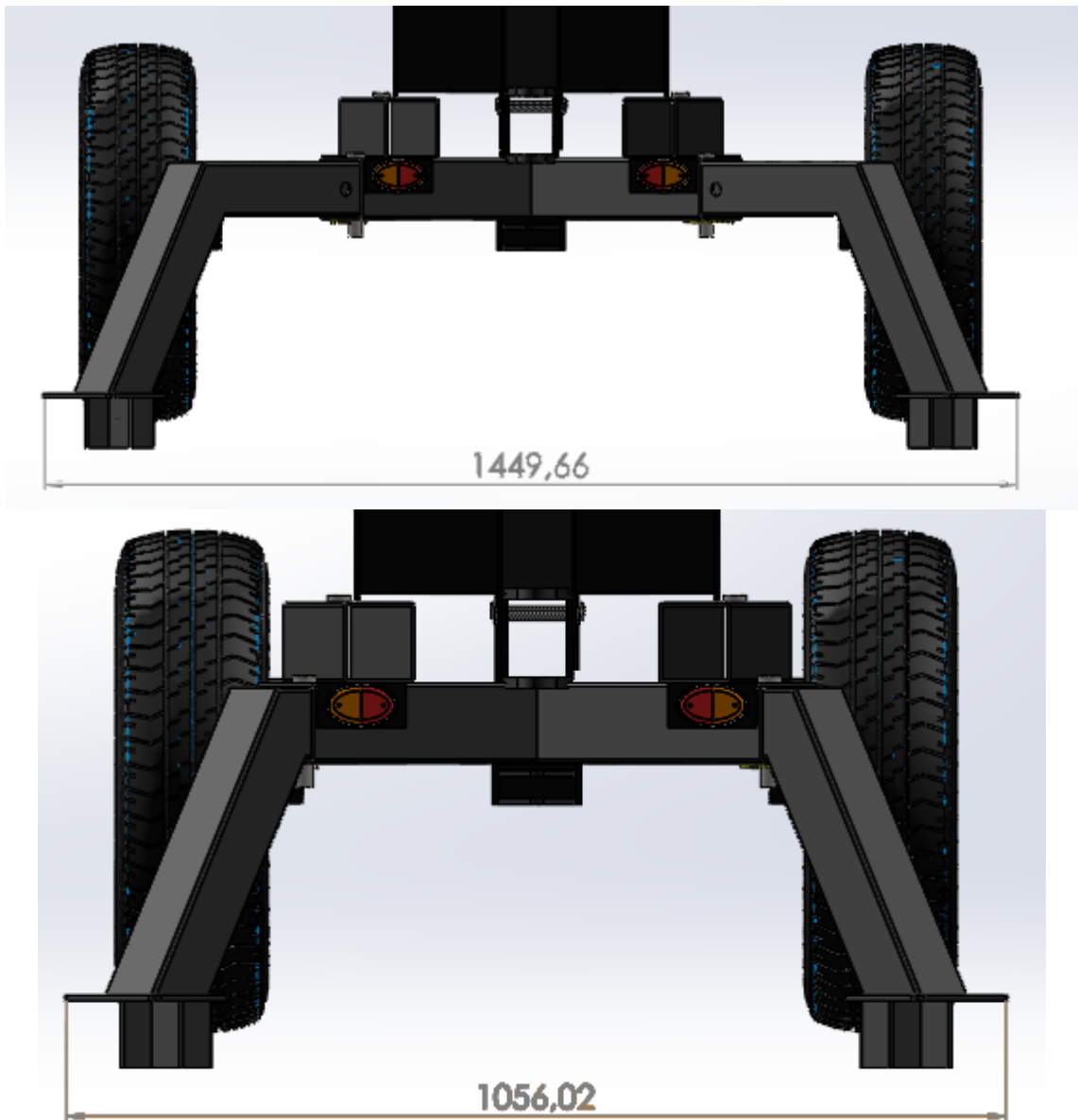


Figura 25 - Larguras máximas e mínimas no modo de trabalho
Fonte: O autor.

Alterando para transparência do chassi, é possível pela figura 26, verificar o sistema de ajuste de largura, onde a sapata contém várias furações que através de um pino é possível travar para que não deslize dentro do tubo. O mesmo esquema é aplicado nos suportes da roda.

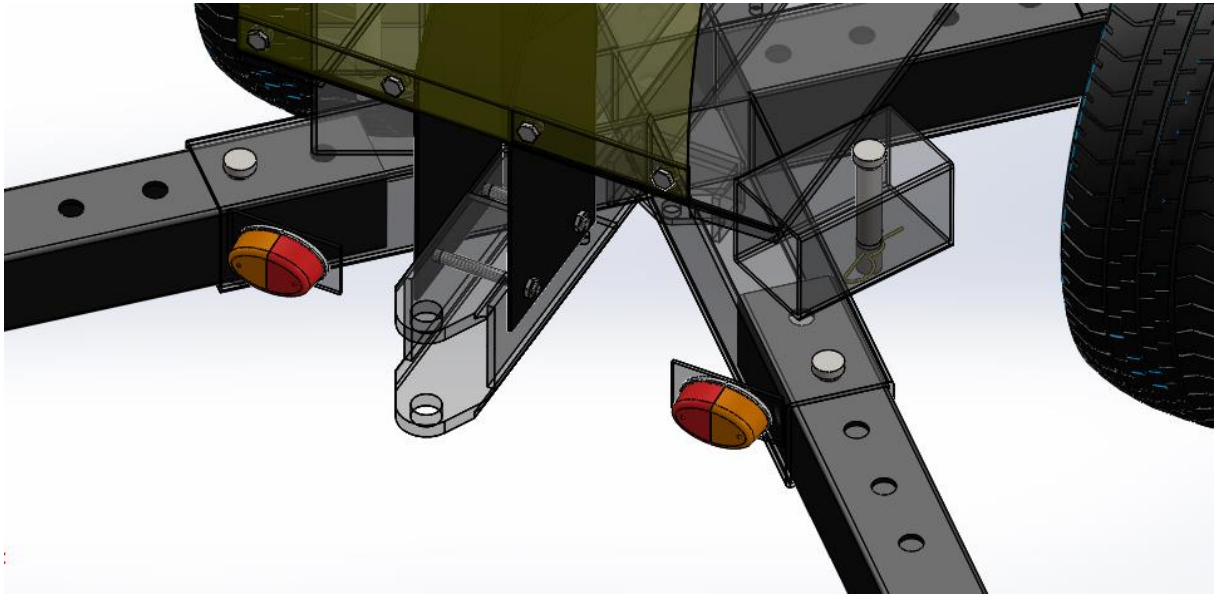


Figura 26 - Sistema de ajuste de largura
Fonte: O autor.

A mini escavadeira tem um alcance de 2,4 metros, uma altura de 2,3 metros em relação ao solo e uma profundidade de 1,3 metros. As figuras 27,28 e 29 apresentam o equipamento com seu alcance total, profundidade máxima e altura máxima respectivamente.

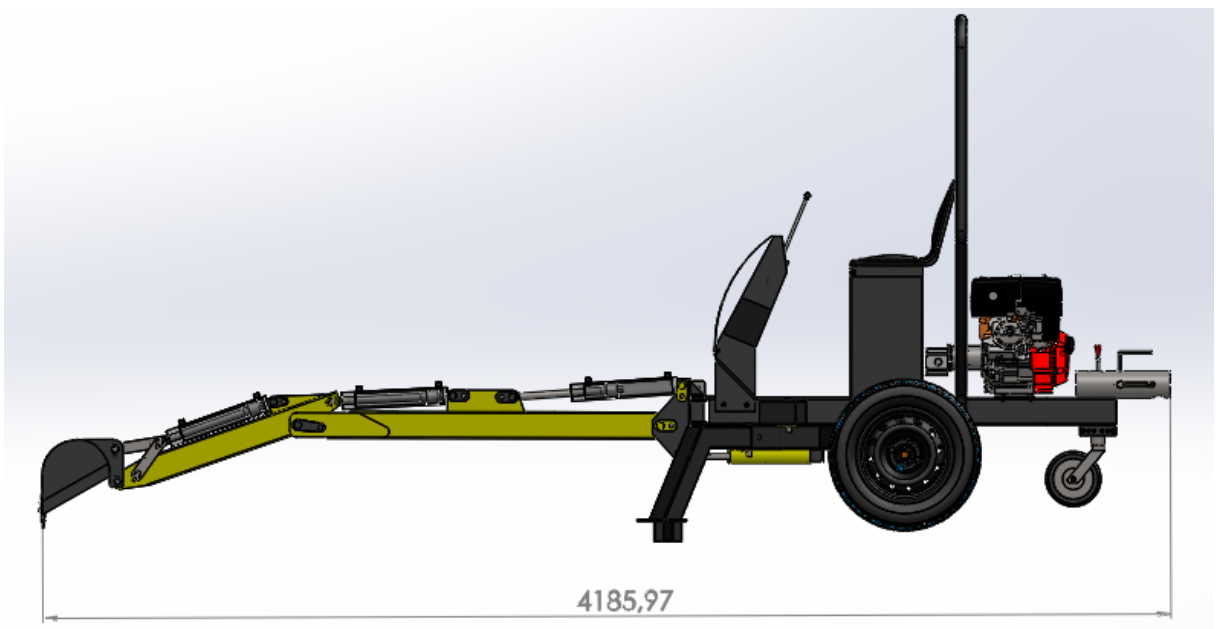


Figura 27 - Comprimento total do equipamento
Fonte: O autor.

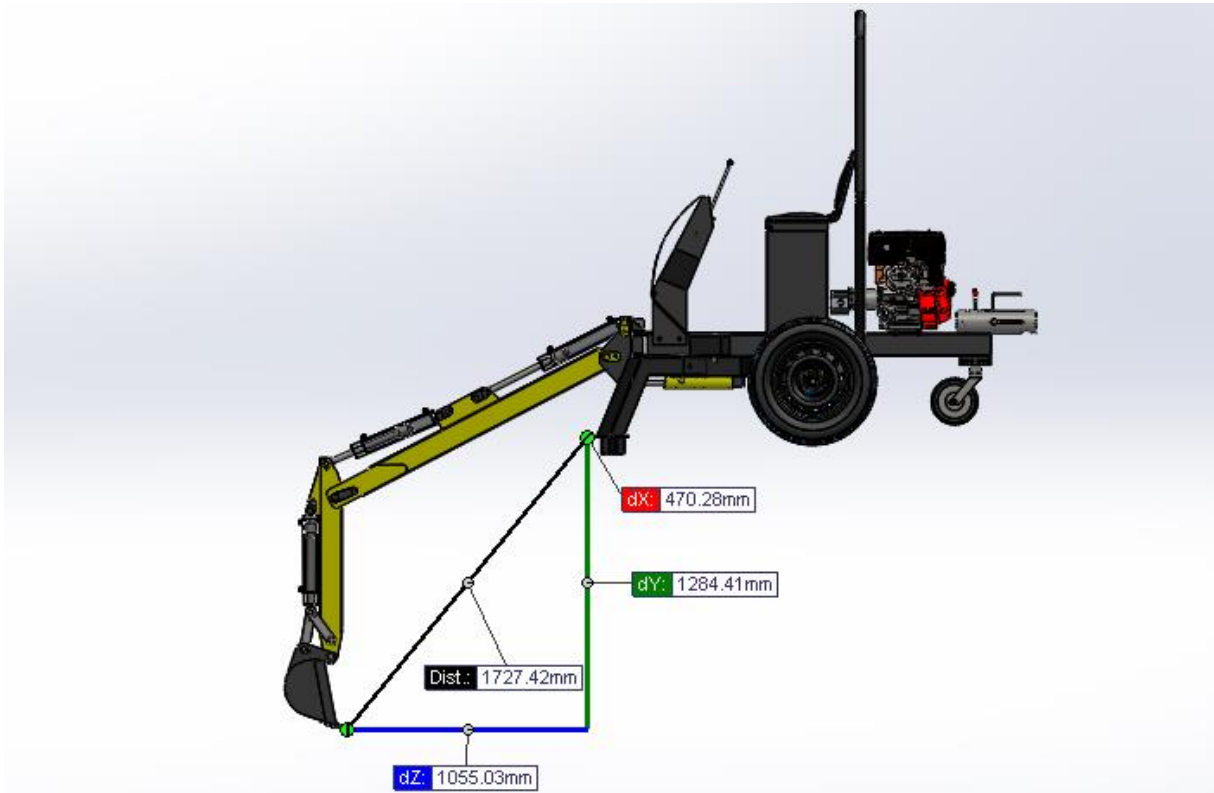


Figura 28 - Profundidade máxima do equipamento
Fonte: O autor.

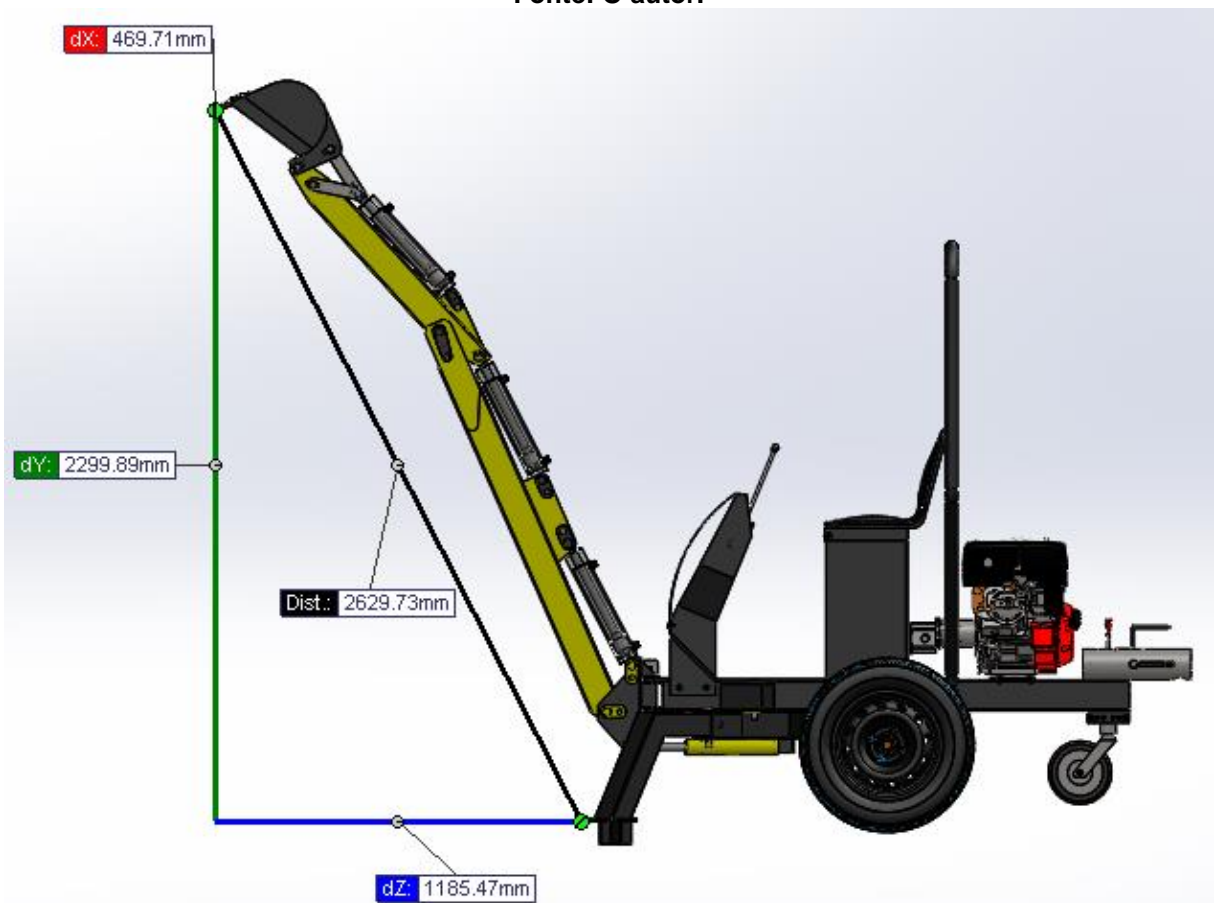


Figura 29 - Altura máxima do equipamento
Fonte: O autor.

Para o entendimento do equipamento, poderiam ser adicionadas imagens de várias partes, apresentando os mais diversos detalhes, porém, foram adicionadas apenas as principais com o intuito de não estender demasiadamente este trabalho.

6.6. FORÇA DE PENETRAÇÃO NO SOLO

Primeiramente para o cálculo da força de penetração do solo foi desenvolvido dentes e uma caçamba para a mini escavadeira. Através dos dentes é possível calcular a força para penetração no solo e com a caçamba é possível calcular a força que o cilindro hidráulico deve atuar. Os dentes foram desenvolvidos para ter fácil penetração no solo, mas sempre pensando em uma fabricação não complexa, pensando na área de penetração e na sua resistência. Além disso os dentes foram feitos para que seja fácil a realização da troca, pois com o tempo ocorre desgaste e pode ocorrer a ruptura da ferramenta, assim eles serão fixados na caçamba através de parafusos. Na figura 30 é possível ver a ferramenta de penetração desenvolvida.

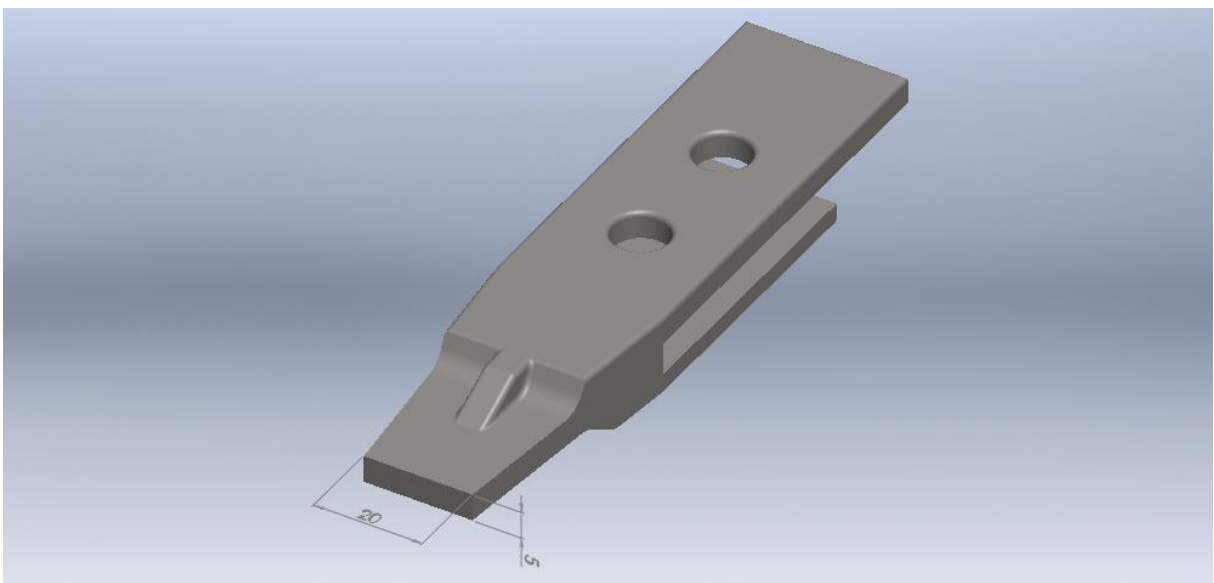


Figura 30 - Ferramenta de penetração no solo
Fonte: O autor.

Com as medidas das áreas dos dentes é possível calcular a força de penetração, utilizando como 12MPa a resistência do solo à penetração, citado no referencial teórico, utilizando a equação 13.

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

Equação 13

No anexo é obtido as medidas para o cálculo da área de penetração dos dentes, assim para área total, será multiplicado por 3 a área do dente, pois na caçamba poderá ser fixado três ferramentas de penetração.

$$A_{FPS} = 3 \cdot (h_{FPS} \cdot l_{FPS}) = 3 \cdot (5 \cdot 20) = 300 \text{ mm}^2 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Equação 14

Com as áreas é calculada a força de penetração no solo, sendo que a força de penetração dependerá da realidade da área de penetração da ferramenta, pois quanto menor a área menor será a força necessária pra realizar a penetração no solo, assim caso deseje que o equipamento possua uma melhor penetração é só realizar a troca da ferramenta, sendo que algumas tem como principal finalidade realizar a penetração em solos com raízes, realizando a penetração e o corte da raiz. No momento foi desenvolvido para penetração em solos sem raízes, com objetivo de eficiência na escavação.

Utilizando a ferramenta desenvolvida para esse projeto foi realizado os seguintes cálculos:

$$F_{FPS} = P_{\text{penetração}} \cdot A_{FPS} = 12 \cdot 10^6 \cdot 3 \cdot 10^{-4} = 3600 \text{ N}$$

Equação 15

A força para realizar a penetração no solo é de 3600 N, com esse valor é possível realizar um estudo de elementos finitos e avaliar se a ferramenta de penetração no solo e a caçamba suportam essa força.

6.7. CÁLCULO DAS FORÇAS DOS ATUADORES

Para que a máquina realize seu trabalho de forma correta e eficiente, é preciso calcular as forças que os atuadores devem possuir para gerar o movimento dos componentes, e assim, possibilitar a escavação e movimentação de terra. O equipamento possui quatro cilindros hidráulicos, onde estão aplicados para geração de força na caçamba, braço, lança e suporte de giro.

6.7.1. Cálculo da Força do Atuador da Caçamba

Para o cálculo da força necessária que o atuador hidráulico deve realizar, foi feita uma análise das forças através de vários ângulos da caçamba variando de 71° a 216° em relação ao braço, onde foi desenvolvido para a força de penetração de 3600 N. A tabela 9 mostra os resultados obtidos para cada ângulo e a força necessária, e nas Figuras 31 e 32 é possível observar a representação das distâncias utilizadas para o cálculo e os ângulos.

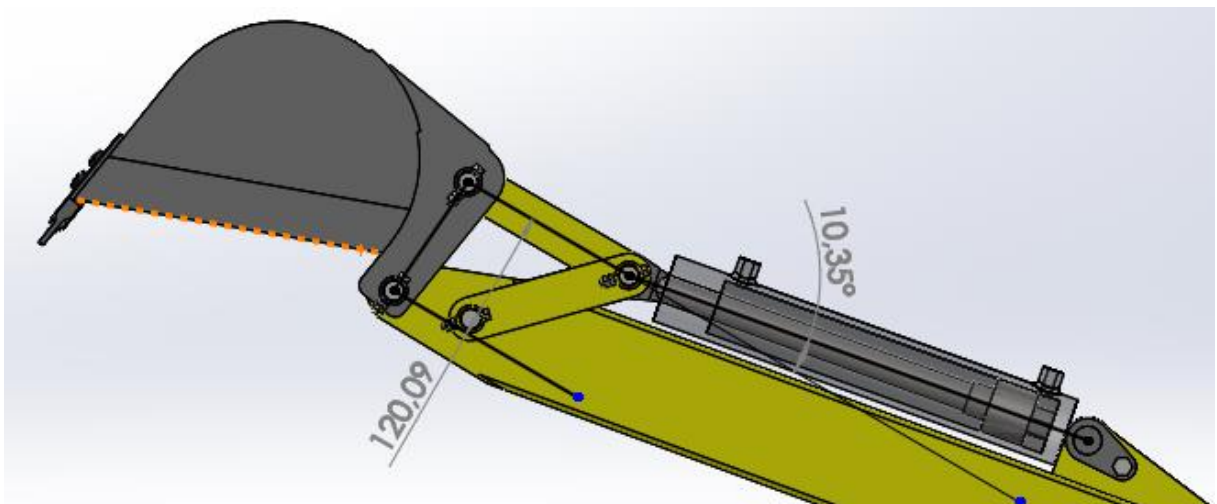


Figura 31 - Ângulo máximo da caçamba
Fonte: O autor.

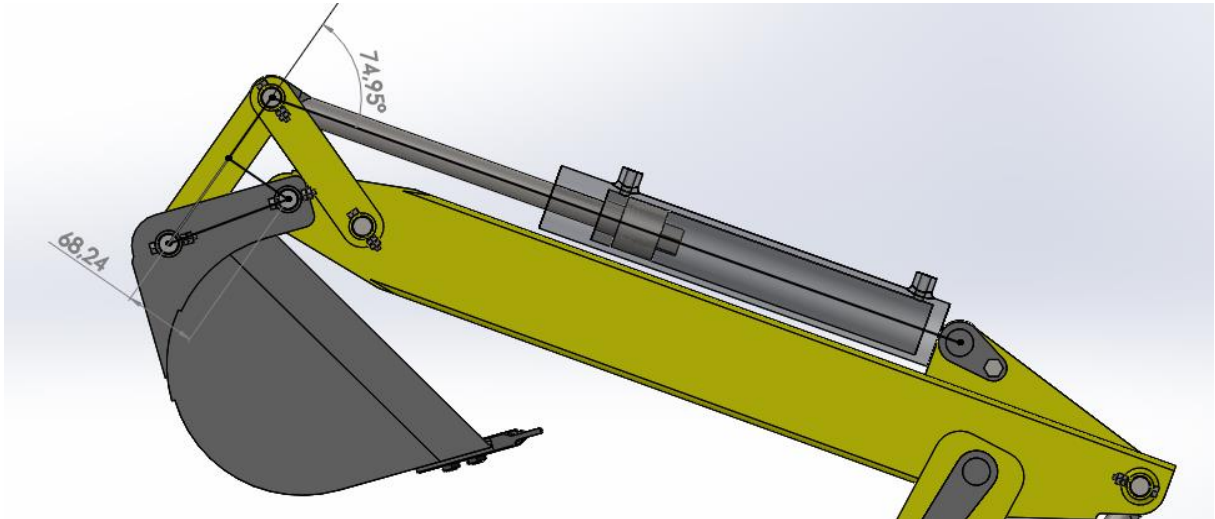


Figura 32 - Ângulo mínimo da caçamba
Fonte: O autor.

Para o cálculo foi estabelecida uma relação entre a força de penetração, a distância da força de penetração ao ponto de giro e a distância do suporte H (peça responsável por transferir a força do atuador para a caçamba) ao ponto de giro para cada ângulo, assim através de cálculo de momentos, foi encontrado a força que o suporte H atua na caçamba, e juntando com o ângulo entre o suporte H e o atuador através da relação seno e cosseno, foram obtidos as forças do atuador.

Ângulo Da caçamba [°]	Força de Penetração [N]	Distancia Força de Penetração [mm]	Dist. Sup. H ao ponto de Giro [mm]	Força Suporte H [N]	Ângulo Sup. H/Atuador [°]	Força do Atuador [N]
71	3600	280	120,9	8337,5	10,35	8475,4
80	3600	280	120,41	8371,4	2,41	8378,8
90	3600	280	120,19	8386,7	5,2	8421,4
100	3600	280	119,2	8456,4	11,84	8640,2
110	3600	280	117,38	8587,5	17,75	9016,7
120	3600	280	114,72	8786,6	23,18	9558,2
130	3600	280	111,27	9059,0	28,29	10287,8
140	3600	280	107,15	9407,4	33,25	11249,0
150	3600	280	102,48	9836,1	38,17	12511,2
160	3600	280	97,41	10348,0	43,15	14183,8
170	3600	280	92,1	10944,6	48,27	16442,7
180	3600	280	86,7	11626,3	53,59	19587,4
190	3600	280	81,32	12395,5	59,16	24179,6
200	3600	280	76,09	13247,5	65	31346,2
210	3600	280	71,1	14177,2	71,12	43812,7
216	3600	280	68,25	14769,2	74,94	56841,8

Tabela 9 - Cálculo da força da caçamba
Fonte: O autor.

Analisando a força do atuador na tabela 9, a força necessária para que ocorra a penetração no solo da ferramenta, é de 19587,4 N. Para o ângulo a partir de 190° não é considerado os resultados pois nesse momento a ferramenta de penetração não está mais exercendo força no solo.

6.7.2. Cálculo da força do atuador do braço

Primeiramente, foi considerado que o braço deveria exercer uma forma igual a de penetração no solo, sendo assim foi considerado como 3600 N. Na figura 33 é possível ver a distância da força onde será aplicado ao ponto de giro do braço.

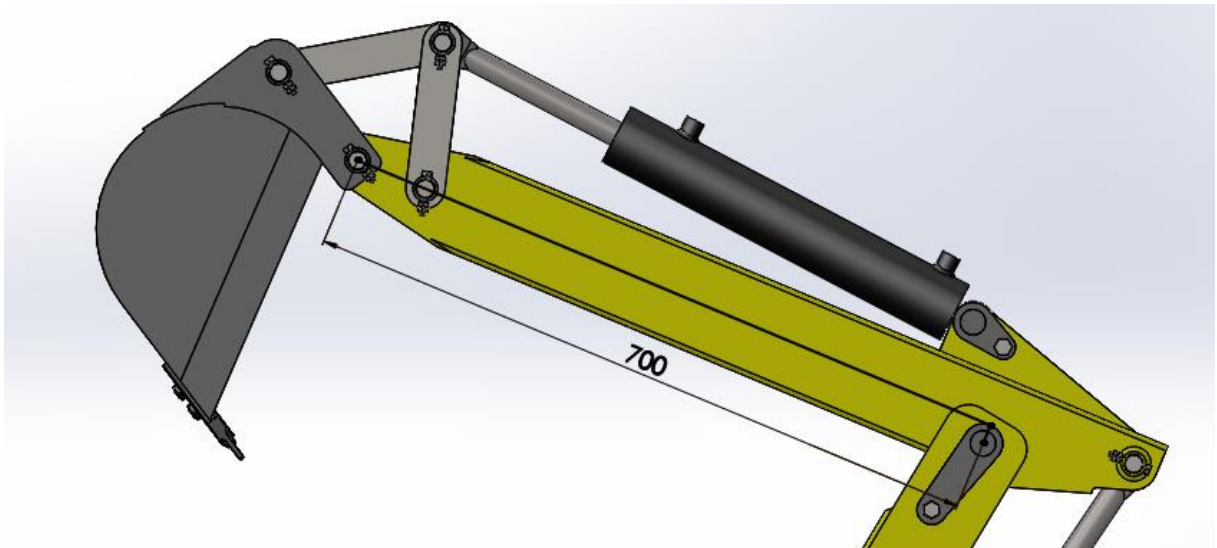


Figura 33 - Distância da força ao ponto de giro do braço
 Fonte: O autor.

Os ângulo utilizado para calculo foram retirados o maximo e o minimo entre a linha de centro do atuador em relação a hipotenusa que é uma linha entre o ponto de giro do braço (onde se socializo pino, responsavel por suportar o giro do componente) até o onde o casco do atuador é acoplado na lança. Esses ângulos máximo e minimos foram retirados conforme o curso do atuador, e a hipotenusas estão representado na Figura 34.

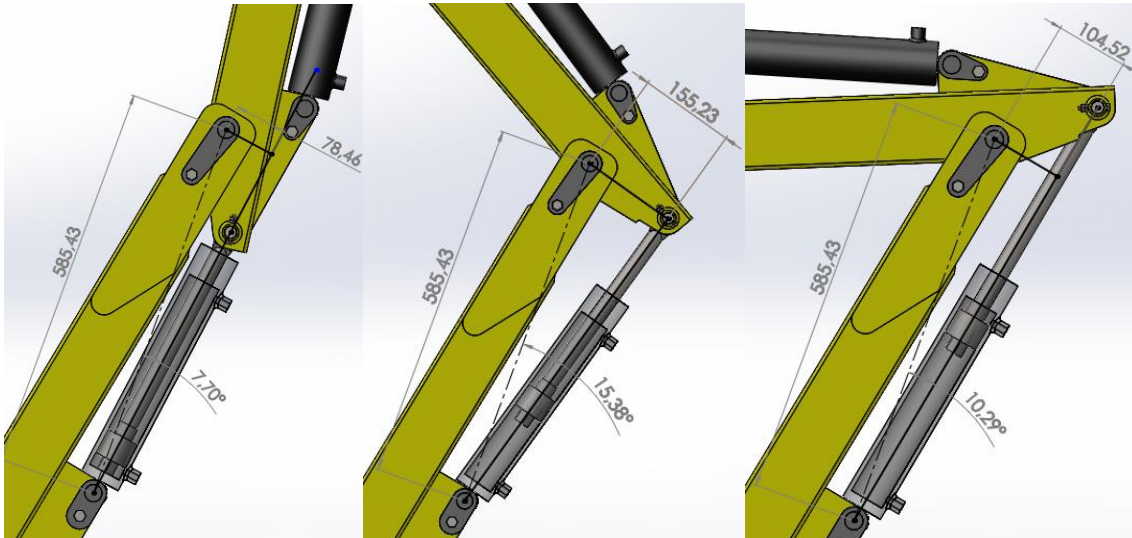


Figura 34 - Ângulo mínimo e máximo do braço
Fonte: O autor.

Assim, relacionando lados e ângulos, possuindo a hipotenusa e o ângulo, é possível encontrar o cateto oposto e tendo a distância do cateto oposto é encontrado a força do atuador necessário através do sistema de força binário. Assim toda essa relação está representada na equação 16 .

$$F_{atu_{braço}} = \frac{F_{braço} \cdot d_{força_{braço}}}{d_{hipotenusa} \cdot \text{sen}(\theta_{atu/braço})}$$

Equação 16

O cálculo foi realizado por meio do software Office Excel, assim variando o ângulo em uma relação de 0,25°. Os cálculos estão representados na tabela 10, onde o resultado está exposto em uma escala de cor, sendo o vermelho a pior situação e o verde onde deve se aplicar a forças de atuação menores.

Força do Braço [N]	Dist. Força do Braço [mm]	Dist. Hipotenusa [mm]	Ângulo Atuador/Hipotenusa [°]	Dist. Cateto Oposto [mm]	Força Do Atuador [N]
3600	700	585,43	7,70	78,44	32126,66
3600	700	585,43	7,25	73,88	34109,06
3600	700	585,43	7,50	76,41	32978,27
3600	700	585,43	7,75	78,95	31920,64
3600	700	585,43	8,00	81,48	30929,31
3600	700	585,43	8,25	84,00	29998,26
3600	700	585,43	8,50	86,53	29122,15
3600	700	585,43	8,75	89,06	28296,30
3600	700	585,43	9,00	91,58	27516,50
3600	700	585,43	9,25	94,10	26779,02
3600	700	585,43	9,50	96,62	26080,53
3600	700	585,43	9,75	99,14	25418,02
3600	700	585,43	10,00	101,66	24788,79
3600	700	585,43	10,25	104,17	24190,42
3600	700	585,43	10,50	106,69	23620,69
3600	700	585,43	10,75	109,20	23077,61
3600	700	585,43	11,00	111,71	22559,36
3600	700	585,43	11,25	114,21	22064,28
3600	700	585,43	11,50	116,72	21590,88
3600	700	585,43	11,75	119,22	21137,75
3600	700	585,43	12,00	121,72	20703,64
3600	700	585,43	12,25	124,22	20287,38
3600	700	585,43	12,50	126,71	19887,89
3600	700	585,43	12,75	129,20	19504,21
3600	700	585,43	13,00	131,69	19135,40
3600	700	585,43	13,25	134,18	18780,63
3600	700	585,43	13,50	136,67	18439,13
3600	700	585,43	13,75	139,15	18110,15
3600	700	585,43	14,00	141,63	17793,05
3600	700	585,43	14,25	144,11	17487,19
3600	700	585,43	14,50	146,58	17191,98
3600	700	585,43	14,75	149,05	16906,89
3600	700	585,43	15,00	151,52	16631,42
3600	700	585,43	15,25	153,99	16365,09
3600	700	585,43	15,38	155,27	16230,06

Tabela 10 - Cálculo das forças do braço
Fonte: O autor.

Desta forma é possível chegar à conclusão que a maior força do atuador será para o menor ângulo, sendo de 32126,66 N, onde o atuador hidráulico deve ser dimensionado para uma força igual ou maior.

6.7.3. Cálculo da força do atuador da lança

Para o cálculo da força da lança, primeiramente será necessário a massa dos principais componentes, que foram retirados direto do software de projetos SolidWorks. Assim as massas esta representadas na tabela 11.

Peso		
Caçamba	8,67	kg
FPS	0,66	kg
Braço	14,1	kg
Lança	25,43	kg
Atuadores	6,96	kg

Tabela 11 - Massa do conjunto do braço
Fonte: O autor.

Para cálculo da força, foi levado em consideração o peso do material que a caçamba movimenta, e material foi escolhido o concreto armado, pois equipamento pode realizar a movimentação de entulhos em construções, sendo o material mais pesado encontrado em obras. Assim, tendo o volume da caçamba, foi considerado mais 50%, pois o material a ser movimentado se sobrepõem ao volume da caçamba, e como garantia foi adicionado um fator de segurança de 2 caso o operador movimente cargas mais pesadas do que as geralmente encontradas. O cálculo da carga total com fator de segurança está representado na tabela 12.

Desidade Material (Concreto Estrutural)	2300	kg/m ³
Volume da Caçamba	0,0114	m ³
Volume total Caçamba	0,0171	m ³
Carga Total	39,33	kg
Fator Segurança	2	
Carga Total +FS	78,66	kg

Tabela 12 - Carga total da caçamba
Fonte: O autor.

Tendo as carga total que a caçamba carrega, mais a massa dos componentes, é possível dividir esse peso em 3 pontos do sistema de braço, para maior precisão do cálculo, sendo um ponto a extremidade do braço onde deve

suportar a carga da caçamba, o meio do braço, onde se encontra um atuador e o meio da lança onde se encontra dois atuadores hidráulicos. Essas medidas, e seus pesos para cada ponto então apresentados na tabela 13.

Peso em 2045 mm	87,99	kg	863,18	N
Peso em 1695 mm	21,06	kg	206,60	N
Peso em 672,5	39,35	kg	386,02	N

Tabela 13 - Distribuição dos pesos
Fonte: O autor.

Os ângulos utilizados para cálculo foram retirados o máximo e o mínimo entre a linha de centro do atuador em relação a hipotenusa que é uma linha entre o ponto de giro da lança até o onde a haste do atuador é acoplado na lança. Esses ângulos máximo e mínimos foram retirados conforme a curso do atuador e a hipotenusas estão representado na Figura 35.

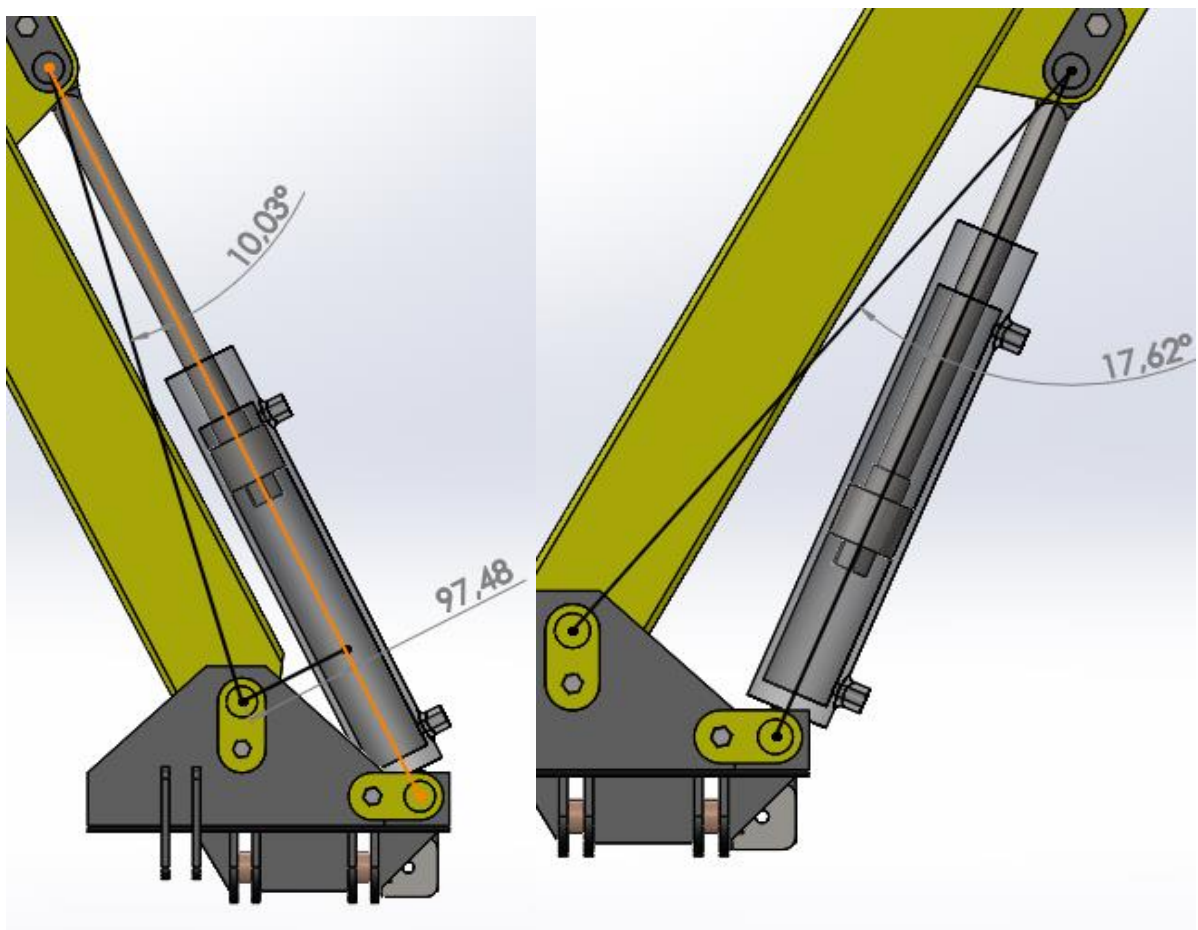


Figura 35 - Ângulo mínimos e máximo do atuador da lança
Fonte: O autor.

O valor da hipotenusa nesse caso está representado na figura 36.

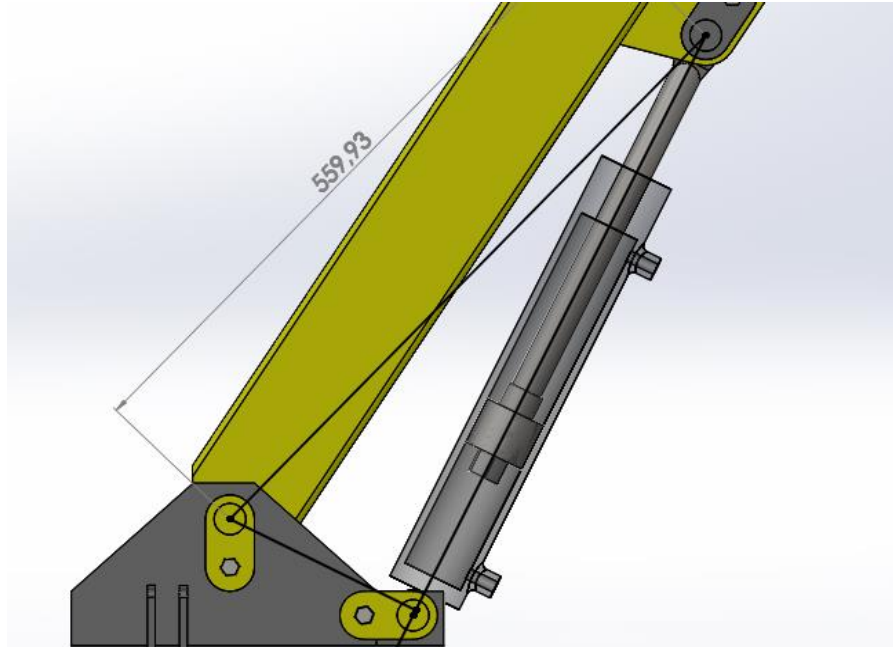


Figura 36 - Hipotenusa formado pelo atuador e pontos de giro
Fonte: O autor.

Para início do cálculo, primeiro foi encontrado o Momento da lança utilizando como auxílio a tabela 13, que assim tendo as cargas em cada ponto e suas distâncias é possível chegar na equação 17.

$$M_{lan\c{c}a} = m_{2045} \cdot g \cdot 2045 + m_{1695} \cdot g \cdot 1695 + m_{672,5} \cdot g \cdot 672,5$$

Equação 17

Após isso, foi realizada uma relação trigonométrica, onde possuindo a hipotenusa constante e o ângulo uma variável, se descobre o cateto oposto, onde a força do atuador é a relação entre o momento aplicado pelas cargas na lança e o cateto oposto de varia com o ângulo. Essa descrição está representada pela equação 18.

$$F_{atuLan\c{c}a} = \frac{M_{lan\c{c}a}}{D_{hipotenusa} \cdot \text{sen}(\beta_{atu/bra\c{c}o})}$$

Equação 18

O ângulo foi considerado seu mínimo e máximo sendo entre 10° a 17,75°, variando de 0,25°. Para um cálculo mais rápido, a tabela 14 apresenta os resultados obtidos para força do atuador para cada ângulo, onde as maiores forças estão representadas numa escala de cor vermelha e as menores em verde.

Momento [N.mm]	Dist. Hipotenusa [mm]	Ângulo do Atuador/Hipotenusa [°]	Distancia do Cateto Oposto [mm]	Força do Atuador [N]
2374992,416	559,93	10	97,23	24426,33
2374992,416	559,93	10,25	99,64	23836,71
2374992,416	559,93	10,5	102,04	23275,31
2374992,416	559,93	10,75	104,44	22740,17
2374992,416	559,93	11	106,84	22229,50
2374992,416	559,93	11,25	109,24	21741,66
2374992,416	559,93	11,5	111,63	21275,18
2374992,416	559,93	11,75	114,03	20828,68
2374992,416	559,93	12	116,42	20400,91
2374992,416	559,93	12,25	118,80	19990,74
2374992,416	559,93	12,5	121,19	19597,10
2374992,416	559,93	12,75	123,58	19219,02
2374992,416	559,93	13	125,96	18855,60
2374992,416	559,93	13,25	128,34	18506,02
2374992,416	559,93	13,5	130,71	18169,51
2374992,416	559,93	13,75	133,09	17845,35
2374992,416	559,93	14	135,46	17532,88
2374992,416	559,93	14,25	137,83	17231,49
2374992,416	559,93	14,5	140,20	16940,60
2374992,416	559,93	14,75	142,56	16659,68
2374992,416	559,93	15	144,92	16388,24
2374992,416	559,93	15,25	147,28	16125,80
2374992,416	559,93	15,5	149,63	15871,93
2374992,416	559,93	15,75	151,99	15626,22
2374992,416	559,93	16	154,34	15388,29
2374992,416	559,93	16,25	156,68	15157,79
2374992,416	559,93	16,5	159,03	14934,36
2374992,416	559,93	16,75	161,37	14717,71
2374992,416	559,93	17	163,71	14507,52
2374992,416	559,93	17,25	166,04	14303,52
2374992,416	559,93	17,5	168,37	14105,44
2374992,416	559,93	17,75	170,70	13913,04

Tabela 14 - Cálculo da força da lança
Fonte: O autor.

Assim é possível chegar à conclusão que a maior força do atuador será para o menor ângulo, sendo de 24426,33 N, onde o atuador hidráulico deve ser dimensionado para uma força igual ou maior.

6.7.4. Cálculo da força do atuador do suporte de giro

Para o cálculo da força do atuador serão utilizadas as tabelas anteriores, onde a tabela 11 apresenta o peso dos principais componentes, em seguida a capacidade de carga da caçamba que está representado na tabela 12. A distribuição de peso está mostrado na tabela 15, onde o valor de 140 somado, é a distância a mais até o pino de giro do equipamento.

Peso em 2045+140 mm	87,99	kg	863,18	N
Peso em 1695+140 mm	21,06	kg	206,60	N
Peso em 672,5 +140 mm	39,35	kg	386,02	N

Tabela 15 - Distribuição dos pesos em relação ao suporte de giro

Fonte: O autor.

Com a carga e suas distância é possível calcular o momento de inércia do conjunto de equipamentos. A equação do momento de Inércia está apresentada na equação 19, onde se aplica para os três pontos de carga.

$$I = m_{carga} \cdot (d_{carga})^2$$

Equação 19

Realizando os cálculos para cada carga para sua respectiva distancia, é feito uma somatória do momento de inércia desses 3 pontos e assim obtido a inércia total do conjunto de escavação, que está representado na tabela 16.

Momento de Inercia		
Para 2045+140 mm	420,08	Kg.m ²
Para 1695+140 mm	70,91	Kg.m ²
Para 672,5+140 mm	25,98	Kg.m ²
Total	516,97	Kg.m ²

Tabela 16 - Momento de inércia do conjunto do braço

Fonte: O autor.

Como no cálculo de outras forças, foi aplicado sistema trigonométrico para chegar na força do atuador, assim através da figura 37 é possível retirar os valores máximo e mínimo do ângulo sendo eles respectivamente 11,69° e 2,73°, além disso a hipotenusa representada no ponto de giro do suporte ao ponto de giro do casco do atuador localizado no chassi

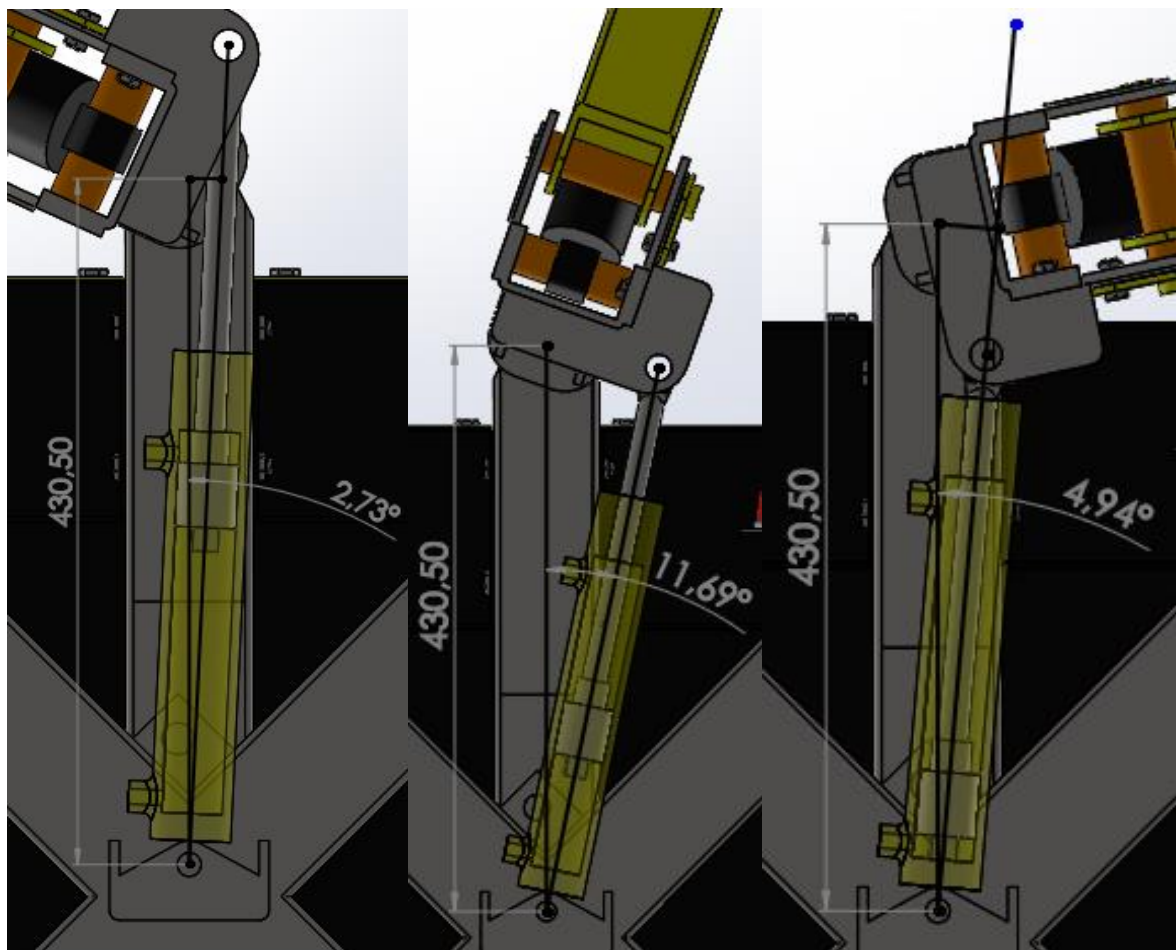


Figura 37- Angulo máximos e mínimos do suporte de giro
Fonte: O autor.

A equação 20 apresenta as variáveis para o cálculo da força do atuador hidráulico, assim o valor da hipotenusa, a aceleração angular e o momento de inercia permanecem constante, enquanto ocorre a variação do ângulo do atuador.

$$F_{atu\ sup\ G} = \frac{I_{total} \cdot \alpha_{acel}}{h \cdot \text{sen}(\gamma_{atu/hip})}$$

Equação 20

Os resultados estão apresentados na tabela 17, onde a coloração vermelha representa os pontos mais críticos onde a necessidade de maior força aplicada, onde foi considerado uma aceleração angular de 0,7854 ou $\pi/4$ rad/s².

Ângulo Atuador [°]	Hipotenusa do Atuador [m]	Inercia Total [kg.m ²]	Dist. Da Aplicação da força do Pino [m]	Aceleração angular [rad/s ²]	Força [N]
2,73	0,4305	516,97	0,0205	0,7854	19801,48
3,00	0,4305	516,97	0,0225	0,7854	18020,77
3,25	0,4305	516,97	0,0244	0,7854	16635,87
3,50	0,4305	516,97	0,0263	0,7854	15448,92
3,75	0,4305	516,97	0,0282	0,7854	14420,32
4,00	0,4305	516,97	0,0300	0,7854	13520,38
4,25	0,4305	516,97	0,0319	0,7854	12726,40
4,50	0,4305	516,97	0,0338	0,7854	12020,71
4,75	0,4305	516,97	0,0356	0,7854	11389,38
5,00	0,4305	516,97	0,0375	0,7854	10821,25
5,25	0,4305	516,97	0,0394	0,7854	10307,29
5,50	0,4305	516,97	0,0413	0,7854	9840,12
5,75	0,4305	516,97	0,0431	0,7854	9413,64
6,00	0,4305	516,97	0,0450	0,7854	9022,75
6,25	0,4305	516,97	0,0469	0,7854	8663,19
6,50	0,4305	516,97	0,0487	0,7854	8331,34
6,75	0,4305	516,97	0,0506	0,7854	8024,12
7,00	0,4305	516,97	0,0525	0,7854	7738,90
7,25	0,4305	516,97	0,0543	0,7854	7473,39
7,50	0,4305	516,97	0,0562	0,7854	7225,63
7,75	0,4305	516,97	0,0581	0,7854	6993,90
8,00	0,4305	516,97	0,0599	0,7854	6776,70
8,25	0,4305	516,97	0,0618	0,7854	6572,70
8,50	0,4305	516,97	0,0636	0,7854	6380,74
8,75	0,4305	516,97	0,0655	0,7854	6199,80
9,00	0,4305	516,97	0,0673	0,7854	6028,94
9,25	0,4305	516,97	0,0692	0,7854	5867,36
9,50	0,4305	516,97	0,0711	0,7854	5714,32
9,75	0,4305	516,97	0,0729	0,7854	5569,16
10,00	0,4305	516,97	0,0748	0,7854	5431,29
10,25	0,4305	516,97	0,0766	0,7854	5300,19
10,50	0,4305	516,97	0,0785	0,7854	5175,36
10,75	0,4305	516,97	0,0803	0,7854	5056,37
11,00	0,4305	516,97	0,0821	0,7854	4942,82
11,25	0,4305	516,97	0,0840	0,7854	4834,35
11,50	0,4305	516,97	0,0858	0,7854	4730,62
11,69	0,4305	516,97	0,0872	0,7854	4654,78

Tabela 17 - Cálculo da força do suporte de giro
Fonte: O autor.

Podemos chegar à conclusão que a pior situação é para o menor ângulo, onde para retirar essa massa de inercia do repouso, é necessário de uma força

19801,48 N, assim o atuador hidráulico nesse caso deve ser projetado com o mesmo valor ou maior.

6.8. DIMENSIONAMENTO HIDRAULICO

6.8.1. Dimensionamento do atuador da caçamba

Inicialmente o atuador da caçamba será dimensionado para uma força de 19587,4 N, possuindo um curso de 250 mm, sendo que o tempo de avanço máximo adotado foi de 4 segundos.

Assim utilizando a pressão de trabalho obtida anteriormente de 18,9 MPa, é possível calcular o diâmetro do pistão do atuador, representado na equação 21.

$$D_{pc} = \sqrt{\frac{4 \cdot Fc}{\pi \cdot P_{tb}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 19587,4}{\pi \cdot 18,9 \cdot 10^6}} = 0,03633 \text{ m} = 36,33 \text{ mm}$$

Equação 21

O diâmetro necessário para realizar o trabalho é de 36,33 mm, mas o pistão comercial mais próximo que será utilizado é de 50,8 mm. Com o diâmetro comercial, a força real a ser aplicada esta apresentada na equação 22.

$$F_{ac} = \pi \cdot P_{tb} \cdot \frac{Dp^2}{4} = \pi \cdot 18,9 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,0508^2}{4} = 38305,96 \text{ N}$$

Equação 22

Assim a real força aplica é de 38305,86 N, essa forças será utilizada para a análise de tensões por elementos finitos.

No cálculo do diâmetro da haste, usando como fator de segurança 2, levando em consideração a tabela 3 de flambagem, e o modulo de elasticidade do aço de 210 MPa, para que o diâmetro da haste não flambe está calculado na equação 23.

$$dh_c = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot Fa_c}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 2 \cdot (2.25)^2 \cdot 38305,96}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^7}} = 2,083 \text{ cm}$$

Equação 23

Como mostrado na equação, o diâmetro mínimo deve ser de 20,83 mm, assim o diâmetro comercial mais próximo encontrado por fabricantes é de 25,4 mm. Tendo o diâmetro comercial da haste é possível calcular a força de retorno onde está representado na equação 24, onde é utilizado como calculo o diâmetro do pistão comercial.

$$F_{ar_c} = \frac{\pi \cdot P_{tb} \cdot (D_{p_c}^2 - D_{h_c}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot 18,9 \cdot 10^6 \cdot (0,0508^2 - 0,0254^2)}{4} = 28729,47 \text{ N}$$

Equação 24

Onde o atuador da caçamba possuirá um forças de retorno de 28729,47 N.

Em relação a velocidade do atuador, foi considerado um tempo de 4 segundos, para que o cilindro não atue rapidamente e não danifique a estrutura do equipamento. Na equação 25, utilizando o curso de 250 mm é encontrado a velocidade do atuador.

$$Va_c = \frac{Lh}{ta} = \frac{250}{4} = 62,50 \text{ mm/s}$$

Equação 25

A velocidade do atuador será de 62,5 mm/s, com isso é possível calcular a vazão de avanço, mas primeiramente devesse calcular a área do pistão mostrado na equação 26.

$$Ap_c = \frac{\pi \cdot D_{p_c}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50,8^2}{4} = 2025,8 \text{ mm}^2$$

Equação 26

Tendo uma área de 2025,8 mm², multiplicando essa área pela velocidade encontrada anteriormente chega-se na equação 27.

$$Q_{a_c} = V_{a_c} \cdot A_{p_c} = 62,5 \cdot 2025,8 = 126673,13 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 7,60 \text{ L/min}$$

Equação 27

Obtendo uma vazão de 7,6 L/min, esse resultado será utilizado para cálculo da bomba hidráulica. Para complementar os cálculos será calculado a área do pistão de retorno mostrado na equação 28.

$$A_{r_c} = \frac{\pi \cdot (D_{p_c}^2 - d_{h_c}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (50,8^2 - 25,4^2)}{4} = 1519,35 \text{ mm}^2$$

Equação 28

Com a área e a velocidade podemos chegar a vazão de retorno apresentada na equação 29.

$$Q_{r_c} = v_{r_c} \cdot A_{r_c} = 62,5 \cdot 1519,35 = 95004,85 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 5,70 \text{ L/min}$$

Equação 29

É possível ver que a vazão de retorno é menor que a de avanço, sendo a de retorno obtido 5,7 L/min. Assim a vazão de maior importância é a de avanço, por causar um maior impacto no cálculo da bomba hidráulica.

6.8.2. Dimensionamento do atuador do braço

Inicialmente o atuador do braço será dimensionado para uma força de 32126,66 N, possuindo um curso de 250 mm, sendo que o tempo de avanço máximo adotado foi de 4 segundos.

Assim utilizando a pressão de trabalho obtida anteriormente de 18,9 MPa, é possível calcular o diâmetro do pistão do atuador, representado na equação 30.

$$D_{pb} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot Fb}{\pi \cdot P_{tb}}} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 32126,66}{\pi \cdot 18,9 \cdot 10^6}} = 0,0452 \text{ m} = 46,52 \text{ mm}$$

Equação 30

O diâmetro necessário para realizar o trabalho é de 46,52 mm, mas o pistão comercial mais próximo que será utilizado é de 50,8 mm. Com o diâmetro comercial, a força real a ser aplicada está apresentada na equação 31.

$$F_{ab} = \pi \cdot P_{tb} \cdot \frac{Dp^2}{4} = \pi \cdot 18,9 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,0508^2}{4} = 38305,96 \text{ N}$$

Equação 31

Assim a real força aplicada é de 38305,96 N, essa força será utilizada para a análise de tensões por elementos finitos.

No cálculo do diâmetro da haste, usando como fator de segurança 2, levando em consideração a tabela de flambagem, e o módulo de elasticidade do aço de 210 MPa, para que o diâmetro da haste não flambe está calculado na equação 32.

$$dh_b = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot Fa_b}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 2 \cdot (2,25)^2 \cdot 38305,96}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^7}} = 2,083 \text{ cm}$$

Equação 32

Como mostrado na equação, o diâmetro mínimo deve ser de 20,83 mm, assim o diâmetro comercial mais próximo encontrado por fabricantes é de 25,4 mm. Tendo o diâmetro comercial da haste é possível calcular a força de retorno onde está representado na equação 33, onde é utilizado como cálculo o diâmetro do pistão comercial.

$$F_{ar_b} = \frac{\pi \cdot P_{tb} \cdot (D_{pb}^2 - D_{hb}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot 18,9 \cdot 10^6 \cdot (0,0508^2 - 0,0254^2)}{4} = 28729,47 \text{ N}$$

Equação 33

Onde o atuador do braço possuirá um força de retorno de 28729,47 N.

Em relação a velocidade do atuador, foi considerado um tempo de 4 segundos, para que o cilindro não atue rapidamente e não danifique a estrutura do equipamento. Na equação 34, utilizando o curso de 250 mm é encontrado a velocidade do atuador.

$$Va_b = \frac{Lh}{ta} = \frac{250}{4} = 62,5 \text{ mm/s}$$

Equação 34

A velocidade do atuador será de 62,5 mm/s, com isso é possível calcular a vazão de avanço, mas primeiramente devesse calcular a área do pistão mostrado na equação 35.

$$Ap_b = \frac{\pi \cdot D_{pb}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50,8^2}{4} = 2025,8 \text{ mm}^2$$

Equação 35

Tendo uma área de 2025,8 mm², multiplicando essa área pela velocidade encontrada anteriormente chega-se na equação 36.

$$Q_{a_b} = Va_b \cdot Ap_b = 62,5 \cdot 2025,8 = 126673,13 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 7,6 \text{ L/min}$$

Equação 36

Obtendo uma vazão de 7,6 L/min, esse resultado será utilizado para cálculo da bomba hidráulica. Para complementar os cálculos será calculado a área do pistão de retorno mostrado na equação 37.

$$Arb = \frac{\pi \cdot (D_{pb}^2 - dh_b^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (50,8^2 - 25,4^2)}{4} = 1519,35 \text{ mm}^2$$

Equação 37

Com a área e a velocidade podemos chegar a vazão de retorno apresentada na equação 38.

$$Qr_b = vr.Arb = 62,5 \cdot 1519,35 = 95004,85 \frac{mm^3}{s} = 5,7 L/min$$

Equação 38

É possível ver que a vazão de retorno é menor que a de avanço, sendo a de retorno obtido 5,7 L/min. Assim a vazão de maior importância é a de avanço, por causar uma maior impacto no cálculo da bomba hidráulica.

6.8.3. Dimensionamento do atuador da lança

Inicialmente o atuador da lança será dimensionado para uma força de 24426,33 N, possuindo um curso de 250 mm, sendo que o tempo de avanço máximo adotado foi de 4 segundos.

Assim utilizando a pressão de trabalho obtida anteriormente de 18,9 MPa, é possível calcular o diâmetro do pistão do atuador, representado na equação 39.

$$D_{pl} = \sqrt{\frac{4 \cdot Fl}{\pi \cdot P_{tb}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 24426,33}{\pi \cdot 18,9 \cdot 10^6}} = 0,04057 m = 40,57 mm$$

Equação 39

O diâmetro necessário para realizar o trabalho é de 40,57 mm, mas o pistão comercial mais próximo que será utilizado é de 50,8 mm. Com o diâmetro comercial, a força real a ser aplicada está apresentada na equação 40.

$$F_{a1} = \pi \cdot P_{tb} \cdot \frac{Dp^2}{4} = \pi \cdot 18,9 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,0508^2}{4} = 38305,96 N$$

Equação 40

Assim a real força aplicada é de 38305,96 N, essa força será utilizada para a análise de tensões por elementos finitos.

No cálculo do diâmetro da haste, usando como fator de segurança 2, levando em consideração a tabela de flambagem, e o módulo de elasticidade do aço de 210 MPa, para que o diâmetro da haste não flambe está calculado na equação 41.

$$dh_1 = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot Fa_1}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 2 \cdot (2.25)^2 \cdot 38305,96}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^7}} = 2,083 \text{ cm}$$

Equação 41

Como mostrado na equação, o diâmetro mínimo deve ser de 20,83 mm, assim o diâmetro comercial mais próximo encontrado por fabricantes é de 25,4 mm. Tendo o diâmetro comercial da haste é possível calcular a força de retorno onde está representado na equação 42, onde é utilizado como calculo o diâmetro do pistão comercial.

$$F_{ar_1} = \frac{\pi \cdot P_{tb} \cdot (D_{p1}^2 - D_{h1}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot 18,9 \cdot 10^6 \cdot (0,0508^2 - 0,0254^2)}{4} = 28729,47 \text{ N}$$

Equação 42

Onde o atuador da lança possuirá um forças de retorno de 28729,47 N. Nesse caso a força de retorno é mais importante que a força de avanço, pois a lança tem como função suportar e elevar as cargas, assim a força de retorno deve ser maior que 24426,33 N, para realizar o trabalho corretamente.

Em relação a velocidade do atuador, foi considerado um tempo de 4 segundos, para que o cilindro não atue rapidamente e não danifique a estrutura do equipamento. Na equação 43, utilizando o curso de 250 mm é encontrado a velocidade do atuador.

$$Va_1 = \frac{Lh}{ta} = \frac{250}{4} = 62,5 \text{ mm/s}$$

Equação 43

A velocidade do atuador será de 62,5 mm/s, com isso é possível calcular a vazão de avanço, mas primeiramente devesse calcular a área do pistão mostrado na equação 44.

$$Ap_i = \frac{\pi \cdot D_{pi}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 50,8}{4} = 2025,8 \text{ mm}^2$$

Equação 44

Tendo uma área de 2025,8 mm², multiplicando essa área pela velocidade encontrada anteriormente chega-se na equação 45.

$$Q_{a_i} = V_{a_i} \cdot Ap_i = 62,5 \cdot 2025,8 = 126673,13 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 7,6 \text{ L/min}$$

Equação 45

Obtendo uma vazão de 7,6 L/min, esse resultado será utilizado para cálculo da bomba hidráulica. Para complementar os cálculos será calculado a área do pistão de retorno mostrado na equação 46.

$$Ar_l = \frac{\pi \cdot (D_{pi}^2 - dh_i^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (50,8^2 - 25,4^2)}{4} = 1519,35 \text{ mm}^2$$

Equação 46

Com a área e a velocidade podemos chegar a vazão de retorno apresentada na equação 47.

$$Q_{r_i} = v_{a_i} \cdot Ar_l = 62,5 \cdot 1519,35 = 95004,85 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 5,7 \text{ L/min}$$

Equação 47

É possível ver que a vazão de retorno é menor que a de avanço, sendo a de retorno obtido 5,7 L/min. Assim a vazão de maior importância é a de avanço, por causar uma maior impacto no cálculo da bomba hidráulica.

6.8.4. Dimensionamento do atuador do suporte de giro

Inicialmente o atuador do suporte de giro será dimensionado para uma força de 19801,48 N, possuindo um curso de 165 mm, sendo que o tempo de avanço máximo adotado foi de 4 segundos.

Assim utilizando a pressão de trabalho obtida anteriormente de 18,9 MPa, é possível calcular o diâmetro do pistão do atuador, representado na equação 48.

$$D_{ps} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot FS}{\pi \cdot P_{tb}}} = \sqrt[2]{\frac{4 \cdot 19801,48}{\pi \cdot 18,9 \cdot 10^6}} = 0,03652 \text{ m} = 36,52 \text{ mm}$$

Equação 48

O diâmetro necessário para realizar o trabalho é de 36,52 mm, mas o pistão comercial mais próximo que será utilizado é de 38,1 mm. Com o diâmetro comercial, a força real a ser aplicada está apresentada na equação 49.

$$F_{a_s} = \pi \cdot P_{tb} \cdot \frac{Dp^2}{4} = \pi \cdot 18,9 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,0381^2}{4} = 21547,1 \text{ N}$$

Equação 49

Assim a real força aplicada é de 21547,1 N, essa força será utilizada para a análise de tensões por elementos finitos.

No cálculo do diâmetro da haste, usando como fator de segurança 2, levando em consideração a tabela de flambagem, e o módulo de elasticidade do aço de 210 MPa, para que o diâmetro da haste não flambe está calculado na equação 50.

$$dh_s = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot Fa_s}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 2 \cdot (2.16,5)^2 \cdot 21547,1}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^7}} = 1,466 \text{ cm}$$

Equação 50

Como mostrado na equação, o diâmetro mínimo deve ser de 14,66 mm, assim o diâmetro comercial mais próximo encontrado por fabricantes é de 19,05 mm.

Tendo o diâmetro comercial da haste é possível calcular a força de retorno onde está representado na equação 51, onde é utilizado como calculo o diâmetro do pistão comercial.

$$F_{ar_s} = \frac{\pi \cdot P_{tb} \cdot (D_{ps}^2 - D_{hs}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot 18,9 \cdot 10^6 \cdot (0,0381^2 - 0,01905^2)}{4} = 16160,33 \text{ N}$$

Equação 51

Onde o atuador do suporte de giro possuirá um forças de retorno de 28729,47 N. Nesse caso tanto a força de retorno quando a força de avanço são importante, pois as duas forças quando aplicadas tem a função de dar o giro do conjunto de braço em relação ao chassi, assim as duas forças devem ser maiores que 19801,48 N.

Em relação a velocidade do atuador, foi considerado um tempo de 4 segundos, para que o cilindro não atue rapidamente e não danifique a estrutura do equipamento. Na equação 52, utilizando o curso de 250 mm é encontrado a velocidade do atuador.

$$Va_s = \frac{Lh}{ta} = \frac{165}{4} = 41,25 \text{ mm/s}$$

Equação 52

A velocidade do atuador será de 41,25 mm/s, com isso é possível calcular a vazão de avanço, mas primeiramente devesse calcular a área do pistão mostrado na equação 53.

$$Ap_s = \frac{\pi \cdot D_{ps}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 38,1^2}{4} = 1140,06 \text{ mm}^2$$

Equação 53

Tendo uma área de 1140,06 mm², multiplicando essa área pela velocidade encontrada anteriormente chega-se na equação 54.

$$Q_{a_s} = V_{a_s} \cdot A_{p_s} = 41,25 \cdot 1140,06 = 47027,4 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 2,82 \text{ L/min}$$

Equação 54

Obtendo uma vazão de 2,82 L/min, esse resultado será utilizado para cálculo da bomba hidráulica. Para complementar os cálculos será calculado a área do pistão de retorno mostrado na equação 55.

$$A_{r_s} = \frac{\pi \cdot (D_{p_s}^2 - d_{h_s}^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (38,1^2 - 19,05^2)}{4} = 854,63 \text{ mm}^2$$

Equação 55

Com a área e a velocidade podemos chegar a vazão de retorno apresentada na equação 56.

$$Q_{r_s} = v_{a_s} \cdot A_{r_s} = 41,25 \cdot 854,63 = 35270,55 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} = 2,12 \text{ L/min}$$

Equação 56

É possível ver que a vazão de retorno é menor que a de avanço, sendo a de retorno obtido 2,12 L/min. Assim a vazão de maior importância é a de avanço, por causar uma maior impacto no cálculo da bomba hidráulica.

6.8.5. Dimensionamento bomba hidráulica

Para iniciar o cálculo da vazão da bomba devemos fazer um combinação entre a vazão de avanço entre cada componente do equipamento, pois assim conseguimos descobrir qual é a vazão necessária para realizar o trabalho. A tabela 18 seguinte mostra as combinações de vazões.

	Caçamba	Braço	Lança	Suporte	Total L/min
1	7,6	7,6	7,6	2,82	25,62
2		7,6	7,6		15,2
3	7,6	7,6			15,2
4	7,6		7,6		15,2
5	7,6			2,82	10,42
6		7,6		2,82	10,42
7			7,6	2,82	10,42

Tabela 18 - Combinações de vazões
Fonte: O autor.

Como cada válvula direcional aciona apenas um atuador, assim será considerado que só dois atuadores vão acionar ao mesmo tempo, assim a maior vazão encontrada é de 15,2 L/min, sendo necessário uma bomba hidráulica de mesma ou maior vazão.

Tendo a vazão necessário, é possível calcular o volume de absorção apresentado na equação 57, onde auxilia na escolha da bomba hidráulica. É recomendado que o rendimento volumétrico (μv) seja 0,93.

$$Vg = \frac{1000 \cdot QB}{n \cdot \mu v} = \frac{1000 \cdot 15,2}{2500 \cdot 0,93} = 6,54 \text{ cm}^3/\text{rotação}$$

Equação 57

O volume de absorção é de 6,54 cm³/rotação, assim levando em consideração uma bomba hidráulica da fabricante Parker, através de catalogo é possível encontrar a bomba mais próxima da necessária. A Figura 38 mostra algumas bombas hidráulicas fornecidas pela Parker.

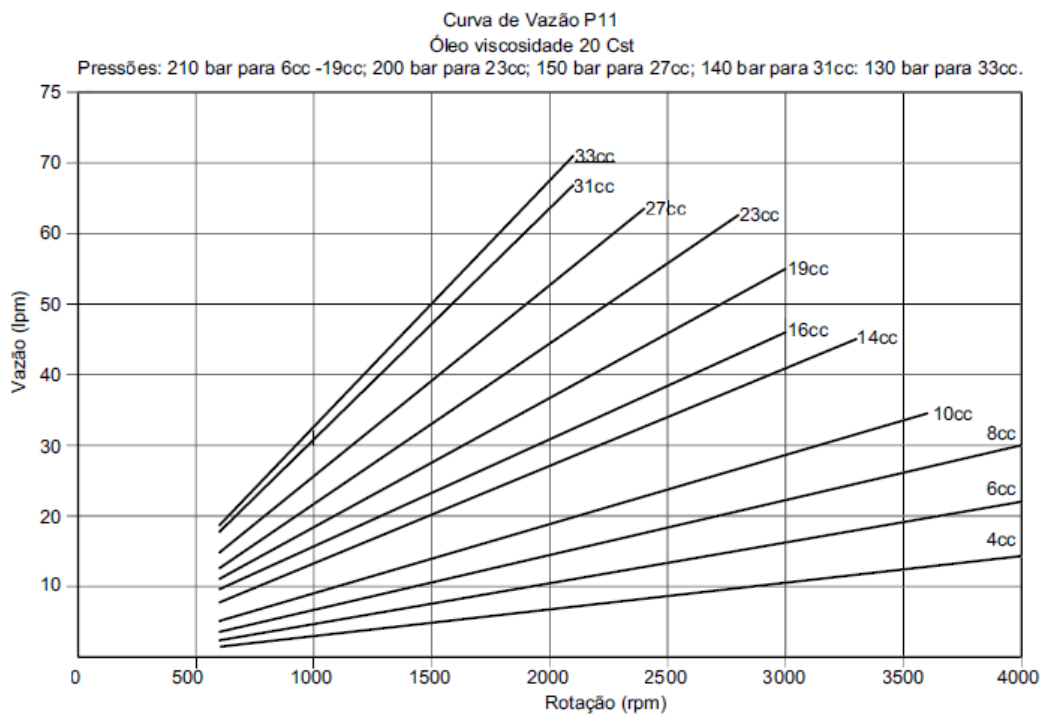


Figura 38 - Curva de vazão
Fonte: Catálogo Bombas hidráulica Parker

As bombas hidráulicas mais próximas são de 6cc ou 8cc, com isso será escolhida a de 8 cc. Tendo a bomba escolhida em seguida é calculado a potência absorvida, ou necessária pra realizar o trabalho. Através da equação 58, considerando o rendimento total (η_t) o valor de 0,9 sendo o mais recomendado.

$$N = \frac{QB \cdot P}{600 \cdot \eta_t} = \frac{15,2 \cdot 210}{600 \cdot 0,90} = 5,91 \text{ KW} = 7,93 \text{ hp}$$

Equação 58

Assim a potência calculada é de 5,91 kW, mas analisando a figura 39 onde mostra a potência necessária para bomba de 8 cc e rotação de 2500 rpm, é possível chegar a potência real para a bomba escolhida.

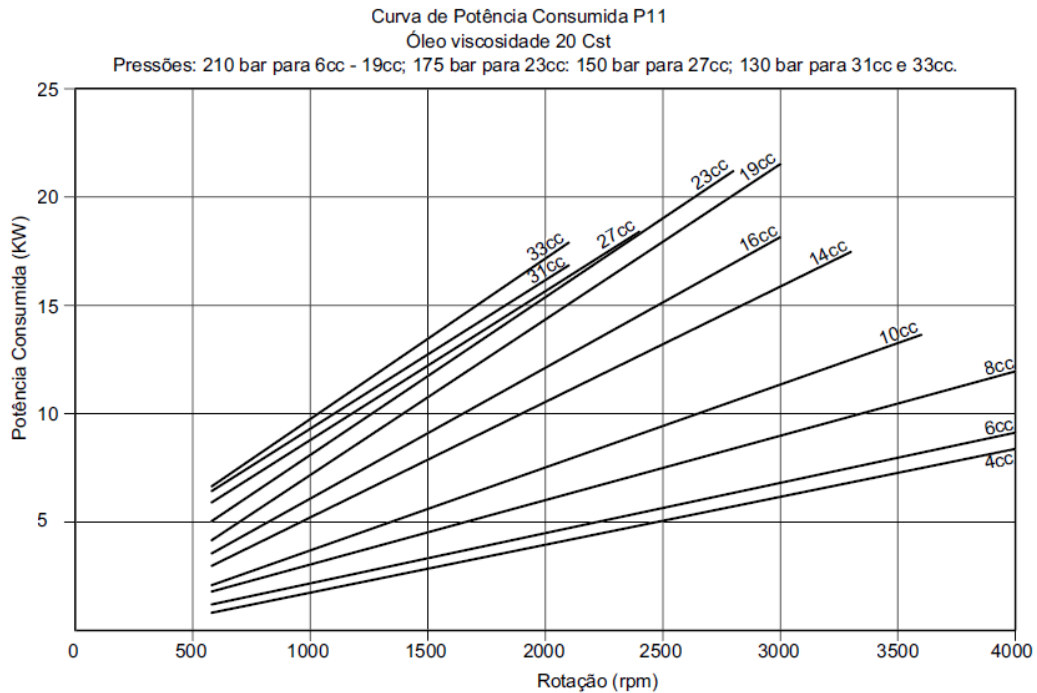


Figura 39 - Curva de potencia
Fonte: Catálogo Bombas Hidráulica Parker

Assim o motor deve ter uma potência entorno de 7,5 KW, sendo aproximadamente 10 hp, necessário para gerar a vazão determinada com a rotação determinada.

6.8.6. Dimensionamento do reservatório de óleo

O reservatório hidráulico é composto principalmente por uma linha de sucção, filtro de sucção, filtro de ar, linha de retorno, linha de dreno e dreno. Sendo que para o dimensionamento do reservatório o volume de fluido deve ser suficiente para suprir um período de no mínimo 3 minutos que haja o seu retorno. Assim tendo uma vazão de 15,2 L/min, a equação 59 representa o cálculo do volume necessário.

$$\text{Vol. Reserv.} \geq 3 \cdot \text{QB} = 3 \cdot 15,2 = 45,6 \text{ litros}$$

Equação 59

Assim o será necessário um reservatório com no mínimo 45,6 litros.

6.8.7. Dimensionamento das mangueiras hidráulicas

Como é um sistema hidráulico simples, para vazões de até 200 L/min, com variações moderada de temperatura e para uma pressão de 210 bar é recomendado para a tubulação de pressão uma velocidade de 600 cm/s, para tubulação de retorno uma velocidade de 300 cm/s e para a tubulação de sucção uma velocidade de 100 cm/s, será adotado uma viscosidade do óleo de 0,45 St, que é o mais comum, onde será utilizado apenas para o cálculo de Reynolds

Inicialmente calculando a tubulação de sucção, sendo a bomba hidráulica com uma vazão de 15,2 L/min, o diâmetro mínimo da mangueira está representada na equação 60.

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{15,2}{0,015 \cdot \pi \cdot 100}} = 1,796 \text{ cm}$$

Equação 60

O diâmetro comercial mais próximo encontrado é de 19,05 mm, assim será calculado o Reynolds para descobrir como é seu escoamento apresentado na equação 61.

$$Re = \frac{v \cdot dt}{\vartheta} = \frac{100 \cdot 1,905}{0,45} = 423,33$$

Equação 61

Como o escoamento é 423,3 sendo menor que 2000, o escoamento é laminar, assim causando pouca perda de carga na tubulação.

Calculando a tubulação de pressão, levando em consideração a mesma vazão da bomba hidráulica, o diâmetro mínimo da mangueira está apresentado na equação 62.

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{15,2}{0,015 \cdot \pi \cdot 600}} = 0,733 \text{ cm}$$

Equação 62

Senso necessário um diâmetro de 0,733 cm, o diâmetro comercial mais próximo é 3/8' tendo 9,5 mm, assim será calculado o Reynolds para o diâmetro comercial mostrado na equação 63.

$$Re = \frac{v \cdot dt}{\vartheta} = \frac{600 \cdot 0,95}{0,45} = 1266,6$$

Equação 63

Possuindo um valor de 1266,6 se encontra a baixo de 2000 que é o limite do escoamento laminar, assim não causara turbulência durante o fluxo.

A tubulação de retorno, é responsável pela volta do fluido hidráulico ao reservatório, e novamente considerando a vazão igual a da bomba hidráulica o diâmetro mínimo da mangueira está representado na equação 64.

$$dt = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \cdot \pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{15,2}{0,015 \cdot \pi \cdot 300}} = 1,075 \text{ cm}$$

Equação 64

Assim o diâmetro mais próximo de 1,075 cm é a mangueira de 1/2' tendo 12,7 mm, através desse diâmetro comercial é calculado o Reynolds mostrado na equação 65 para determinar o tipo de escoamento.

$$Re = \frac{v \cdot dt}{\vartheta} = \frac{300 \cdot 1,27}{0,45} = 846,66$$

Equação 65

Como Reynolds para retorno foi de 846,66, sendo menor que 2000, o escoamento nesse caso continua laminar.

6.9. DIMENSIONAMENTO DOS PINOS

Geralmente os pinos hidráulicos, por sofrerem muito desgastes, tensões de cisalhamentos, são produzidos em Aço SAE 1040 temperado e revenido a 400 °F, onde através do NORTON (2013) a resistência a escoamento é de 593 MPa. Na figura 40 é possível observar aplicação de dois pino, além do pino, se encontra uma bucha de bronze e 2 suportes laterais para que o atuador não tenha um movimento axial ao pino. A maior força aplicada, são dos atuadores hidráulico tendo a maior força de 38305,96 N, além disso os pinos utilizados no equipamento possuem 20 mm de diâmetro.

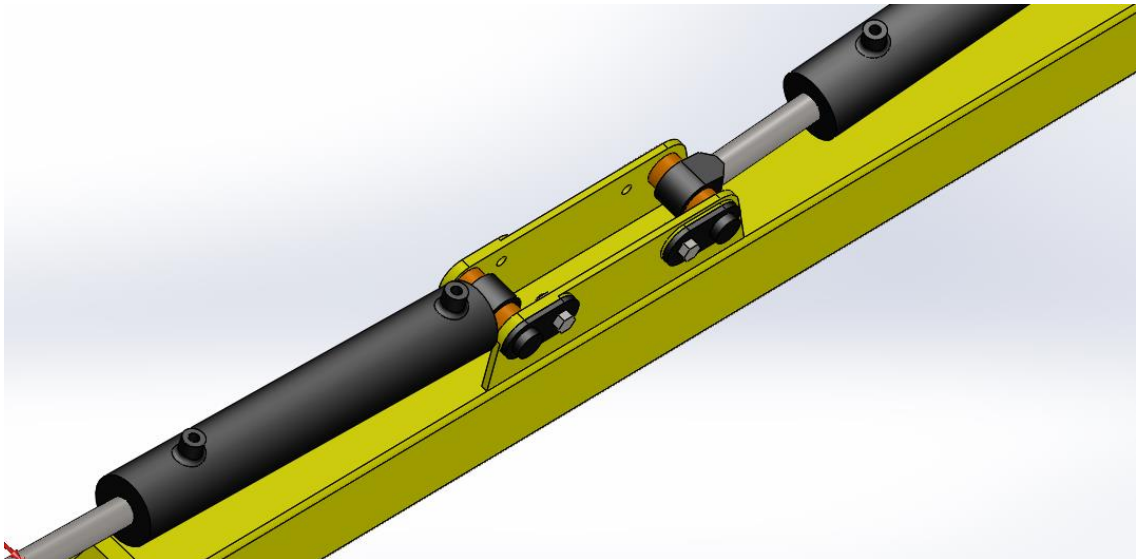


Figura 40 - Exemplo da aplicação de pinos na lança
Fonte: O autor.

A tensão cortante entre atuador e o pino é encontrado dividindo a força do atuador pela área cortante do atuador contra o pino, assim representada na equação 66. Assim deve-se analisar se a tensão não é excessiva em relação a tensão de escoamento do material utilizado. Para cálculo a espessura do olhal da haste dos atuadores hidráulicos possuem 30 mm.

$$\sigma_{b1} = \frac{P}{t \cdot d_{\text{pino}}} = \frac{38305,96}{30 \cdot 20} = 63,84 \text{ MPa}$$

Equação 66

Como o resultado foi de $63,84 < 593$ MPa, o pino se encontra superdimensionado, para caso de forças maiores sejam aplicadas no conjunto dos braços, tendo um fator de segurança 9,28.

A tensão cortante entre o pino e os componentes feitos de chapas e tubos, onde as espessura das chapas e tubos possuem 6,3 mm, é possível encontrar a tensão cortante pela equação 67.

$$\sigma_{b2} = \frac{P}{2 \cdot t_g \cdot d_{pino}} = \frac{38305,96}{2 \cdot 6,3 \cdot 20} = 152 \text{ MPa}$$

Equação 67

Sendo o resultado obtido 152 MPa maior que a tensão cortante entre o pino e o atuador, esse ponto acaba sendo crítico no sistema, mas está abaixo de 593 MPa, tendo um fator de segurança de 3,9.

A tensão de cisalhamento que ocorre no pino tende a cisalhar em dois planos, assim a tensão de cisalhamento é igual a carga total aplicada pelo atuador hidráulico dividida por duas vezes a área de seção transversal do pino, onde está apresentada na equação 68.

$$\tau_{pino} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot d_{pino}^2 / 4} = \frac{38305,96}{2 \cdot \pi \cdot 20^2 / 4} = 60,97 \text{ MPa}$$

Equação 68

Em seguida analisando o resultado, onde deve dar um valor menor que a tensão de cisalhamento do material, onde geralmente a tensão de escoamento em cisalhamento é 50% da tensão de cisalhamento em tração, observasse que 60,97 MPa obtidos são inferior a 296,5 MPa, tendo uma relação de fator de segurança de 4,86.

Para o cálculo do pino do suporte de giro mostrado na figura 41, será utilizado a tabela 15 das distribuição de cargas em relação ao pino, assim será considerado um ponto de apoio numa das extremidade do pino, tendo essa distância um valor de 87,4 mm.

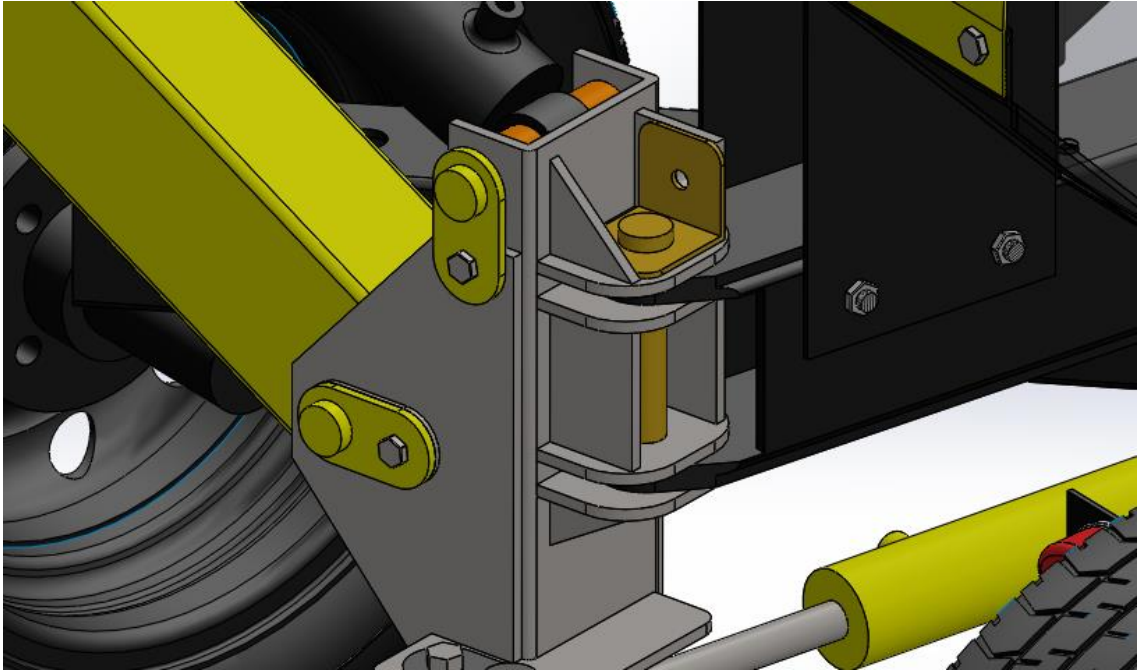


Figura 41 - Pino do suporte de giro
Fonte: O autor.

Assim calculando a força que está atuando no pino através de momento binário, apresentado na equação 69, é possível em seguida calcular a tensão cortante.

$$F_{pino\ sup} = \frac{M_{carga}}{d} = \frac{863,18 \cdot (2045 + 140) + 206,6 \cdot (1695 + 140) + 386,02 \cdot (672,5 + 140)}{87,4} = 29505,72\ N$$

Equação 69

A tensão cortante entre a força e o pino é encontrado dividindo a força do atuador pela área cortante da força do atuador contra o pino, assim representada na equação 70. Para cálculo a espessura da chapa do suporte de possui 6,3 mm.

$$\sigma_{b3} = \frac{F_{pino\ sup}}{2 \cdot t \cdot d_{pino}} = \frac{29505,72}{2 \cdot 6,3 \cdot 20} = 117,09\ MPa$$

Equação 70

Tendo um valor abaixo de 593 MPa, obtém um fator de segurança de 5,06. Para o cálculo da tensão cortante entre o pino e o chassi, o formulação está

representada na equação 71, onde a espessura onde se aplica do chassi é de 12,6 mm.

$$\sigma_{b4} = \frac{F_{pino\ sup}}{t_{gchassi} \cdot d_{pino}} = \frac{29505,72}{12,6 \cdot 20} = 117,09\ MPa$$

Equação 71

Possuindo o mesmo valor que a força e o pino, resulta num mesmo fator de segurança de 5,06. A tensão de cisalhamento que ocorre no pino tende a cisalhar em dois planos, assim a tensão de cisalhamento é igual a carga total aplicada pela força das cargas dividida por duas vezes a área de seção transversal do pino, onde está apresentada na equação 72.

$$\tau_{pino} = \frac{F_{pino\ sup}}{2 \cdot \pi \cdot d_{pino}^2 / 4} = \frac{29505,72}{2 \cdot \pi \cdot 20^2 / 4} = 46,96\ MPa$$

Equação 72

Em seguida analisando o resultado, onde deve dar um valor menor que a tensão de cisalhamento do material, onde geralmente a tensão de escoamento em cisalhamento é 50% da tensão de cisalhamento em tração, observasse que 46,96 MPa obtidos são inferior a 296,5 MPa, tendo uma relação de fator de segurança de 6,3.

6.10. SIMULAÇÃO GRAFICA E ANALISE DAS TENSÕES PELO METODO DOS ELEMENTOS FINITOS (FEA)

6.10.1. Análise da ferramenta de penetração no solo

Primeiramente foi feita a análise da ferramenta de penetração no solo, onde foi realizado uma malha representada na figura 42, onde foi também colocado as condições de contorno, colocando os pontos de fixação onde os parafusos serão fixado na caçamba, a força de penetração foi posta na área de penetração com valor

de 3600 N. Foi aplicado como material um aço 1020 , onde sera soldado chapas laminado a quente.

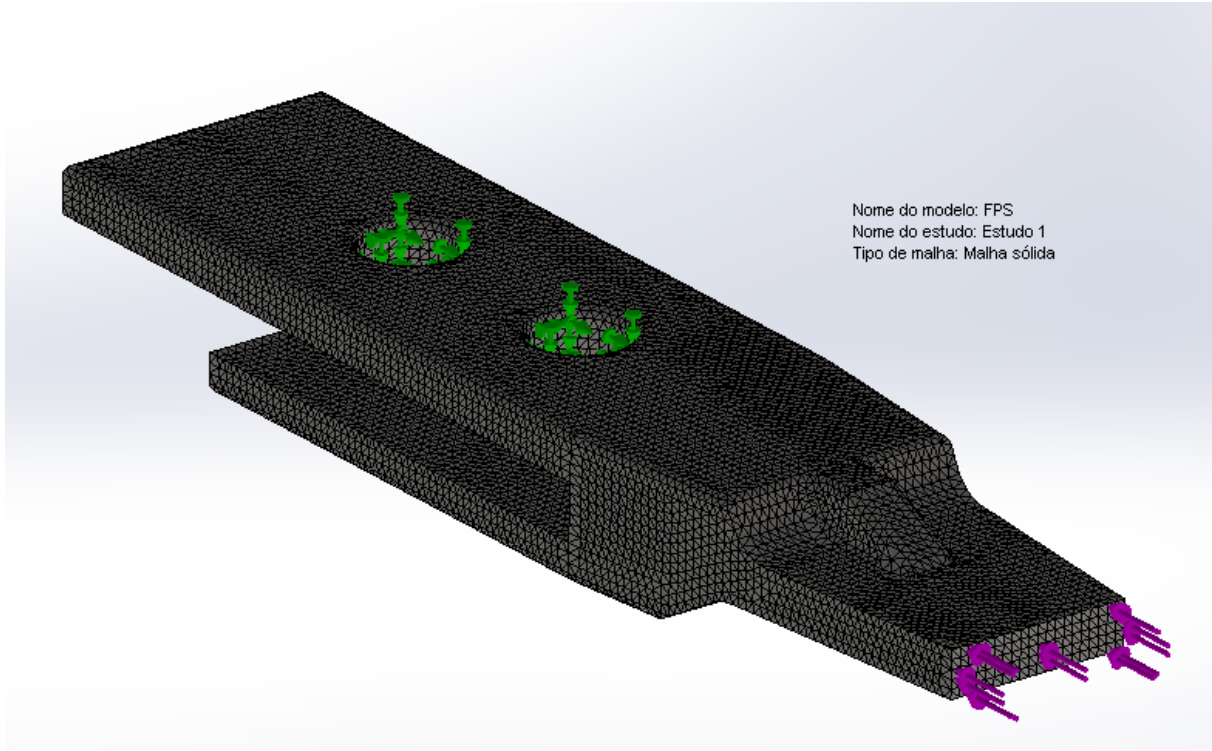


Figura 42 - Malha ferramenta de penetração
Fonte: O autor.

Em seguida foi realizada uma análise estática das tensões no componente, representado na figura 43, onde pelo diagrama apresentado na lateral, é possível ver a distribuição das tensões em relação ao gradiente de cor, sendo o ponto mais crítico mostrado em vermelho, tendo um valor de 61,6 MPa sendo menor que o limite de escoamento.

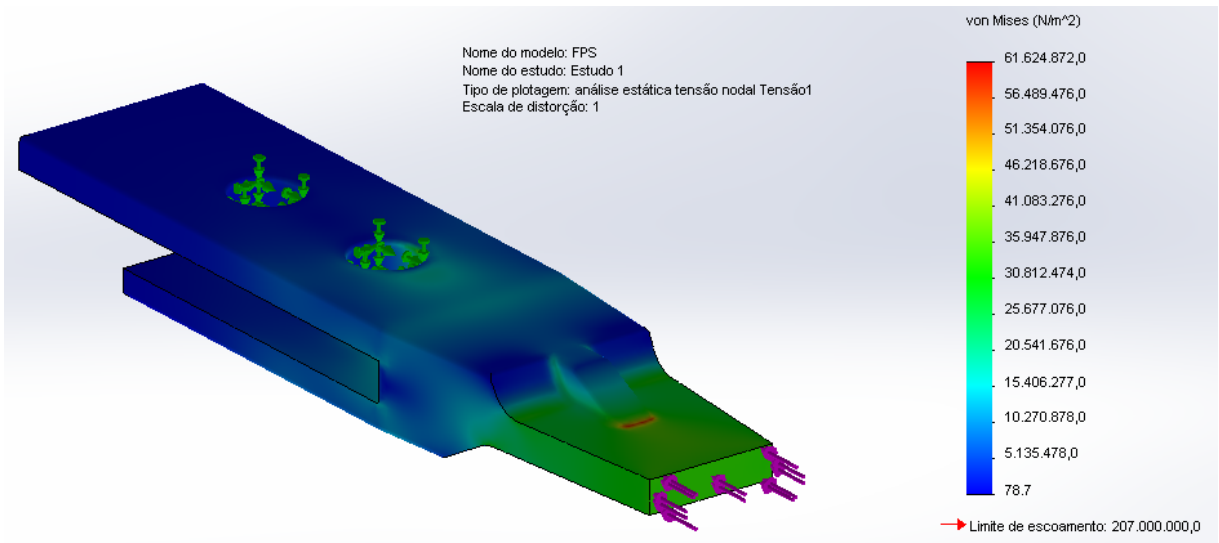


Figura 43 - Análise de tensão FPS
 Fonte: O autor.

A próxima etapa foi analisar o descolamento causado pela aplicação da força, apresentado na figura 44 que se encontra numa escala de 2000 vezes para analisar para que direções que a ferramenta se desloca, onde o maior deslocamento foi de 0,0073 mm localizado na ponta da ferramenta.

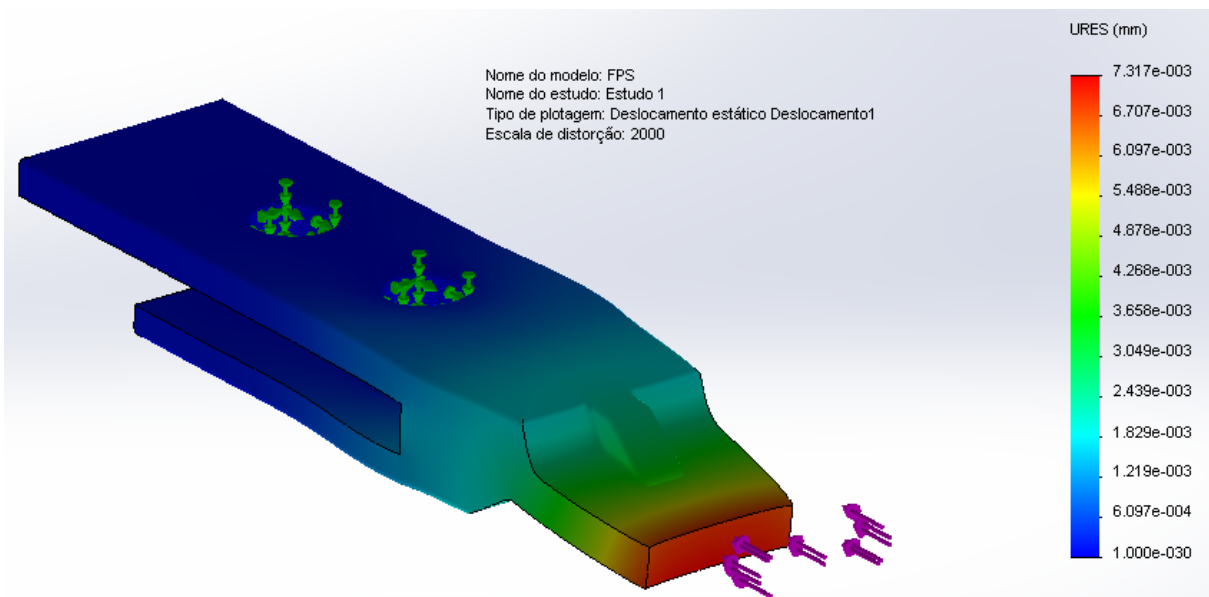


Figura 44 - Deslocamento FPS
 Fonte: O autor.

Em seguida foi analisado a deformação da ferramenta, onde está apresentado na figura 45 com uma escala de 2000 vezes para melhor análise, a maior deformação foi de 0,00021 mm na nervura que se localiza na ponta.

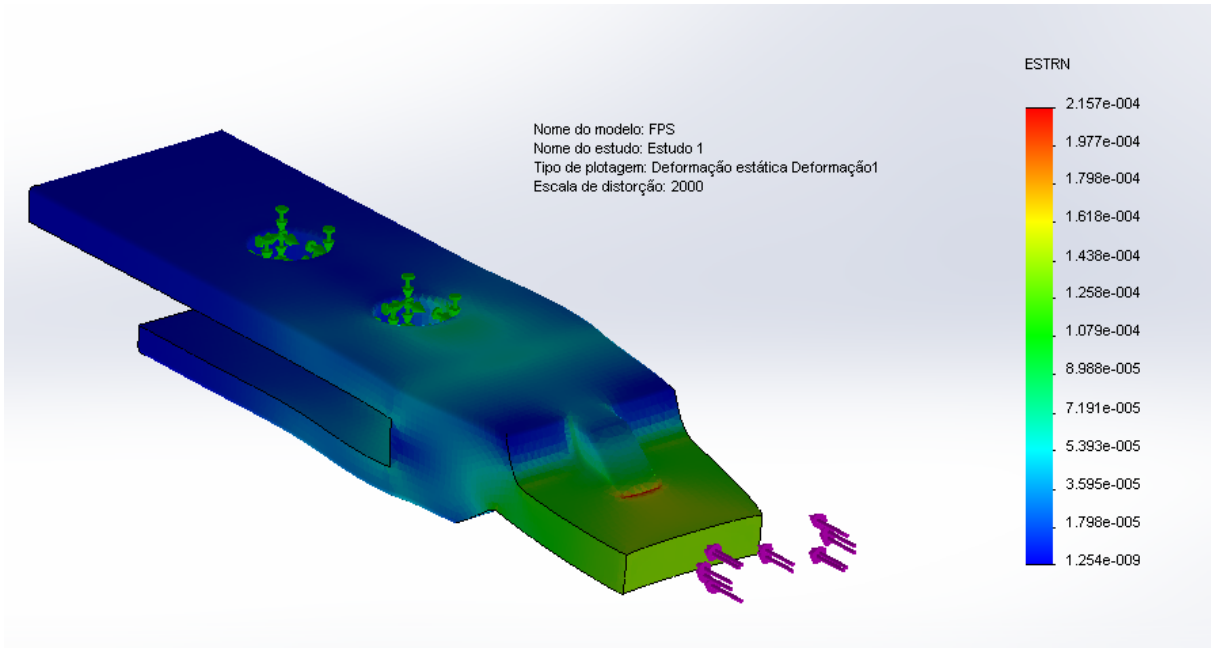


Figura 45 - Deformação FPS
 Fonte: O autor.

Para finalizar, na figura 46, mostra o fator de segurança em cada ponto da ferramenta, utilizando um critério de tensão de Von Mises, sendo o menor fator de segurança foi de 3,5.

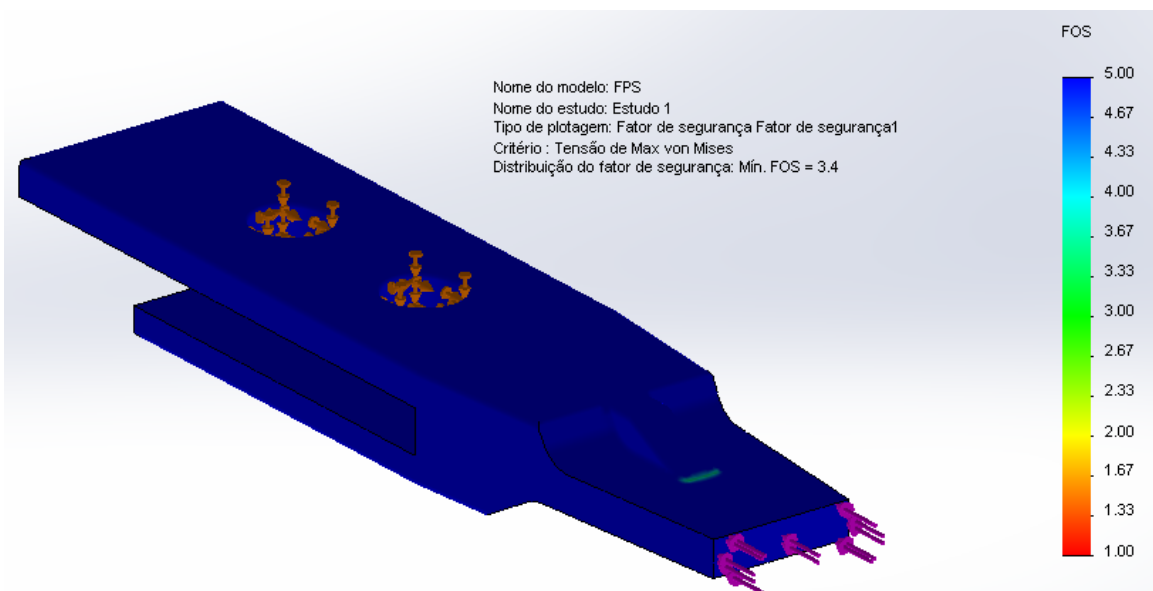


Figura 46 - Fator de segurança da FPS
 Fonte: O autor.

6.10.2. Análise da Caçamba

Na caçamba foi realizado 2 estudos, sendo duas direção da aplicação da força, no primeiro estudo foi realizado uma malha apresentado na figura 47, onde foi adicionado as condições de contorno (sendo os ponto e fixação onde a FPS se encontra, e no eixo de giro da caçamba com o braço, já a força foi aplicada verticalmente com um valor de 8340 N). O material utilizado foi o Aço 1020 laminado a quente que é o mais fácil encontrado no comercio.

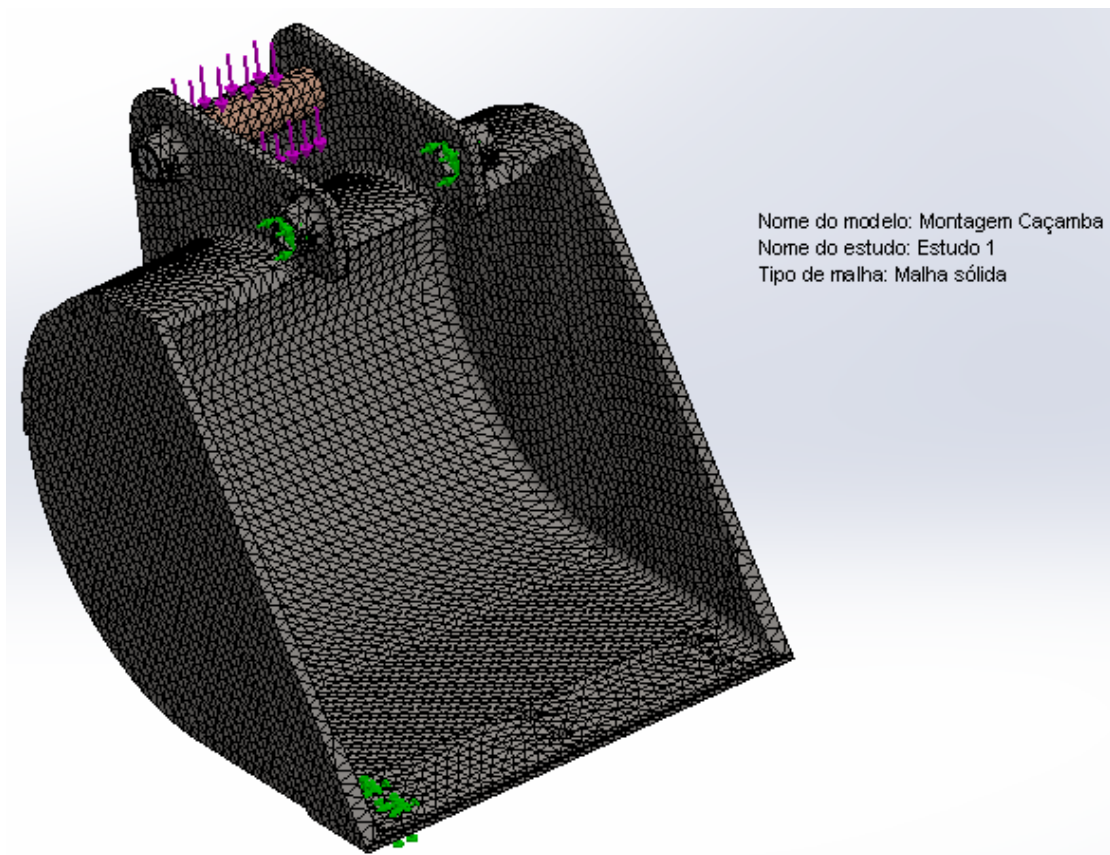


Figura 47 - Malha da caçamba estudo 1
Fonte: O autor.

No estudo 1 foi realizada a análise estática, representada na figura 48, onde a maior tensão foi de 161,5 MPa abaixo do limite de escoamento de 207 MPa. A maior parte da caçamba está sobre uma tensão menor de 100 MPa.

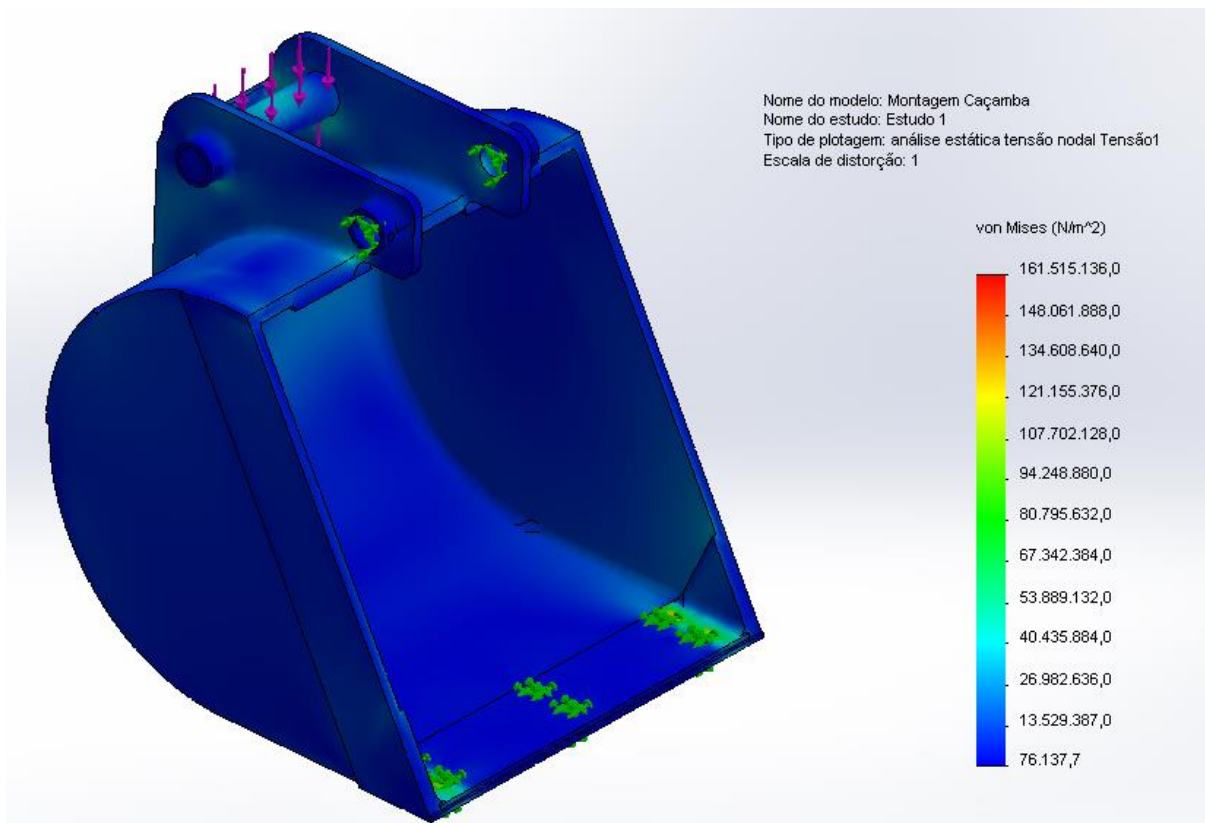


Figura 48 - Análise Tensão caçamba estudo 1
 Fonte: O autor.

Na figura 49, é possível observa o ponto crítico que se localizada no furo de fixação da ferramenta de penetração.

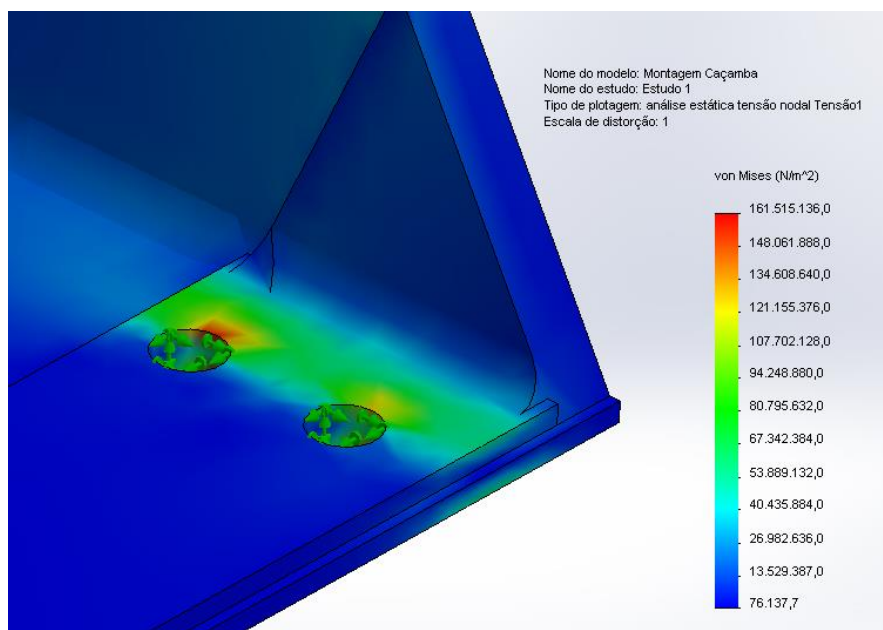


Figura 49 - Análise tensão máxima caçamba estudo 1
 Fonte: O autor.

No deslocamento do estudo 1, ocorre um maior deslocamento nas chapas laterais causada pela aplicação da força, sendo o maior deslocamento igual 0,115 mm, representado em vermelho na figura 50 numa escala de 200 vezes.

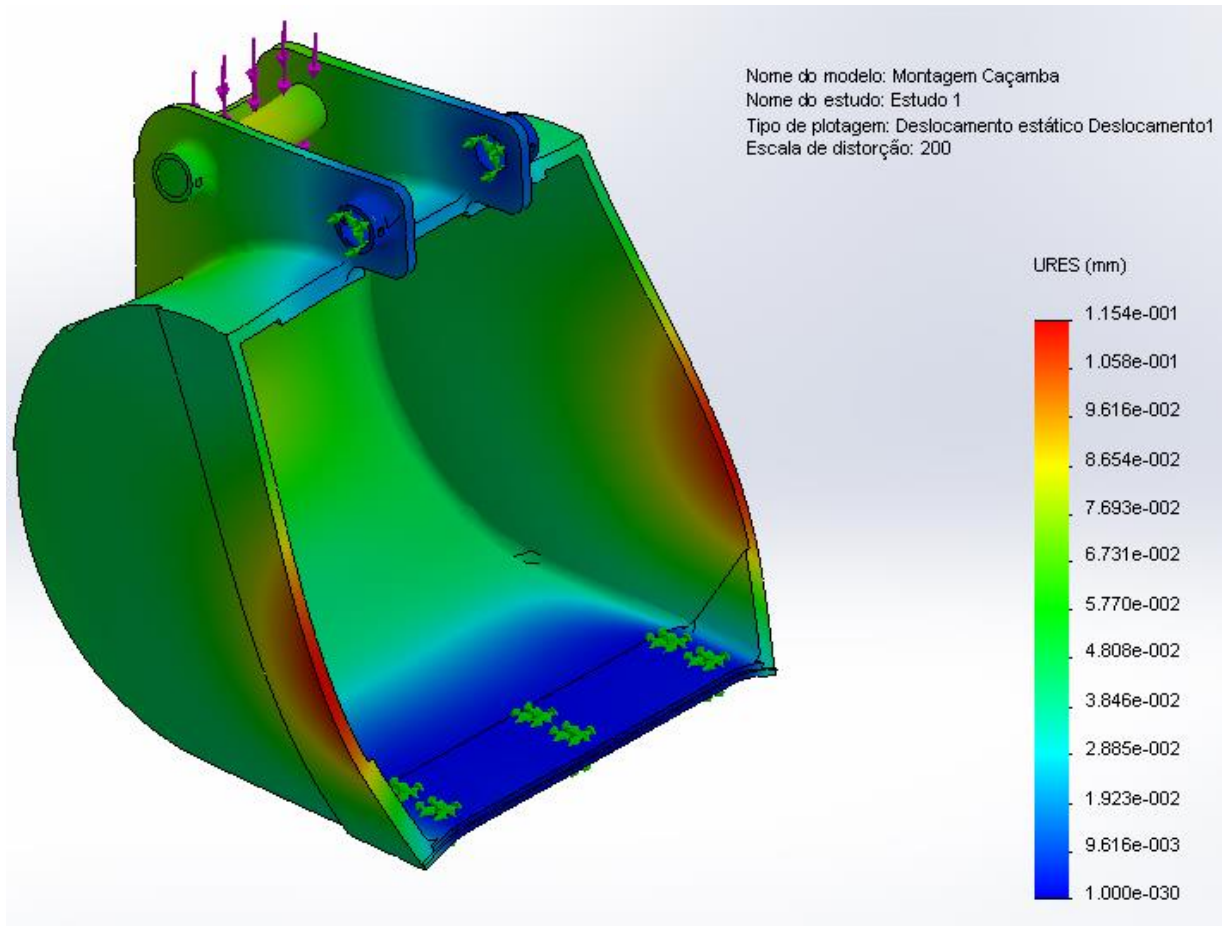


Figura 50 - Deslocamento Caçamba estudo 1
 Fonte: O autor.

A maior deformação do estudo 1 ocorre no ponto crítico da tensão, localizado no ponto de fixação da ferramenta de penetração, possuindo uma deformação de 0,00045 mm, que com o tempo de aplicação pode se agravar, toda deformação pode ser observada na figura 51 numa escala de 200 vezes.

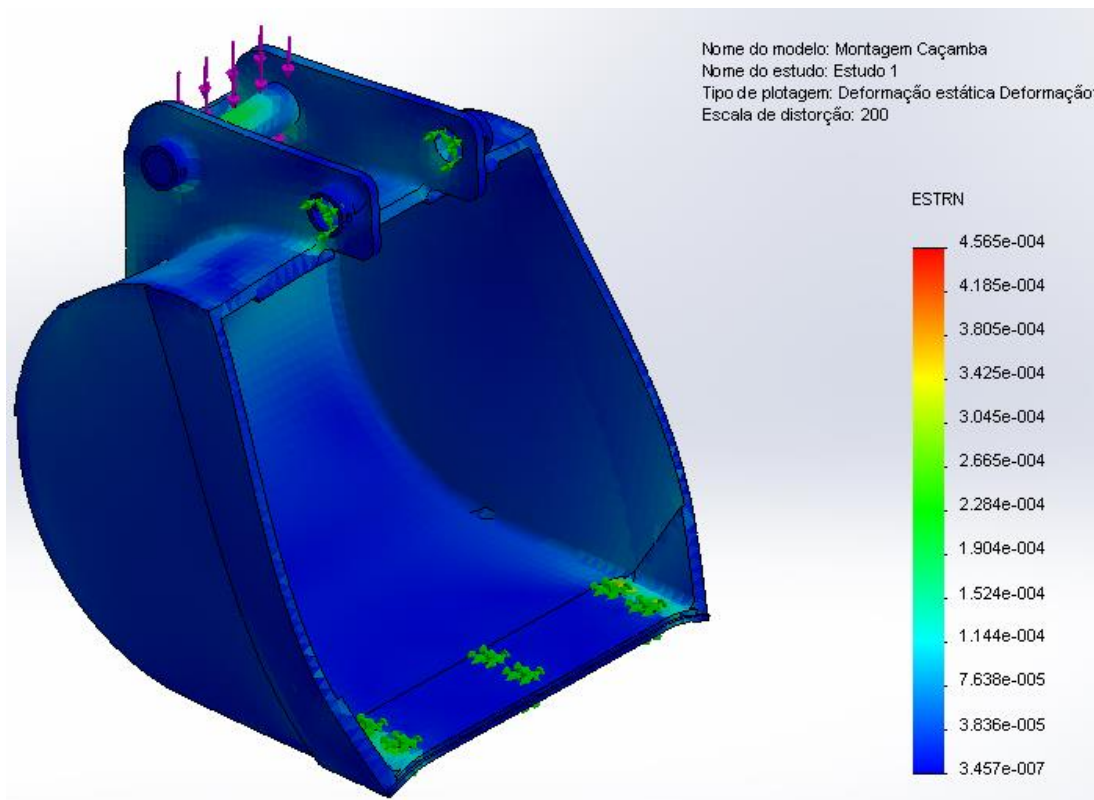


Figura 51 - Deformação caçamba estudo 1
 Fonte: O autor.

Na figura 52, é possível analisar o fator de segurança em toda a caçamba, o menor valor foi de 1,3 no ponto de fixação da ferramenta de penetração, sendo que a maior parte dos pontos se encontra a um valor acima de 5, garantindo uma segurança pro componente.

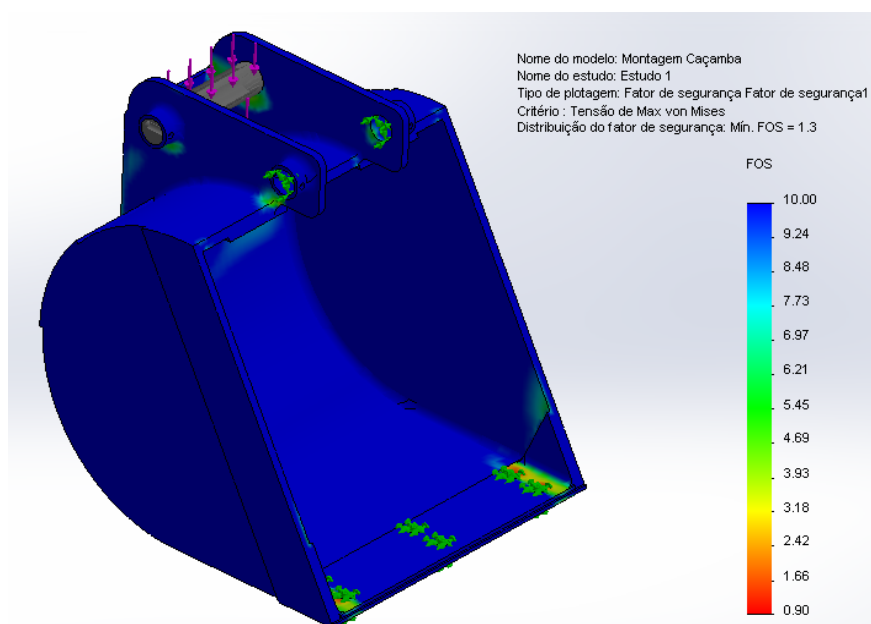


Figura 52 - Fator segurança caçamba estudo 1
 Fonte: O autor.

No segundo estudo, foi feita a malha da caçamba, e colocada as condições de contorno, onde os pontos de fixação continuarão o mesmo, mas a força de aplicação foi colocado num ângulo de 37° em relação a vertical com valor de 11630 N, que é o a maior força aplicada para esse ângulo. Toda malha está representada na figura 53.

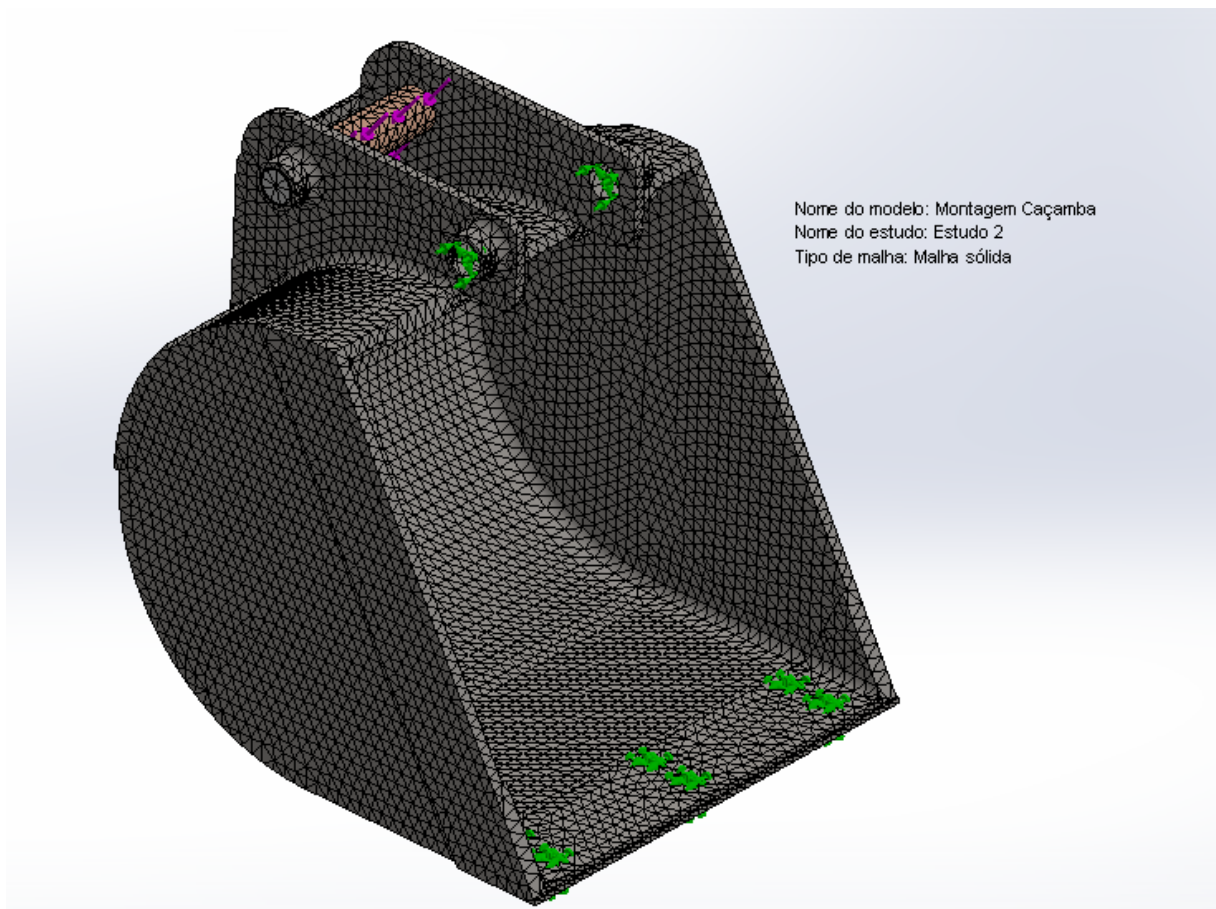


Figura 53 - Malha caçamba estudo 2
Fonte: O autor.

No estudo 2, a análise estática das tensões esta apresentada na figura 54, onde o ponto crítico se localiza novamente no ponto de fixação da ferramenta de penetração tendo um valor de 166,3 MPa, sendo menor que a tensão de escoamento de 207 MPa do material.

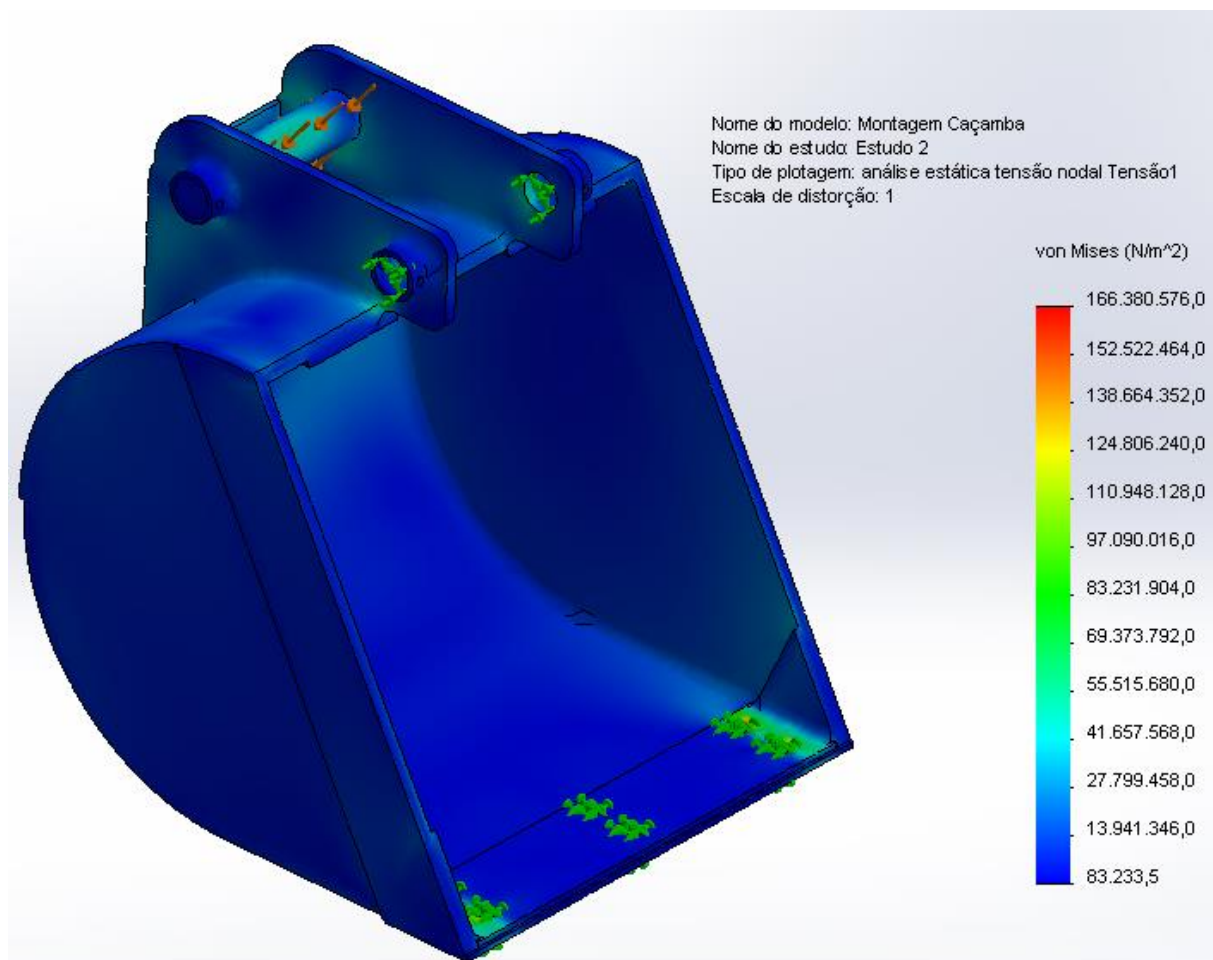


Figura 54 - Análise tensões caçamba estudo 2
Fonte: O autor.

O deslocamento do estudo 2, está apresentado na figura 55 com uma escala de 300 vezes para melhor visualização, e pode verificar pelo diagrama lateral que o maior valor foi de 0,117 mm de deslocamento, localizado nos pontos laterais da caçamba, tendendo sempre a abrir a boca da caçamba.

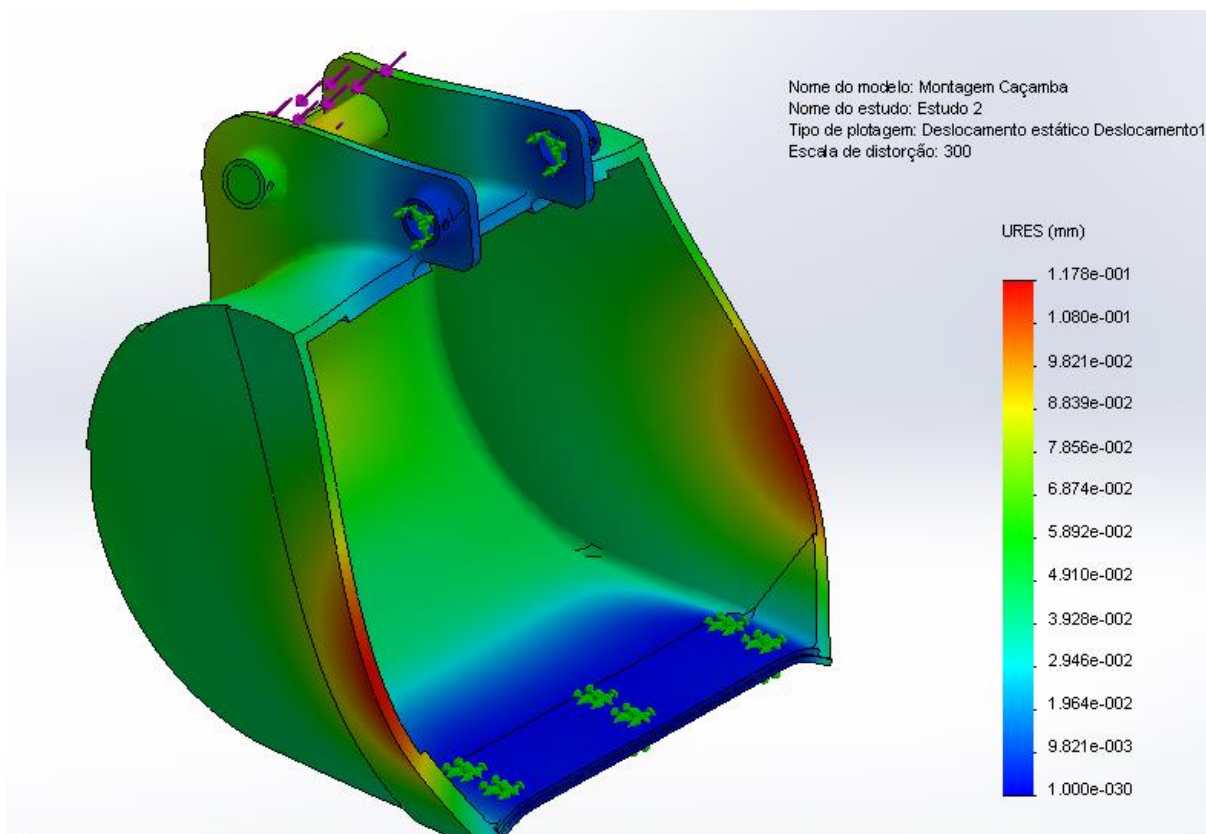


Figura 55 - Deslocamento caçamba estudo 2
Fonte: O autor.

Já na deformação do estudo 2, apresentado na figura 56 numa escala de 300 vezes, os pontos críticos foram o pino onde a força vai ser aplicada e os pontos de fixação da ferramenta de penetração, mas a deformação máxima foi relativamente baixa, tendo um valor de 0,000469 mm.

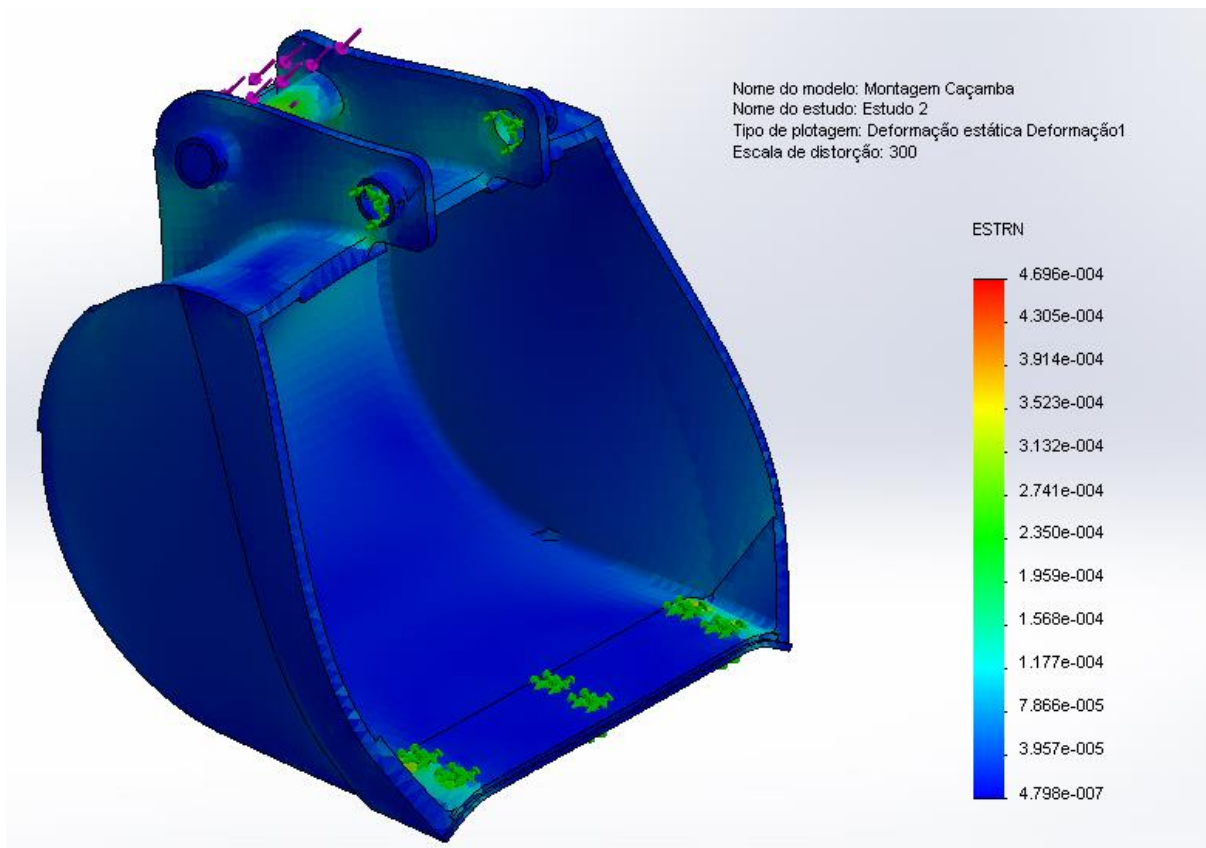


Figura 56 - Deformação caçamba estudo 2
Fonte: O autor.

A principal análise é o fator de segurança utilizando o critério de Von Mises apresentado na figura 57, onde é possível ver toda distribuição do fator, sendo o valor mínimo de 1,2 nos ponto de fixação da ferramenta de penetração, assim esse ponto deve se tomar um pouco de cuidado, refazer o projeto do componente com a intenção de aumentar a segurança, ou fazer uma análise da montagem com os parafuso e ferramenta para uma melhor conclusão.

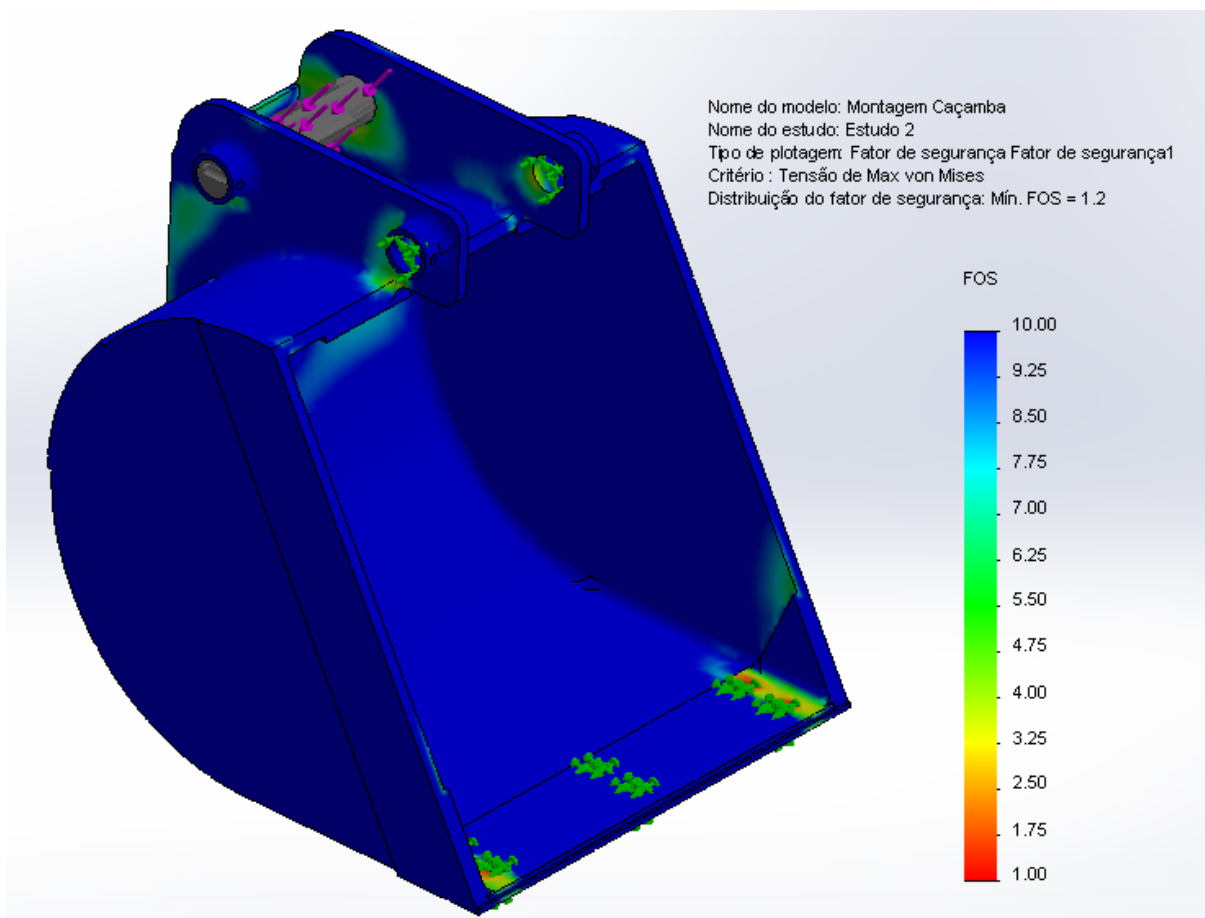


Figura 57 - Fator de segurança caçamba estudo 2
 Fonte: O autor.

6.10.3. Análise do suporte H

Para simulação do suporte H, foi criado uma malha como mostrado na figura 58, onde foi posto as condições de contorno, fixando o ponto onde se localiza o pino da caçamba, e aplicando uma força 38306 N gerada pelo atuador hidráulico. O material utilizado para produção dessa peça foi o aço 1020 laminado a quente.



Figura 58 - Malha do suporte H
Fonte: O autor.

Na análise estática de tensões, apresentada na figura 59, é possível observar uns pontos críticos que alcançaram 260 MPa, maior que o limite de escoamento, que devem ser analisadas, onde uma forma de resolver seria aumentando a espessura da chapa.

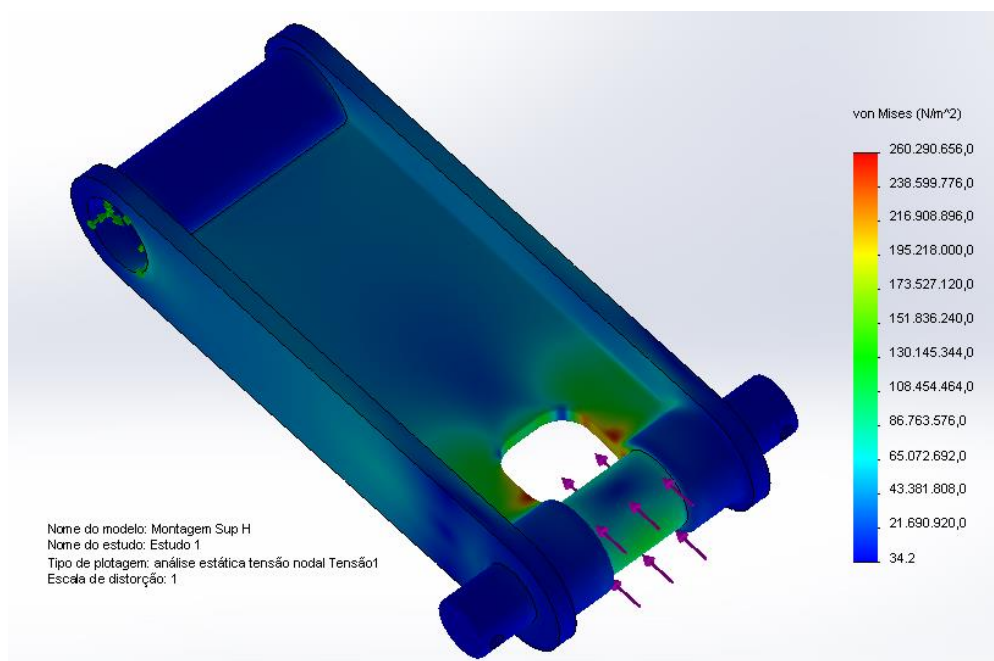


Figura 59 - Análise de tensão suporte H
Fonte: O autor.

Na análise do deslocamento foi obtido um máximo de 0,067 mm na bucha de bronze que se encontra no atuador hidráulico, possível verificar na figura 60 com uma escala de 300 vezes.

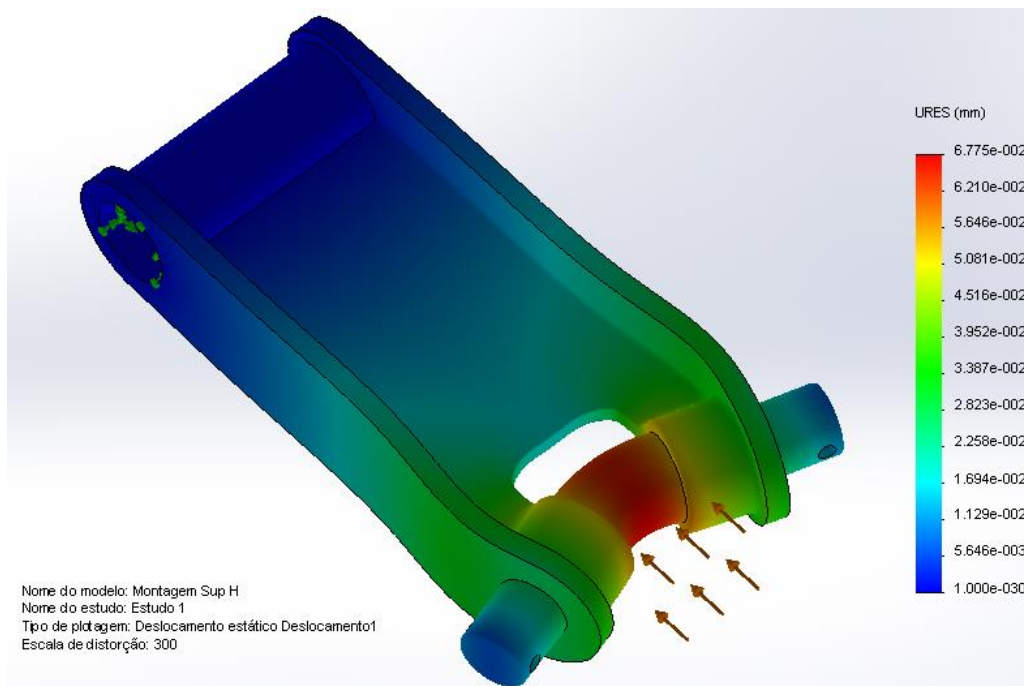


Figura 60 - Deslocamento suporte H
 Fonte: O autor.

Já a deformação ocorre nos ponto de maior tensão, tendo uma deformação máxima de 0,00099 mm, mostrado na figura 61 com escala de distorção de 300 vezes.

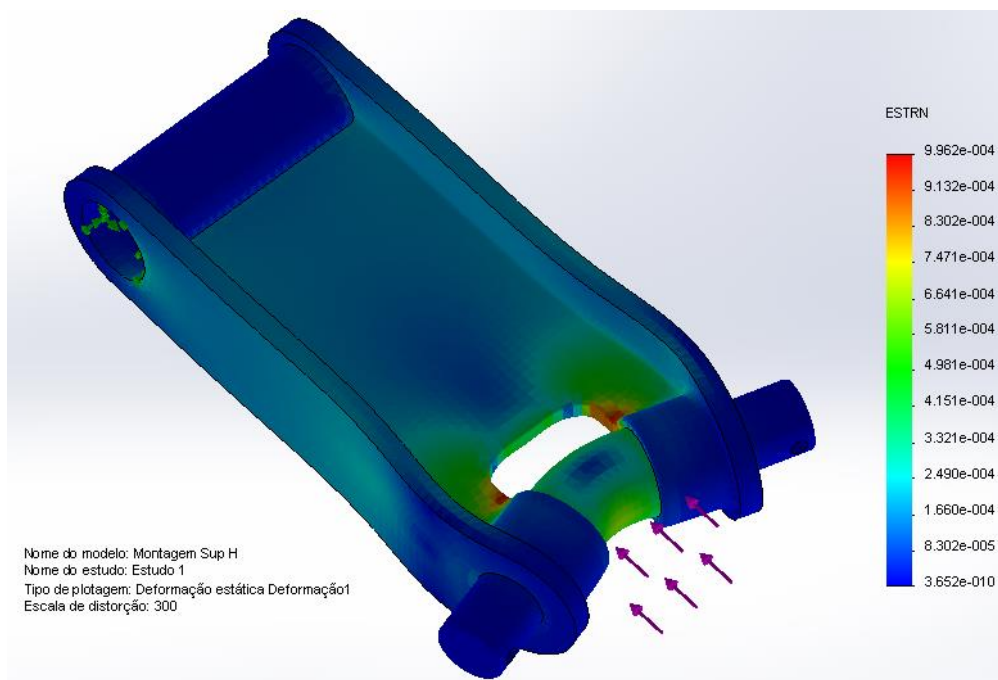


Figura 61 - Deformação suporte H
 Fonte: O autor.

Na análise do fator de segurança mostrado na figura 62, o fator de segurança mínimo foi de 1,4 nos ponto de maior tensão, apresentando uma cor avermelhada. Além disso é possível observar que as laterais apresentam fatores entorno de 4 que podem ser melhorados.

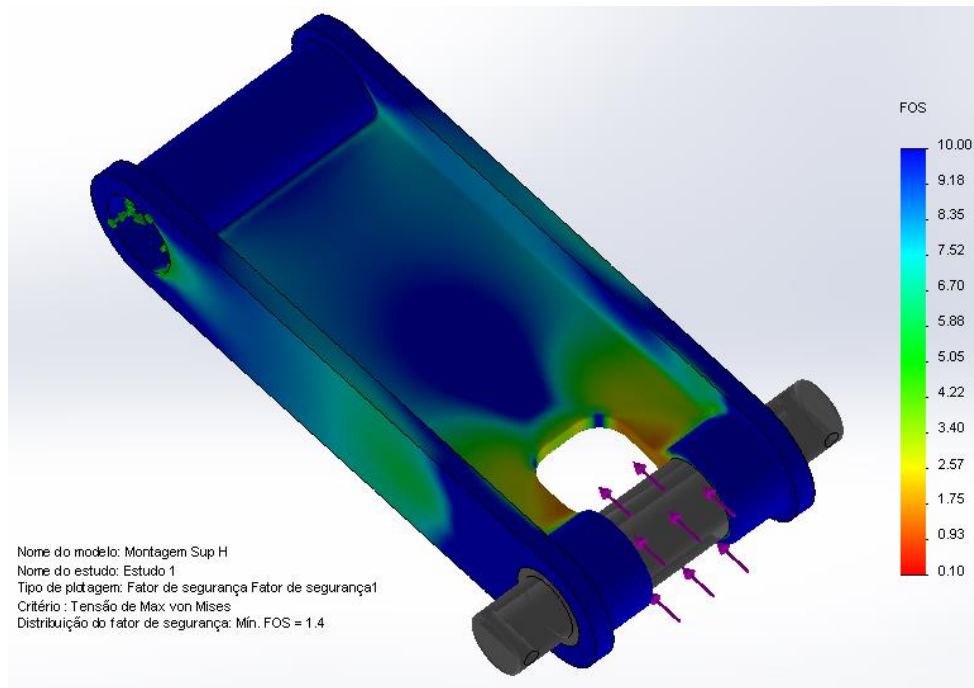


Figura 62 - Fator de segurança suporte H
Fonte: O autor.

6.10.4. Análise do braço

Primeiramente foi realizado uma malha, e colocação das condições, no estudo 1, foi aplicado uma força de 38305 N, com uma região de fixação no ponto de giro do braço e da caçamba. Na figura 63, é possível ver a análise estática realizada onde em um ponto onde se localiza o pino do atuador, teve uma tensão máxima de 283 MPa, estando acima do limite de escoamento desse material.

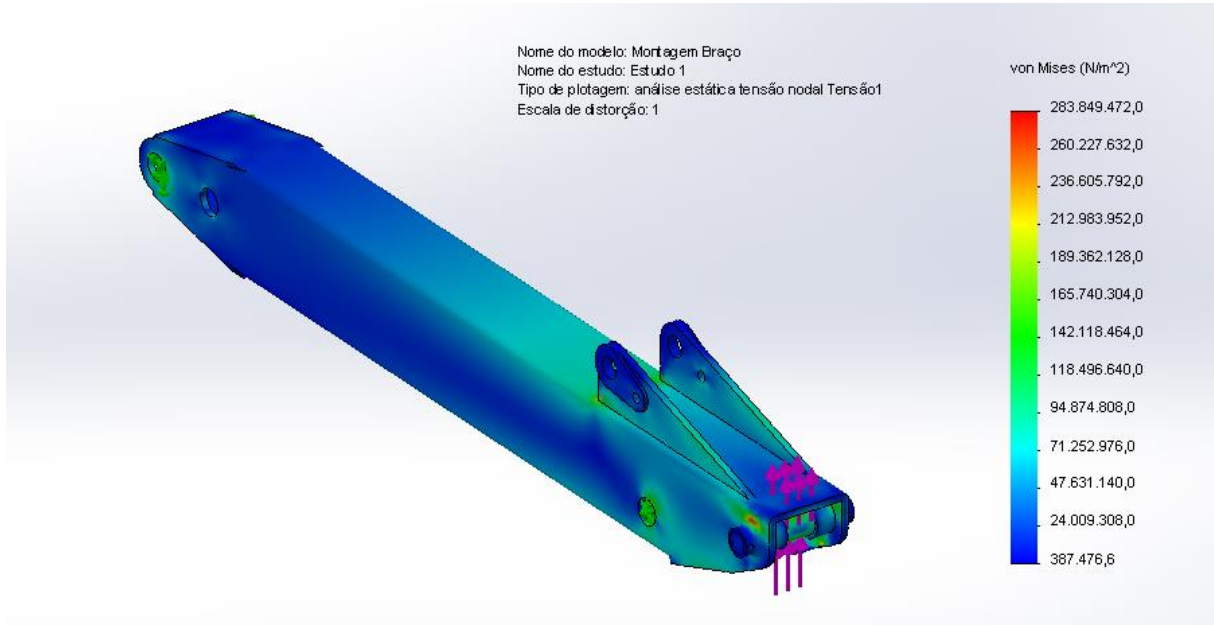


Figura 63 - Análise de tensão do braço estudo 1
 Fonte: O autor.

Na figura 64 é possível verifica com mais detalhe o ponto crítico do componente, onde que pode ser resolvido fazendo um reforço com chapa no loca.

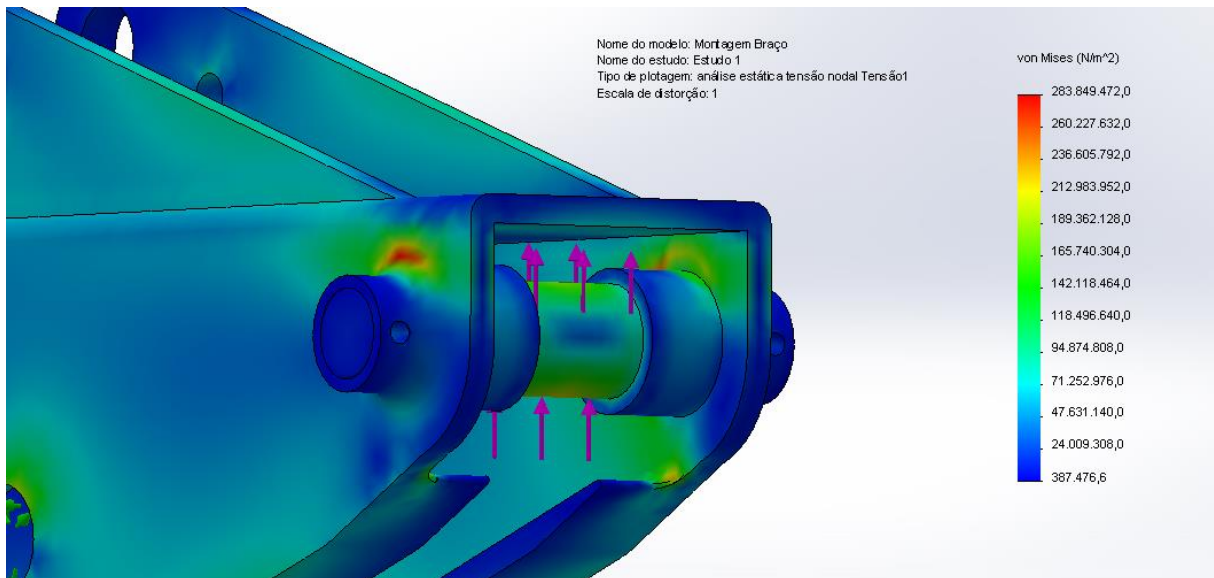


Figura 64 - Tensão máxima do braço estudo 1
 Fonte: O autor.

O deslocamento máximo que ocorreu no braço foi de 0,52 mm localizado no ponto do atuador hidráulico, como mostrado em vermelho na figura 65 numa escala de 100 vezes para melhor observação das direções que ocorre o deslocamento. Uma forma de diminuir é aumentando o diâmetro do pino.

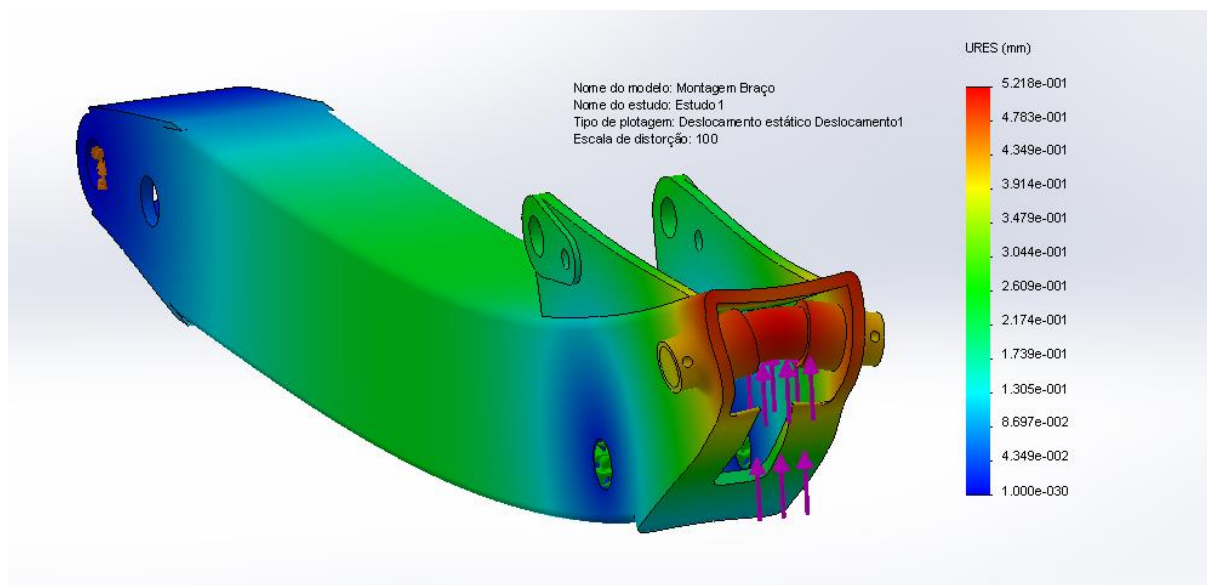


Figura 65 - Deslocamento do braço estudo 1
 Fonte: O autor.

Já deformação máxima foi de 0,00112 mm localizado no pino do atuador, outros pontos tiveram baixa deformação, as deformações estão representadas na figura 66 com escala de 100 vezes. Pode observar que alguns pontos pode ser feito um reforço para evitar a deformação com o tempo.

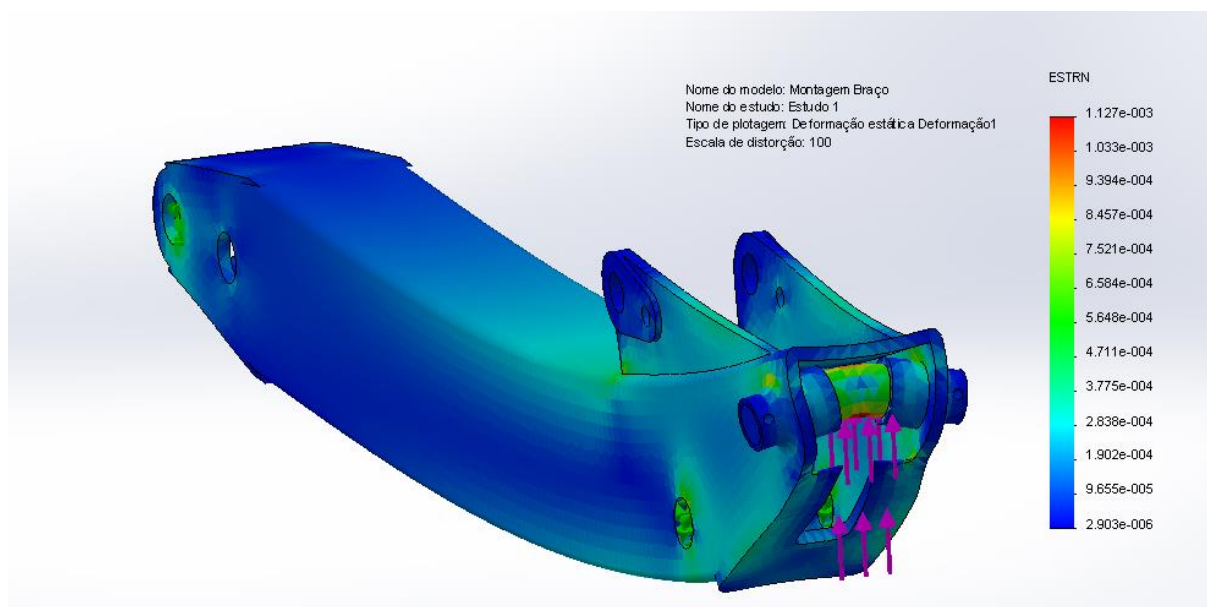


Figura 66 - Deformação do braço do estudo 1
 Fonte: O autor.

No fator de segurança mostrado na figura 67, o valor mínimo foi de 0,73 sendo um problema, impedindo que o equipamento trabalhe com carga máxima, a maior parte dos ponto obtiveram fatores de 2 para cima.

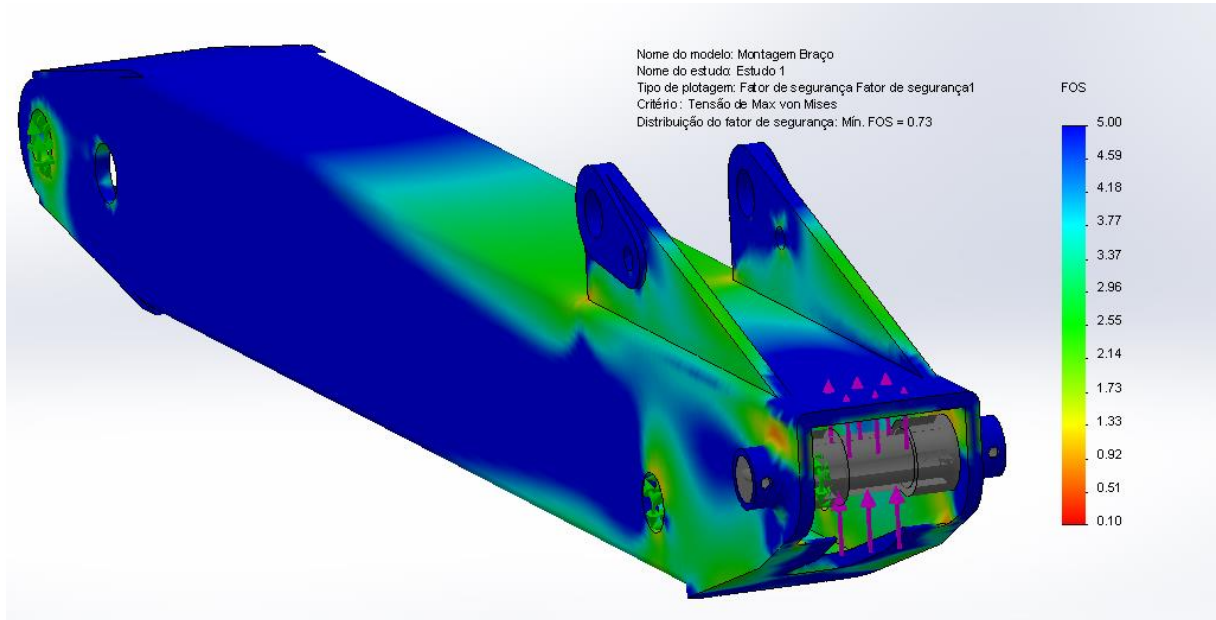


Figura 67 - Fator de segurança do braço estudo 1
Fonte: O autor.

No Estudo 2 foi aplicado uma força 38305 N paralelo ao braço do equipamento, e os mesmo pontos de fixação do estudo 1, a figura 68 mostra a aplicação da malha solida realizada.

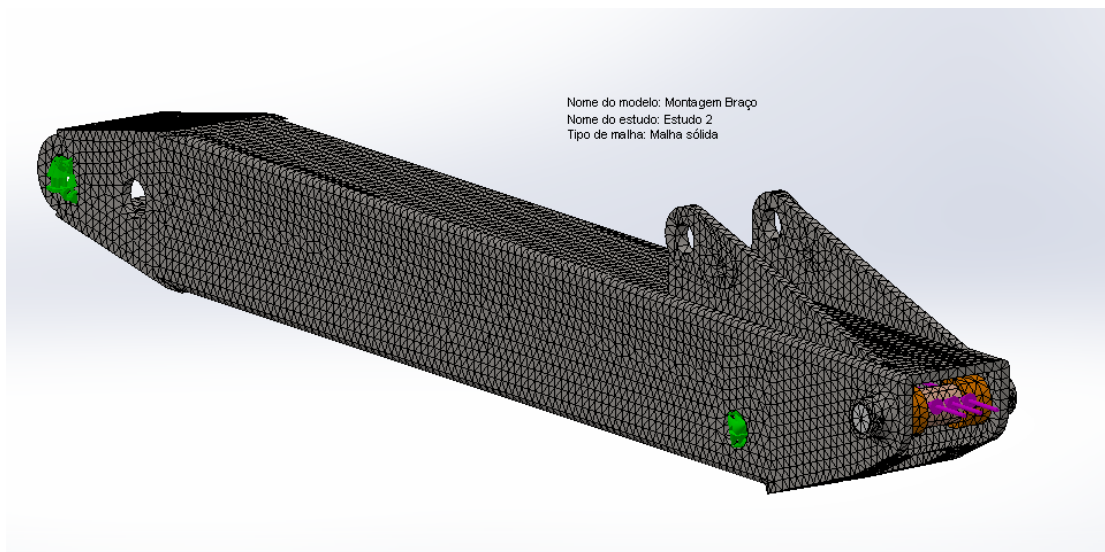


Figura 68 - Malha do braço estudo 2
Fonte: O autor.

A análise de tensão do estudo 2 está representado na figura 69, onde a tensão máxima obtida foi de 256 MPa, sendo acima do limite de escoamento, podendo causar sérios danos no equipamento quando for aplicado a força máxima.

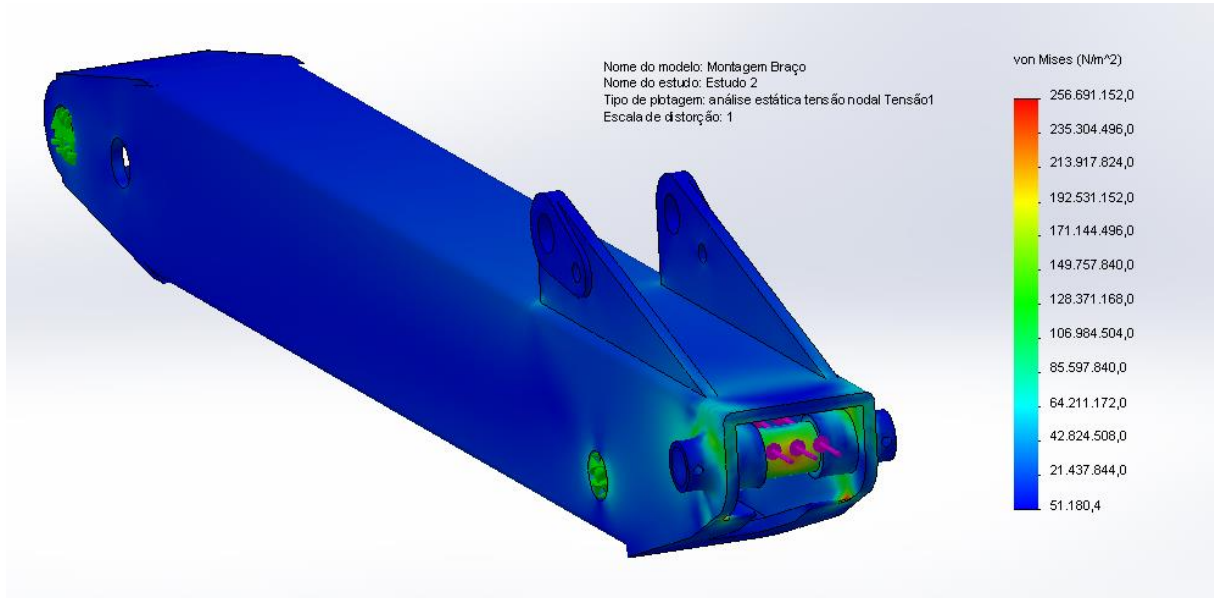


Figura 69 - Análise de tensão do braço estudo 2
 Fonte: O autor.

Na figura 70 é possível ver o ponto mais crítico da análise, onde ocorre a tensão máxima, assim devesse realizar um novo dimensionamento do componente neste ponto, com objetivo de aliviar essa tensão.

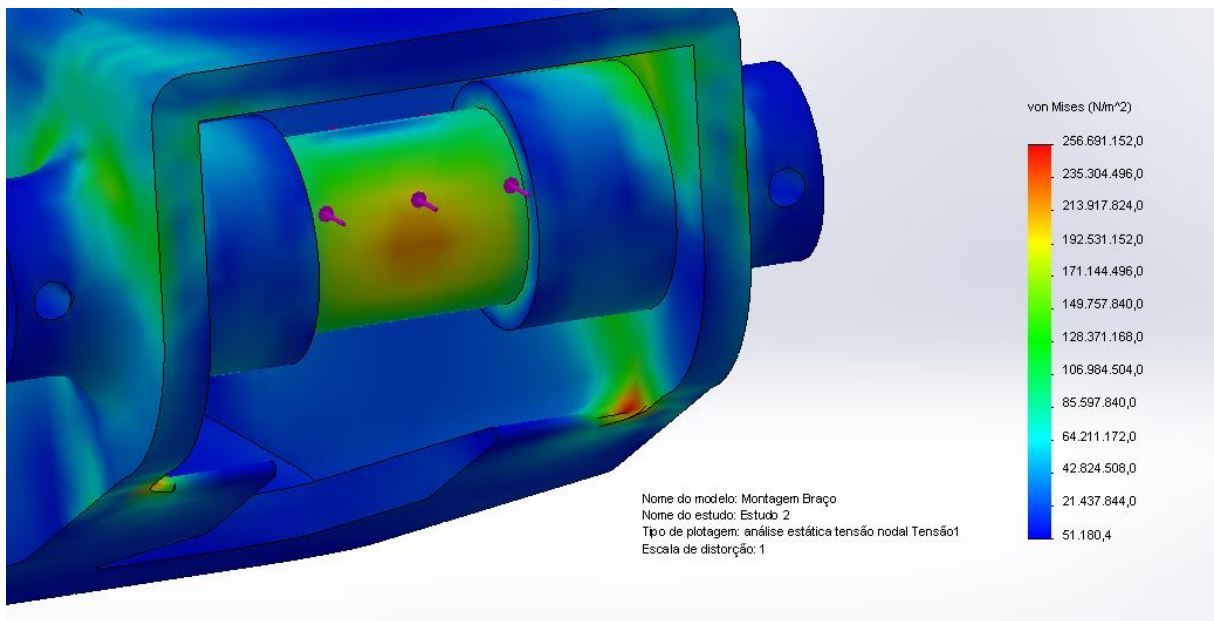


Figura 70 - Tensão máxima do braço estudo 2
 Fonte: O autor.

O deslocamento do estudo 2 está representado na figura 71 numa escala de 100 vezes, tendo como deslocamento máximo 0,148 mm localizado no pino do atuador, já no braço os deslocamentos foram um pouco menores.

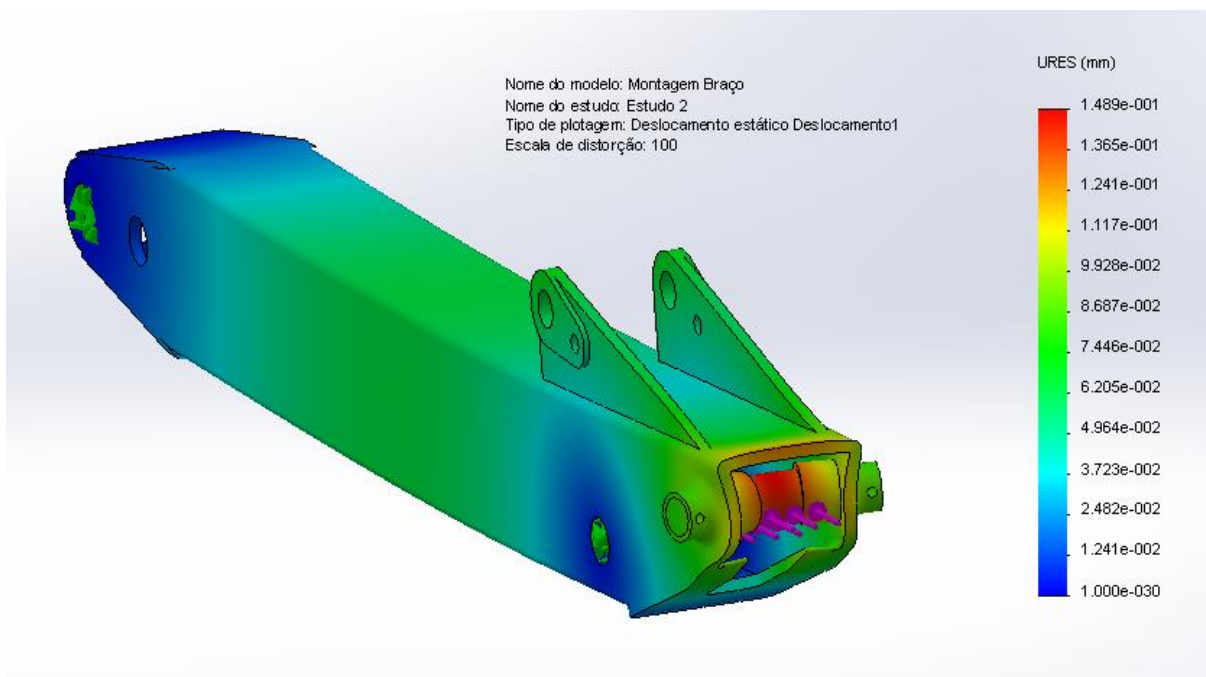


Figura 71 - Deslocamento do braço estudo 2
Fonte: O autor.

A deformação do braço do estudo 2 está representado na figura 71 onde através do diagrama é possível ver a máxima de formação sendo 0,001159 mm, onde o ponto mais crítico se localiza no pino.

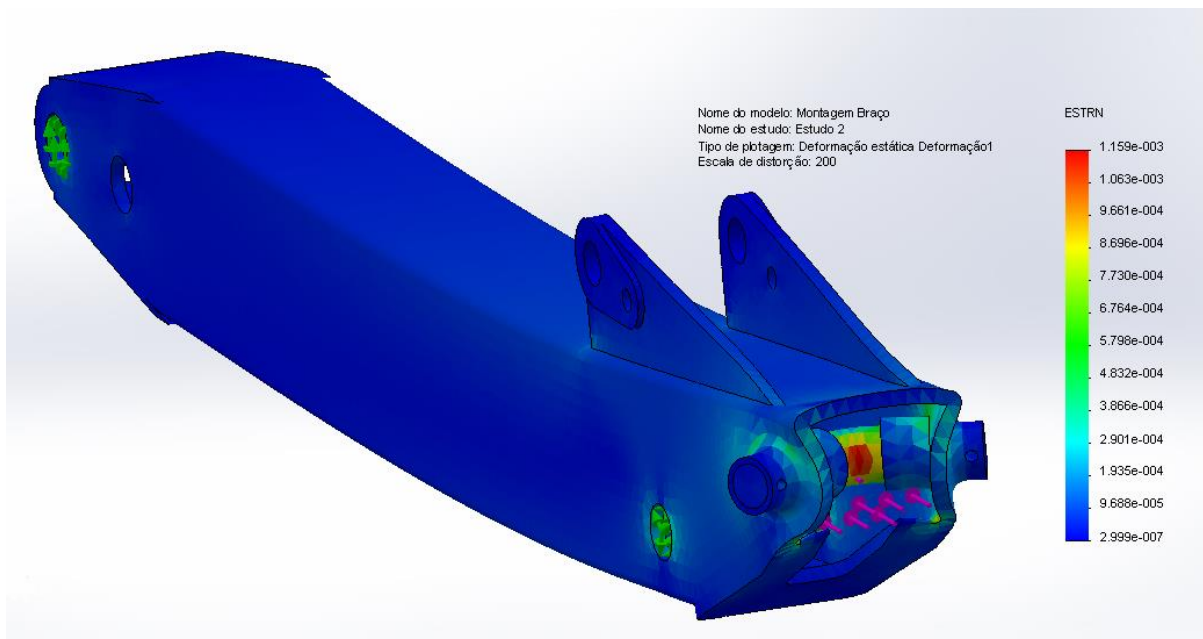


Figura 72 - Deformação do braço estudo 2
 Fonte: O autor.

Em relação ao fator de segurança do estudo apresentado na figura 73, obteve como valor mínimo e 0,81 no ponto crítico mencionado anteriormente, sendo que a maior parte do componente possui uma segurança acima de 5 vezes contra escoamento do material.

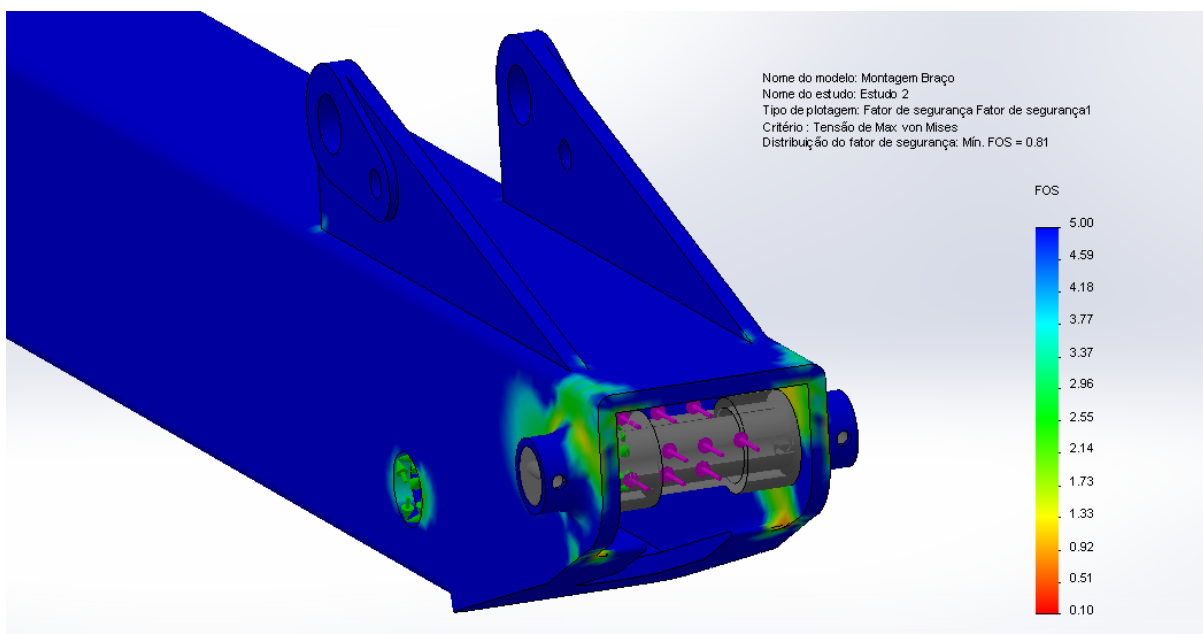


Figura 73 - Fator de segurança do braço estudo 2
 Fonte: O autor

No estudo 3, teve a intenção de realizar o efeito causado pelo atuador hidráulico da caçamba, assim foi aplicado uma força 38308 N, sendo a força máxima do atuador, onde na figura 74 é possível ver a direção da força e seus pontos de fixação, e a malha realizada para início do estudo.

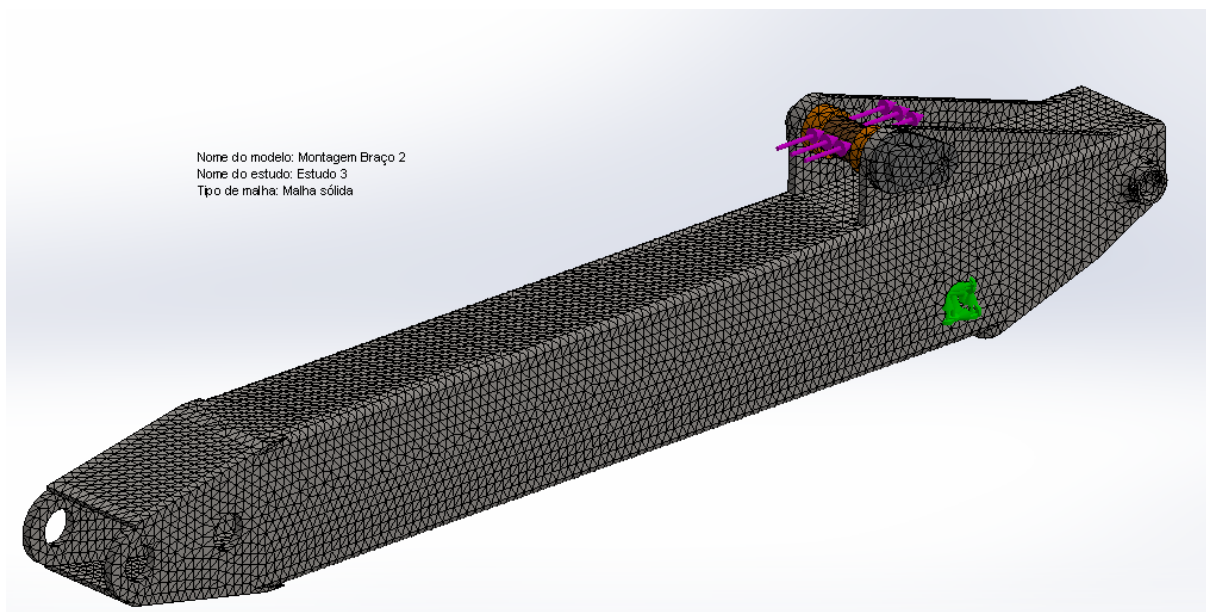


Figura 74 - Malha do braço do estudo 3
Fonte: O autor.

A análise de tensão do estudo 3 está apresentada na figura 75, onde no diagrama é possível verificar a tensão máxima no componente sendo de 346 MPa, acima do limite de escoamento e próximo do de ruptura ocorrendo uma situação crítica para o projeto.

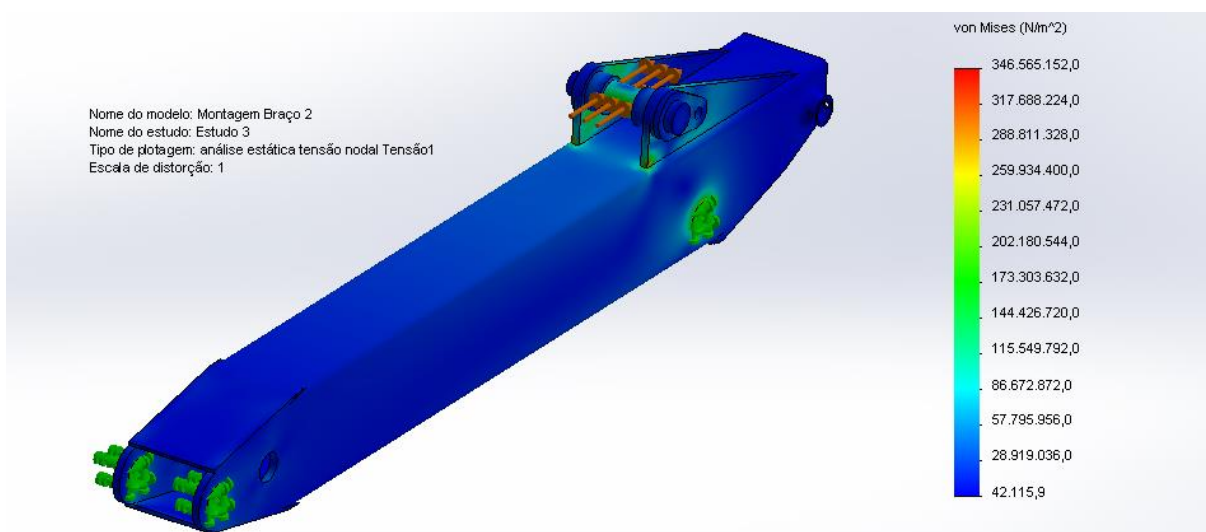


Figura 75 - Análise de tensão do braço estudo 3
Fonte: O autor.

Na figura 76 é possível analisar esse ponto crítico com mais detalhe, onde poderia acontecer um rasgo do material ou quebra da solda q se localiza perto, assim poderia resolver aumentando a espessura da chapa, e umas das formas mais eficiente é realizar um chanfro entre a chapa e o tudo retangular.

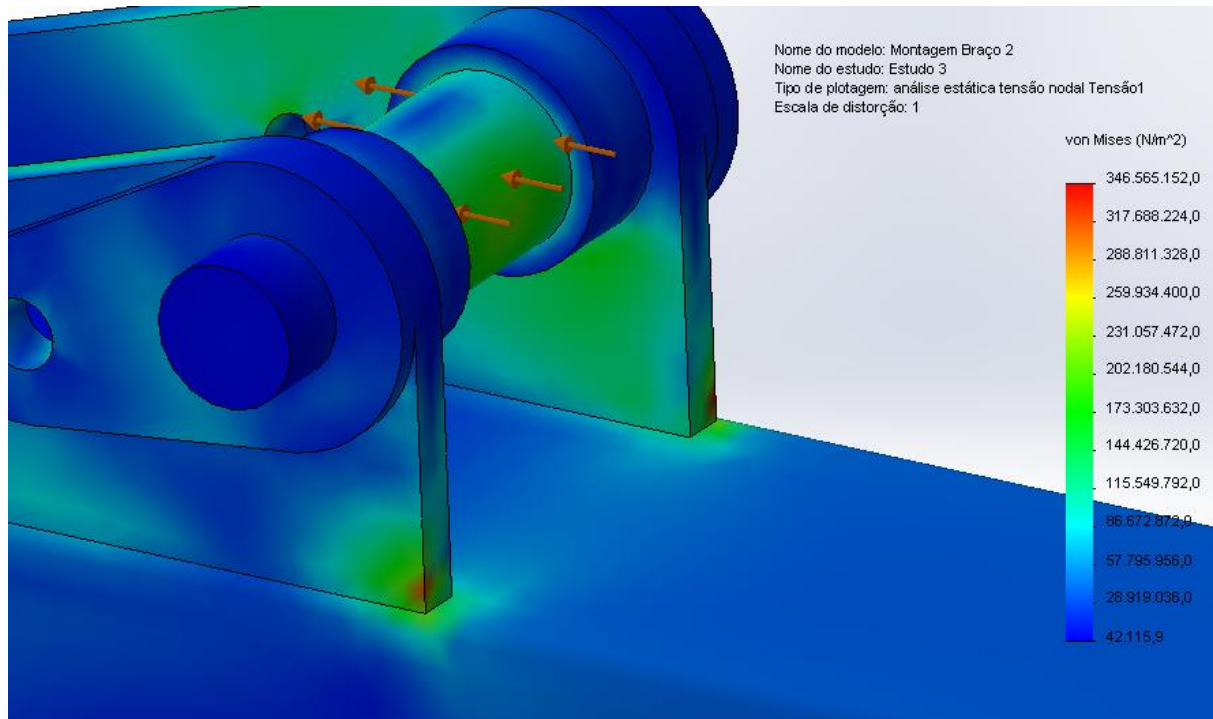


Figura 76 - Tensão máxima do braço estudo 3
 Fonte: O autor.

O deslocamento do estudo 3, foram obtidos valores máximo novamente no pino do atuador hidráulico, sendo de 0,205 mm, já no braço os deslocamentos foram baixos em relação ao pino. A forma como ocorre o deslocamento esta apresentada na figura 77 numa escala de 150 vezes para melhor visualização.

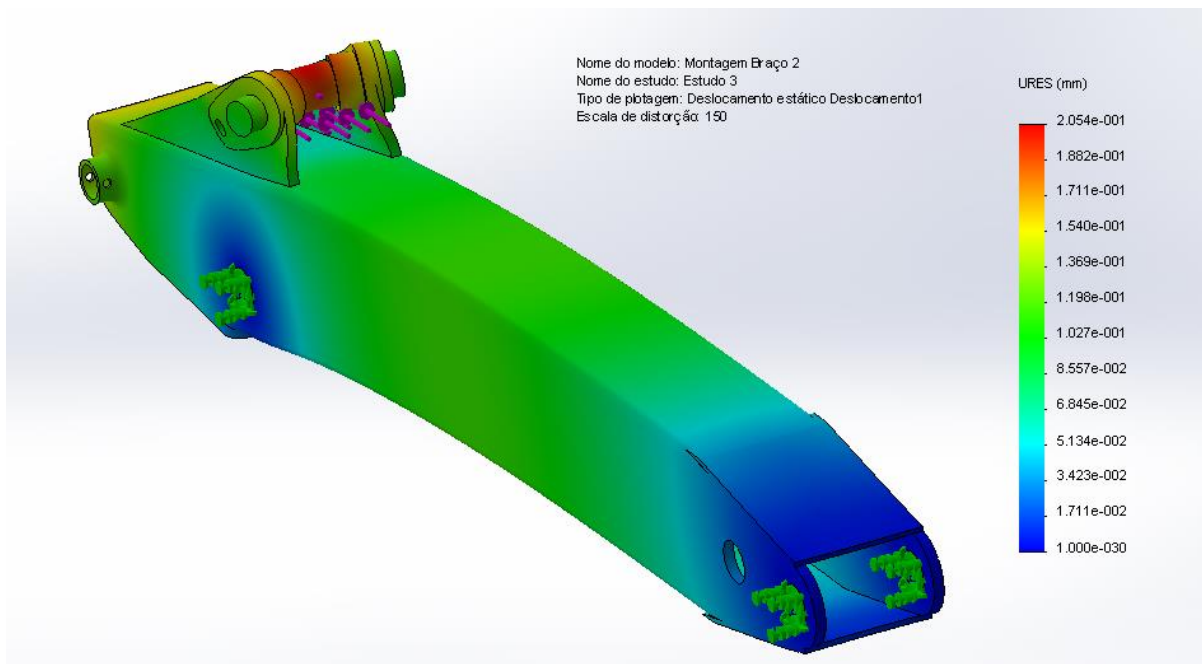


Figura 77 - Deslocamento do braço estudo 3
 Fonte: O autor.

A deformação está mais crítica em dois pontos, sendo um ponto no pino onde ocorre o maior deslocamento, e o segundo ponto na chapa soldada no tubo retangular causado pela tensão máxima, assim a deformação máxima apresenta no diagrama da figura 78 é de 0,001075 mm.

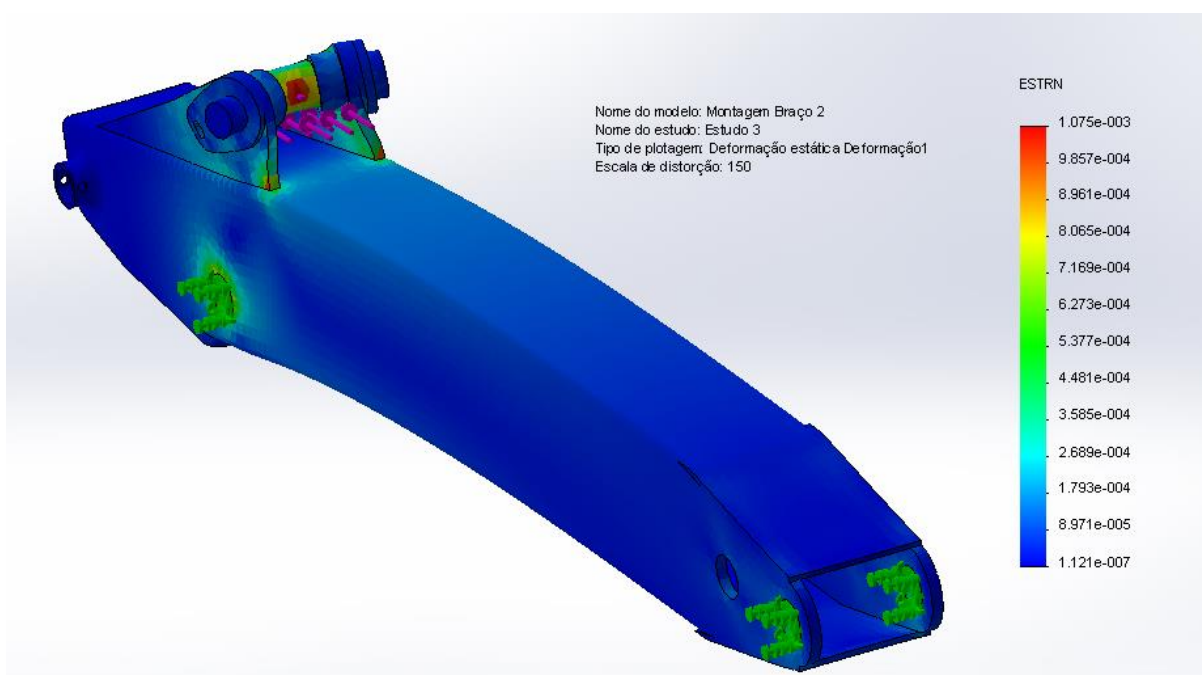


Figura 78 - Deformação do braço estudo 3
 Fonte: O autor.

O fator de segurança mínimo obtido no estudo 3 foi de 0,6 causado no ponto crítico de tensão, assim analisando o diagrama de cores da figura 79, é possível observar um ponto crítico no ponto de giro do braço, entretanto o componente obteve valores altos em vários pontos.

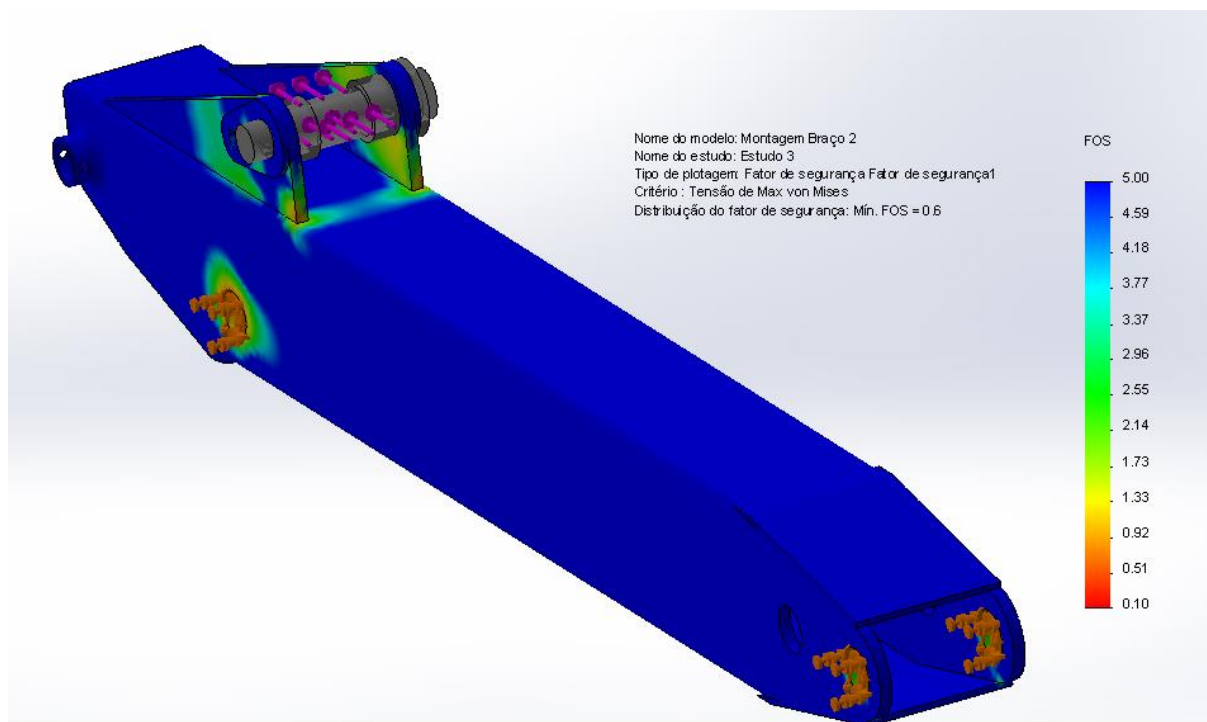


Figura 79 - Fator de segurança do braço estudo 3
 Fonte: O autor.

Assim através os três estudos realizados para o braço, foi possível observar que cada direção que a força dos atuadores foram aplicada, obteve pelo menos um ponto crítico, que deve ser analisado mais profundamente, refazendo o projeto até obter uma solução satisfatória.

6.10.5. Análise do suporte de giro

Na análise do suporte de giro foi realizado quatro estudos, onde o primeiro leva em consideração a força causada pelas cargas, e os restantes dos estudos é aplicado a força do atuador do suporte, assim será analisado apenas as tensões ocorrida no componente mas aplicado em 3 direções.

O estudo 1 será realizado para aplicação das cargas dos componentes e do material a ser movimentado, assim foi realizado um cálculo básico de momento binário para calcular a carga no ponto de giro da lança, na tabela 19 é possível ver a força total aplicada.

d1 [mm]	N	M [N.mm]	d2 [mm]	F [N]
2185	863,18	1886048,3	140	13471,77
1735	206,6	358451	140	2560,364
712,5	386,02	275039,25	140	1964,566
Total				17996,7

Tabela 19 - Calculo da força das carga no suporte de giro
Fonte: O autor.

Na figura 80 é possível ver a malha gerada para análise, onde foram aplicado a força de 18000 N, e fixados alguns ponto, como no pino e no apoio com o chassi.

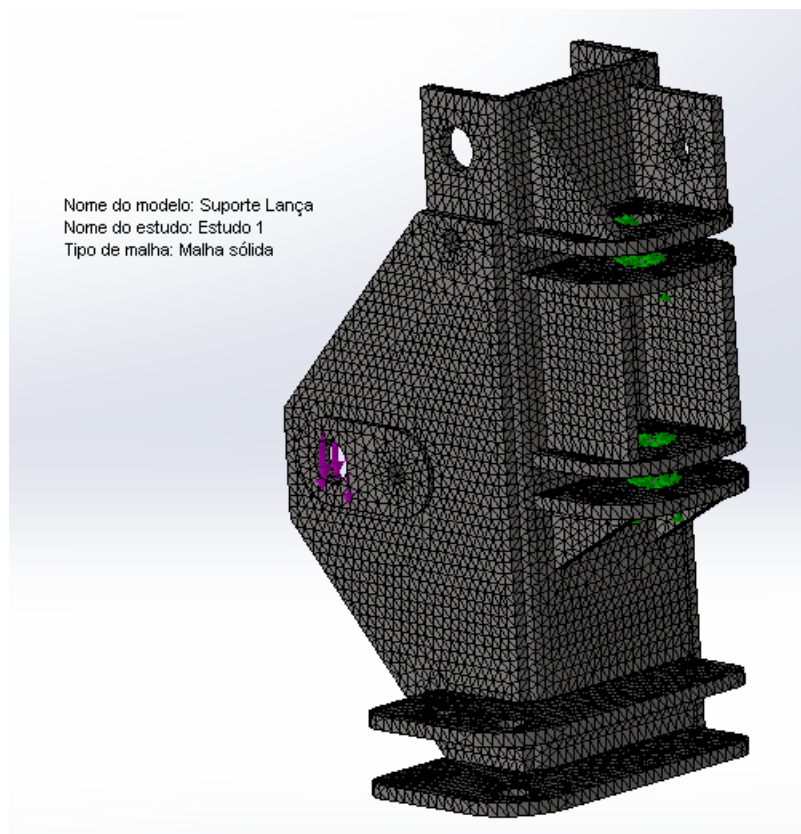


Figura 80 - Malha do suporte de giro estudo 1
Fonte: O autor.

Na análise de tensões do estudo 1, apresentado na figura 81, foi obtido um resultado satisfatório sendo a tensão máxima obtida de 173 MPa, abaixo do

limite de escoamento, tendo alguns pontos críticos que podem ser resolvidos com a realização de um filet ou chanfro.

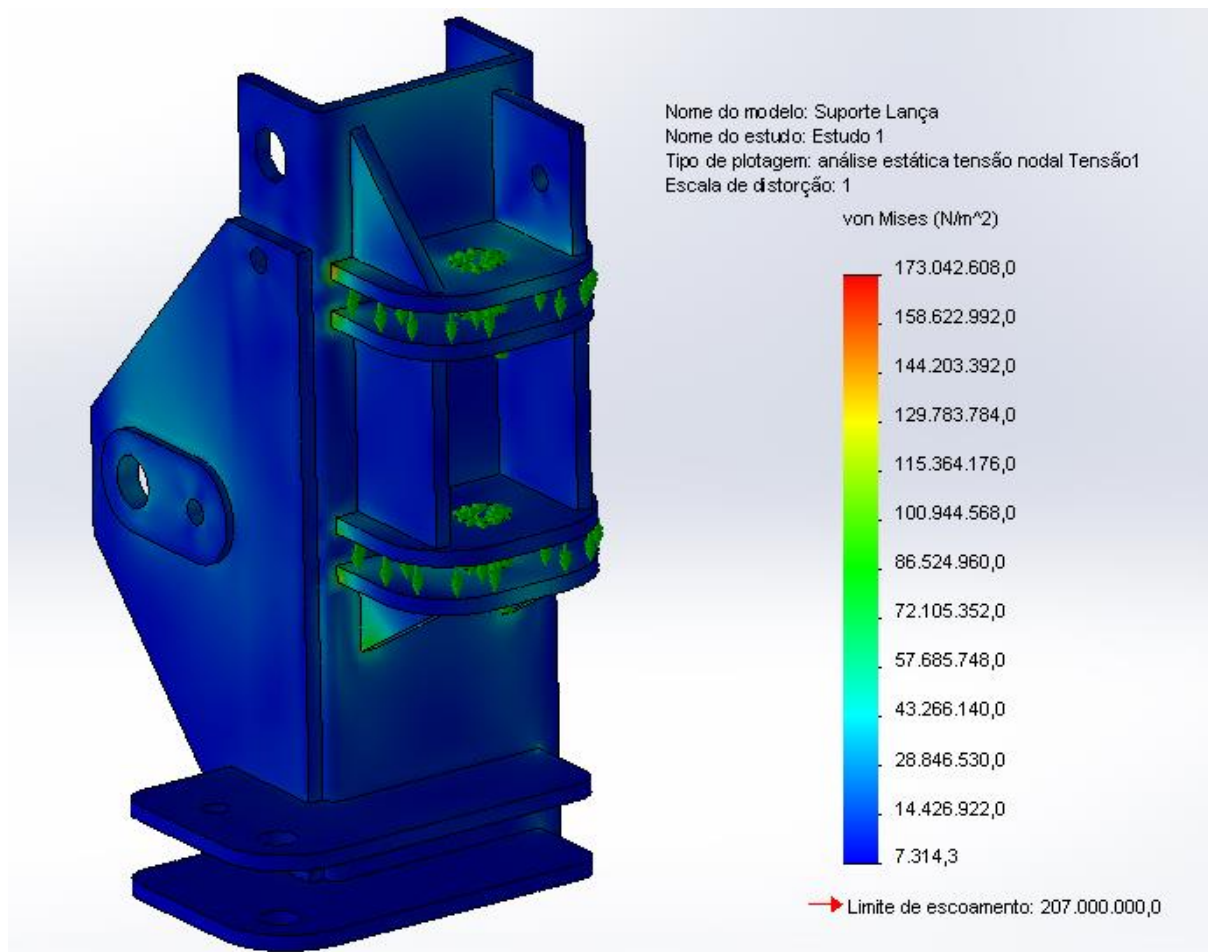


Figura 81 - Análise de tensão do suporte de giro estudo 1
Fonte: O autor.

O deslocamento do estudo 1 está apresentado na figura 82 numa escala de 300 vezes, onde pelo diagrama lateral, é possível analisar que o deslocamento máximo obtido foi de 0,091 mm, localizada na parte inferior do suporte de giro, pois onde tem menos apoio com o chassi.

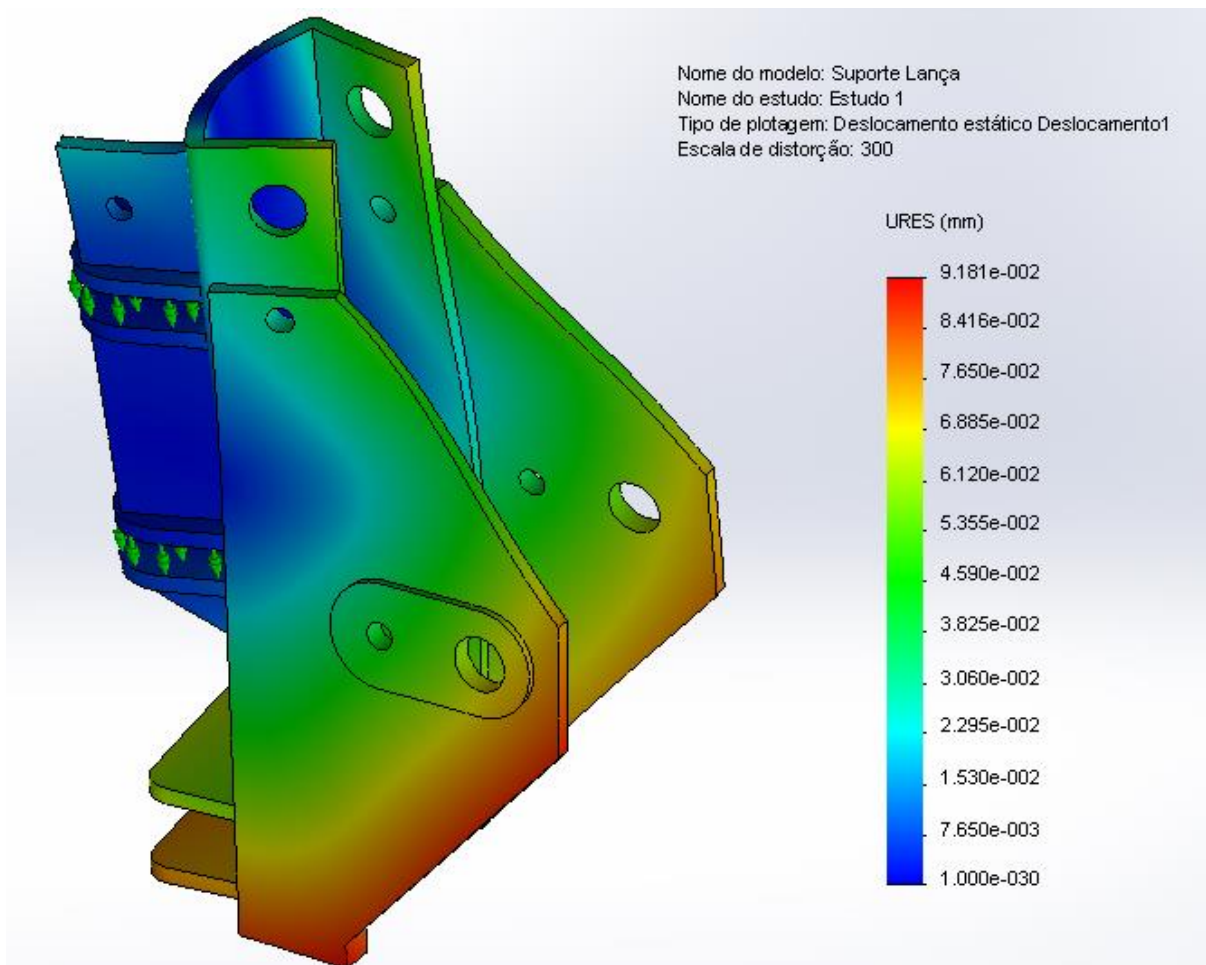


Figura 82 - Deslocamento do suporte de giro estudo 1
Fonte: O autor.

A deformação ocorreu mais nos ponto de maior tensão, sendo a deformação máxima de 0,00056 mm como mostrado na figura 83 com uma escala de 300 vez maior, podendo analisar toda deformação ocorrida no corpo.

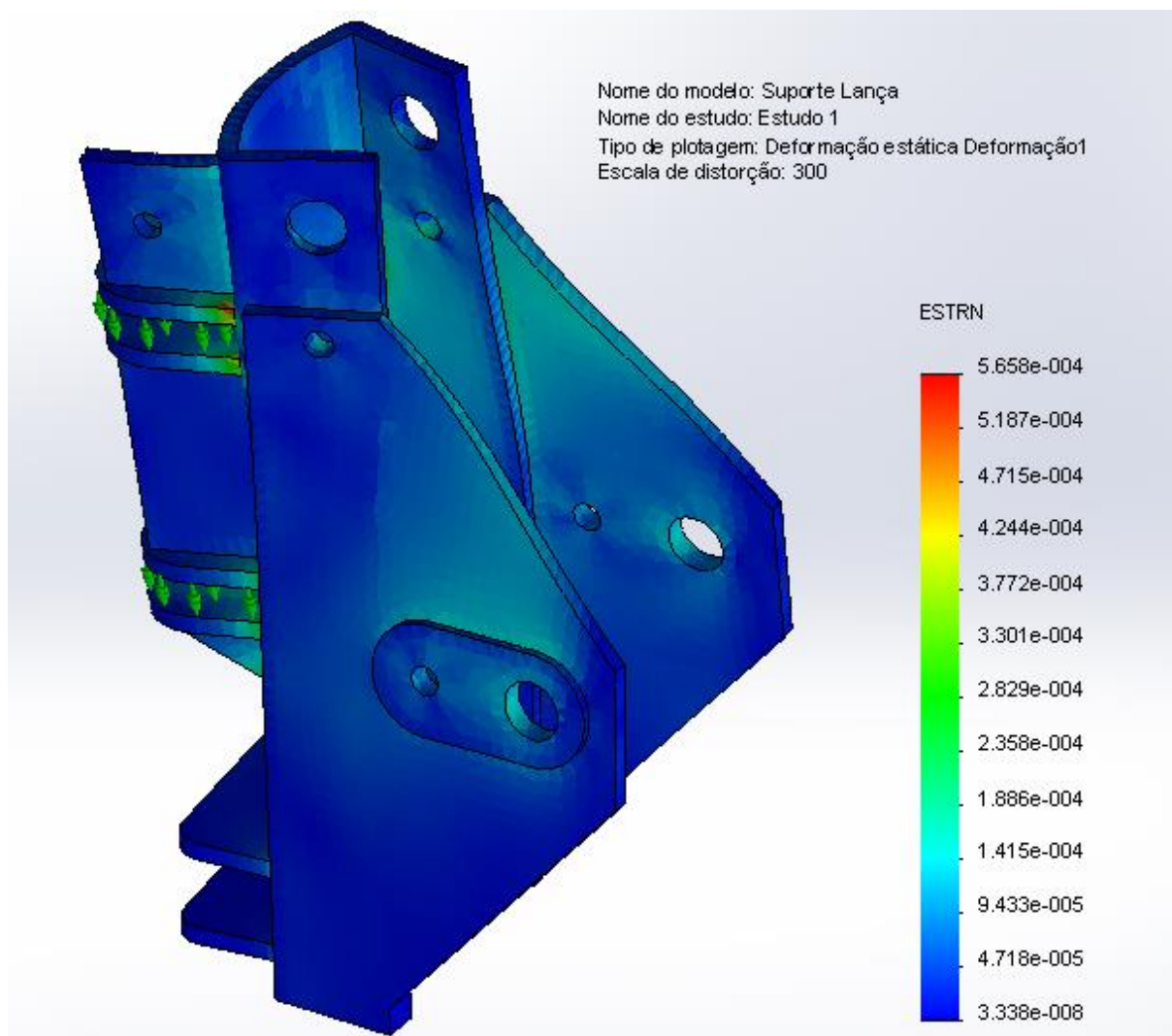


Figura 83 - Deformação do suporte de giro estudo 1
Fonte: O autor.

O fator de segurança do estudo 1 teve como um mínimo de 1,2 localizados nos ponto de maior tensão, sendo que na figura 84 é possível ver toda a distribuição do fator no componente, assim deve tomar cuidado e redimensionar com objetivo de aumentar o fator de segurança.

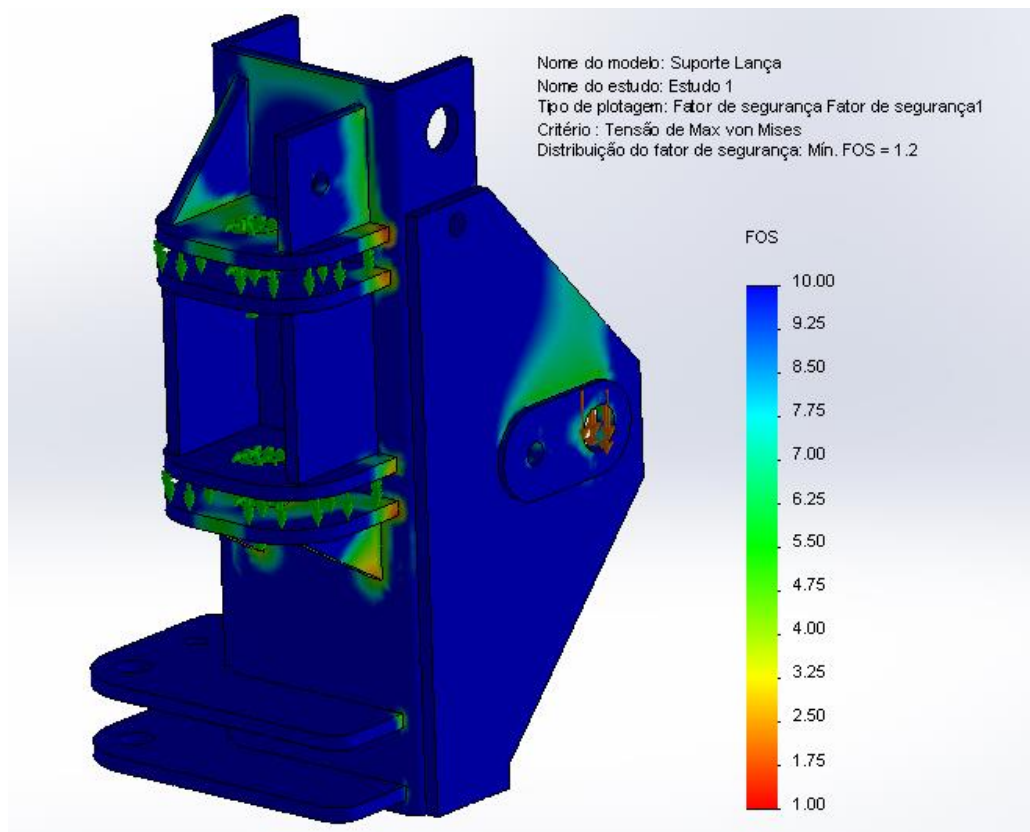


Figura 84 - Fator de segurança do suporte de giro estudo 1
 Fonte: O autor.

Na figura 85 é possível observar a aplicação da força do atuador no suporte de giro para uma das três direções possíveis, assim foi colocado as condições de contorno sendo uma força de 21550 N em todas as direções.

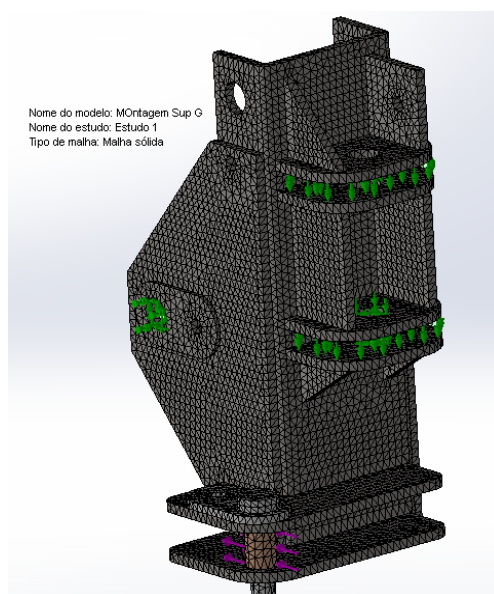


Figura 85 - Malha do suporte de giro do estudo 2
 Fonte: O autor.

No estudo 2 foi analisado a tensão onde se obteve uma máximo de 279 MPa, sendo maior que o limite de escoamento assim tendo um baixo fator de segunda, pela figura 86 é possível verificar toda distribuição da tensão, numa escala de 105 vezes pra ter ideia de como se comporta o deslocamento com a aplicação da força.

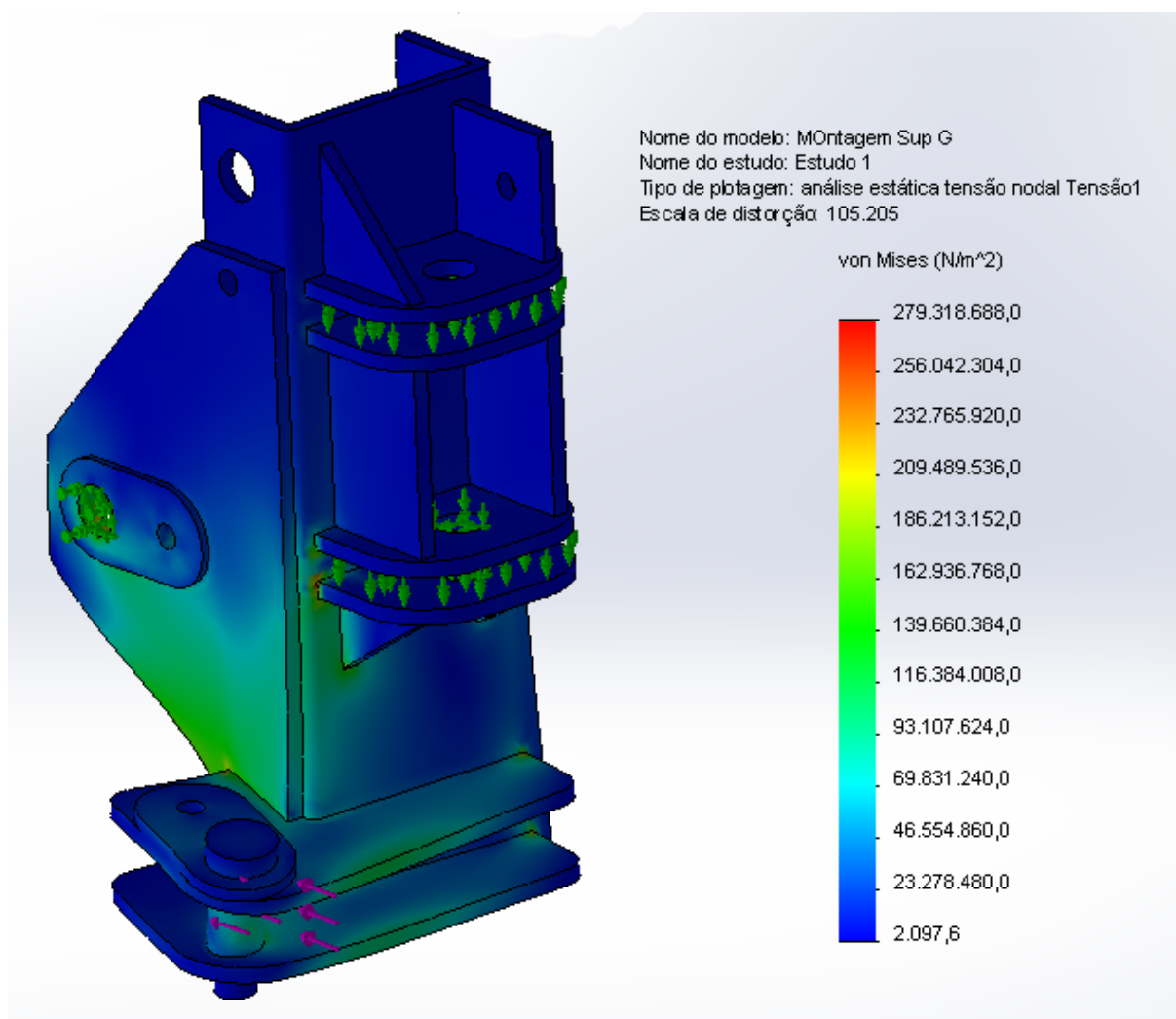


Figura 86 - Análise de tensão do suporte de giro estudo 2
 Fonte: O autor.

No estudo 3 foi analisado a tensão onde se obteve uma máximo de 270 MPa, sendo maior que o limite de escoamento assim tendo um baixo fator de segunda, pela figura 87 é possível verificar toda distribuição da tensão, numa escala de 267 vezes pra ter ideia de como se comporta o deslocamento com a aplicação da força.

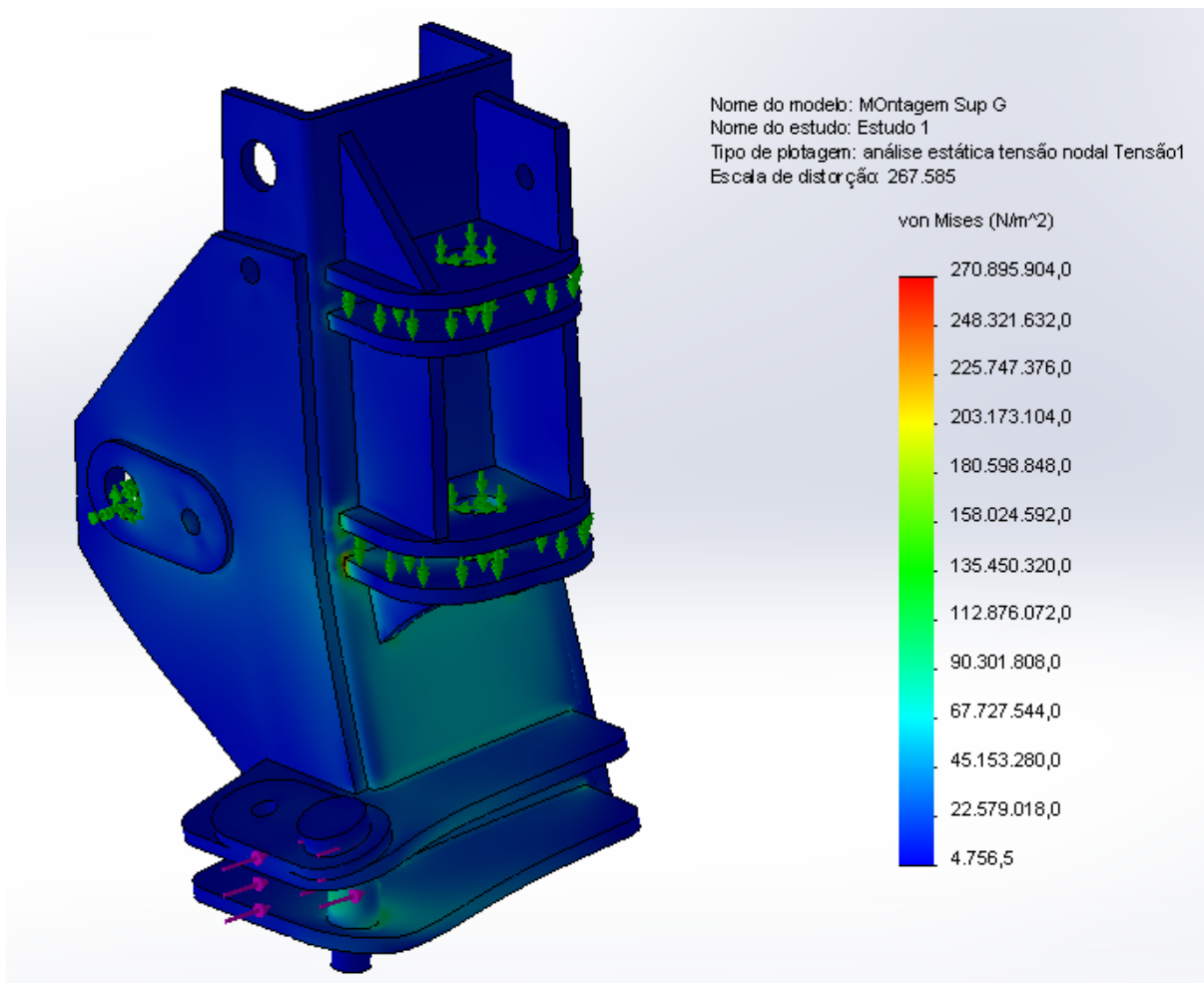


Figura 87 - Análise de tensão do suporte de giro 3
Fonte: O autor.

No estudo 4 foi analisado a tensão onde se obteve uma máxima de 270 MPa, sendo maior que o limite de escoamento assim tendo um baixo fator de segunda, pela figura 88 é possível verificar toda distribuição da tensão, numa escala de 267 vezes pra ter ideia de como se comporta o deslocamento com a aplicação da força.

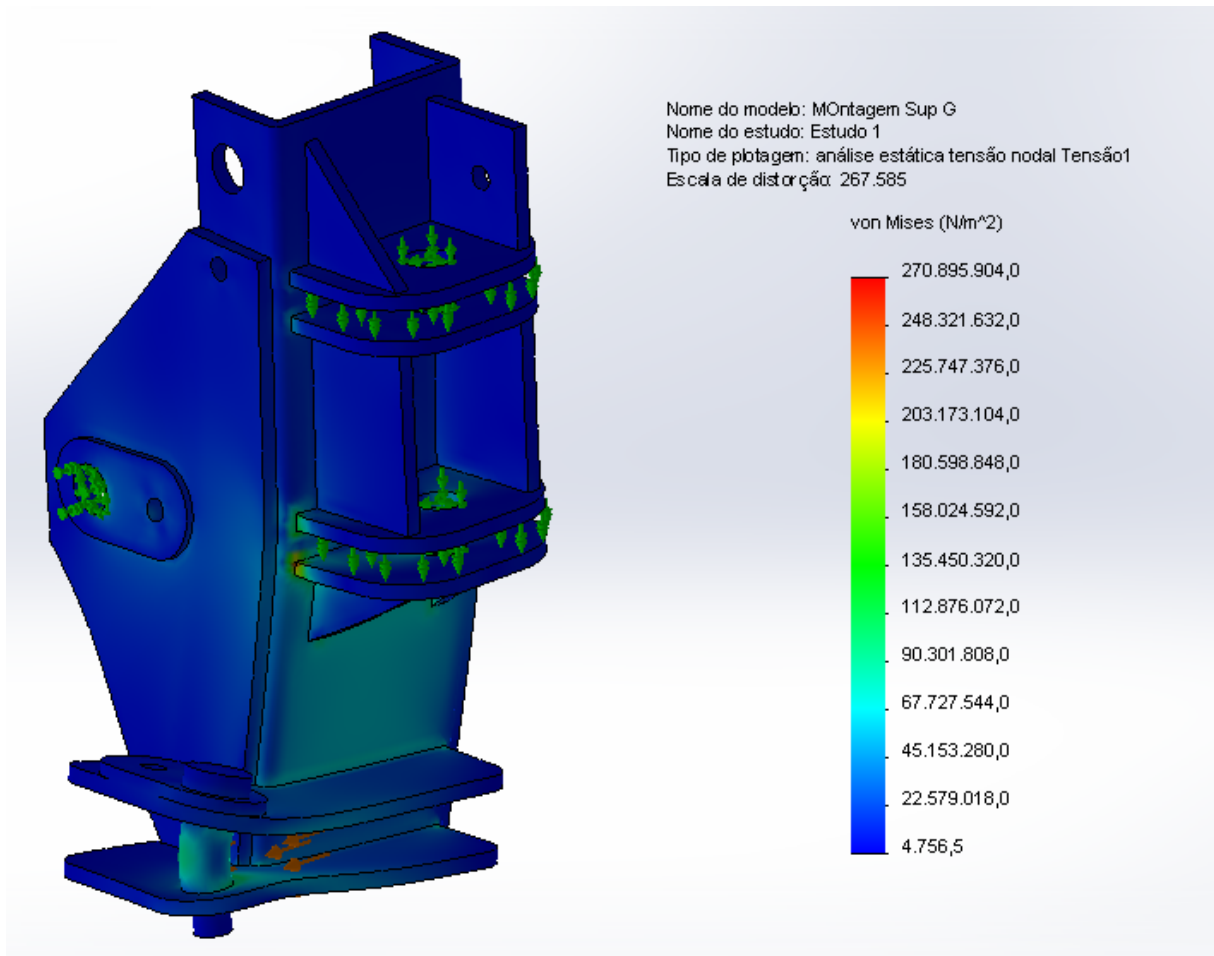


Figura 88 - Análise de tensão do suporte de giro do estudo 4
 Fonte: O autor.

Após essa análise das tensões chega à conclusão que deve realizar uma solução pra alguns ponto de tensão que podem causar uma grande deformação plástica do material, sendo que após a deformação pode causar fraturas nos ponto de deformação, e causar trincas.

6.10.6. Análise da Lança

Na lança foi realizado dois estudo, assim o estudo 1 considera uma forma do atuador hidráulico de 28730 N, onde nas suas pontas foram colocadas os pontos de fixação, na figura 89 é possível ver a malha realizada, os ponto de fixação e a direção da força aplica.

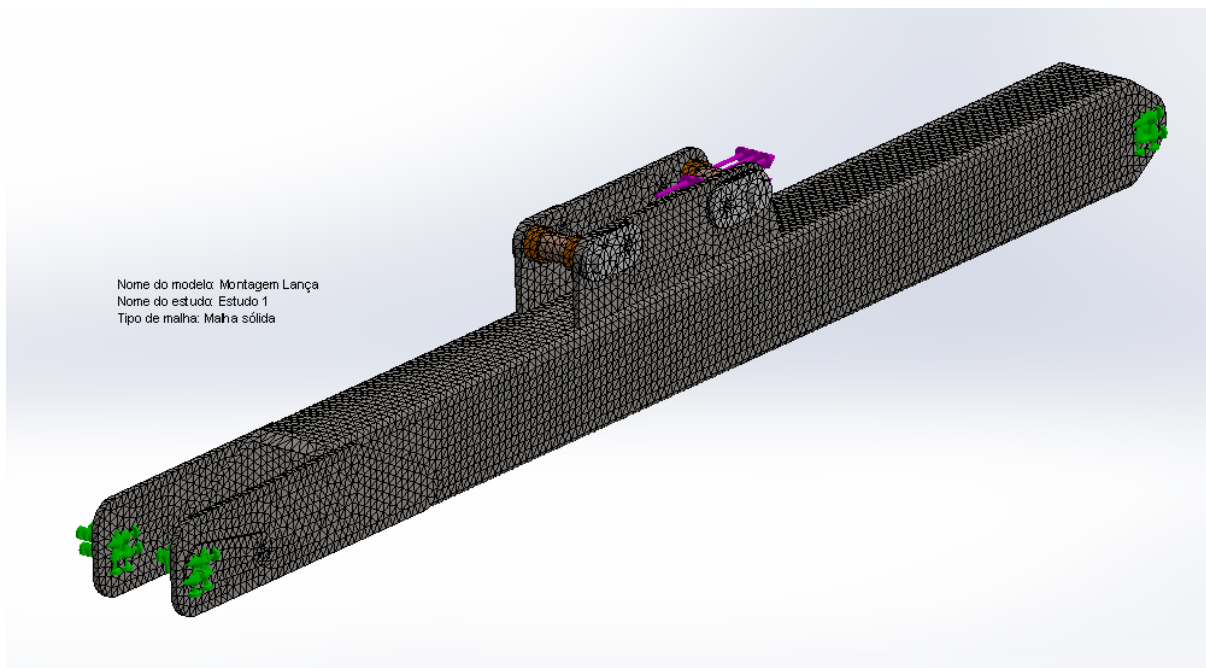


Figura 89 - Malha da lança estudo 1
 Fonte: O autor.

Na análise de tensão do estudo 1, foi obtido um resultado satisfatório, sendo a tensão máxima de 159 MPa, abaixo do limite de escoamento do material, onde na figura 90 é possível analisar pelo diagrama de cores, toda a distribuição de tensão na lança.

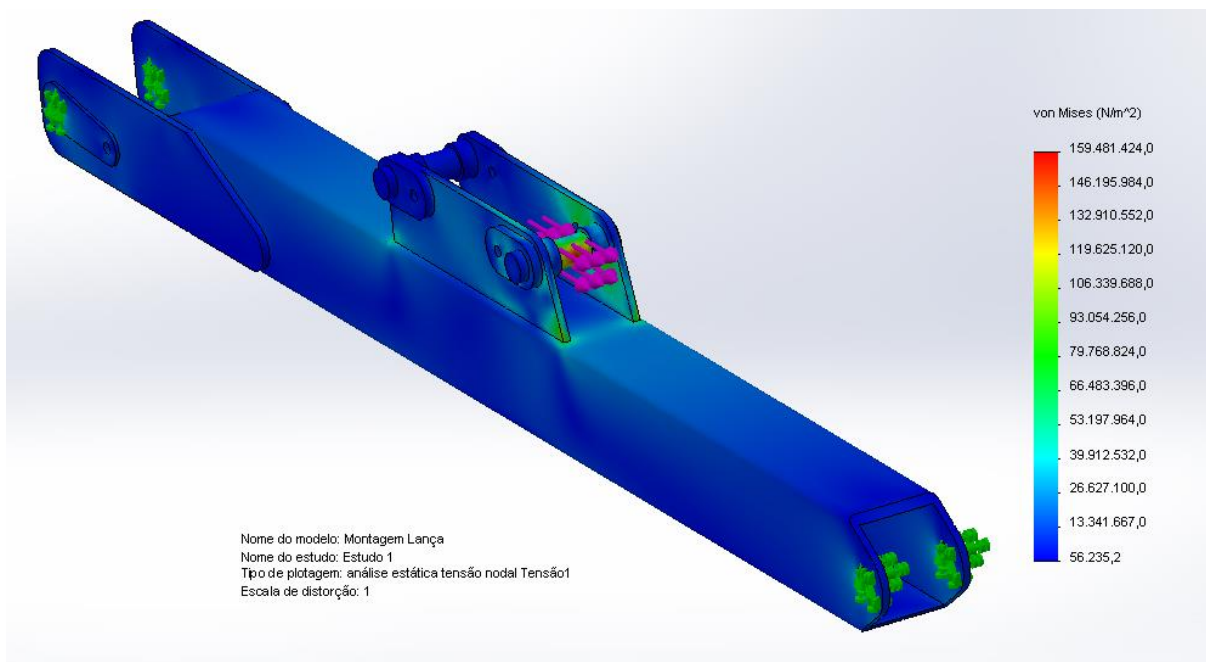


Figura 90 - Análise de tensões da lança estudo 1
 Fonte: O autor.

Na figura 91 é possível ver com mais detalhes a localização do ponto crítico no pino do atuador da lança, entretanto, o valor de tensão do ponto crítico é baixo, o que não a necessidade de modificação do projeto.

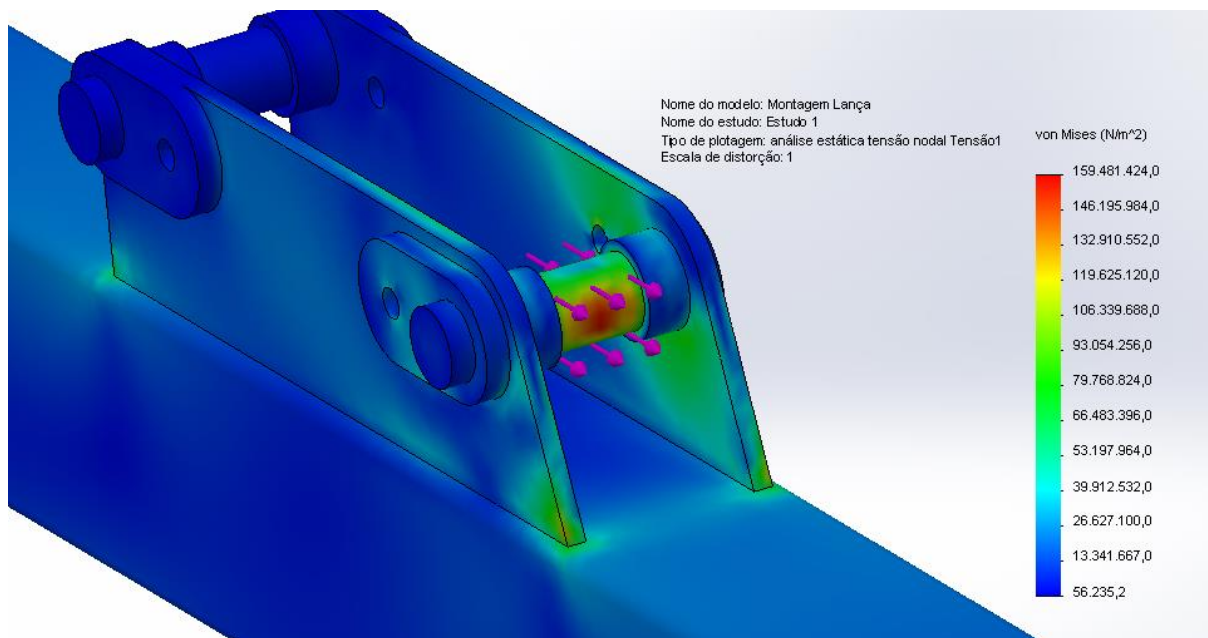


Figura 91 - Análise de tensões máxima da lança estudo 1
 Fonte: O autor.

O deslocamento do estudo 1, foi realizado numa escala de 250 vezes como mostrado na figura 92 para melhor entendimento das direções, assim pelo diagrama podemos ver que o deslocamento máximo foi de 0,12 mm.

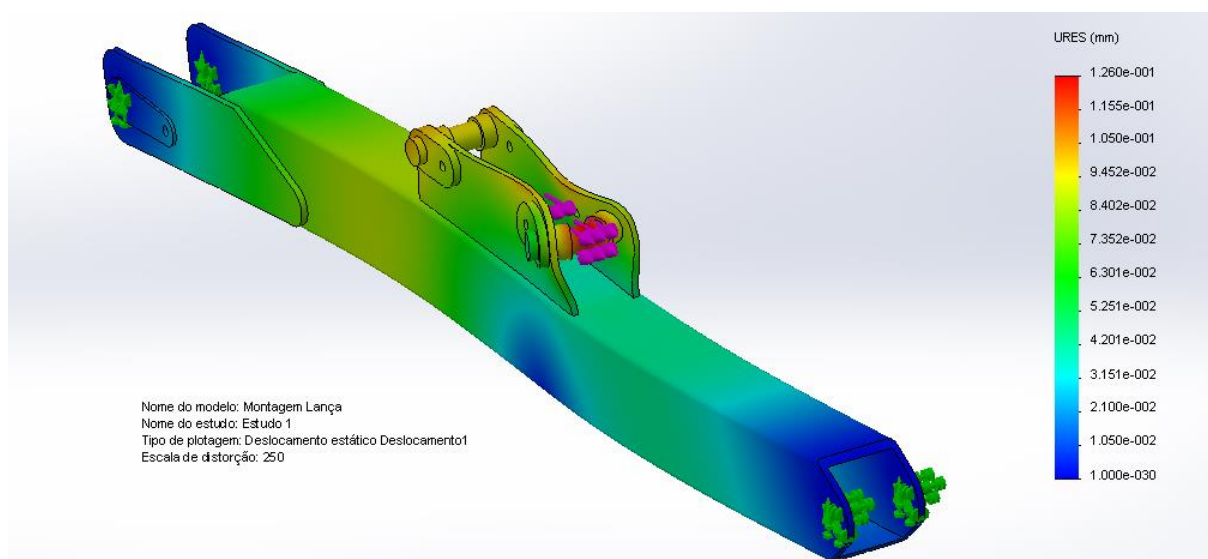


Figura 92 - Deslocamento da lança estudo 1
 Fonte: O autor.

Na deformação do estudo 1, obteve um ponto máximo de 0,00081 mm, sendo extremamente baixo, como é possível ver na figura 93 numa escala de 250 vezes, a deformação ocorre mais no pino do que no braço pois é onde a força está mais concentrada.

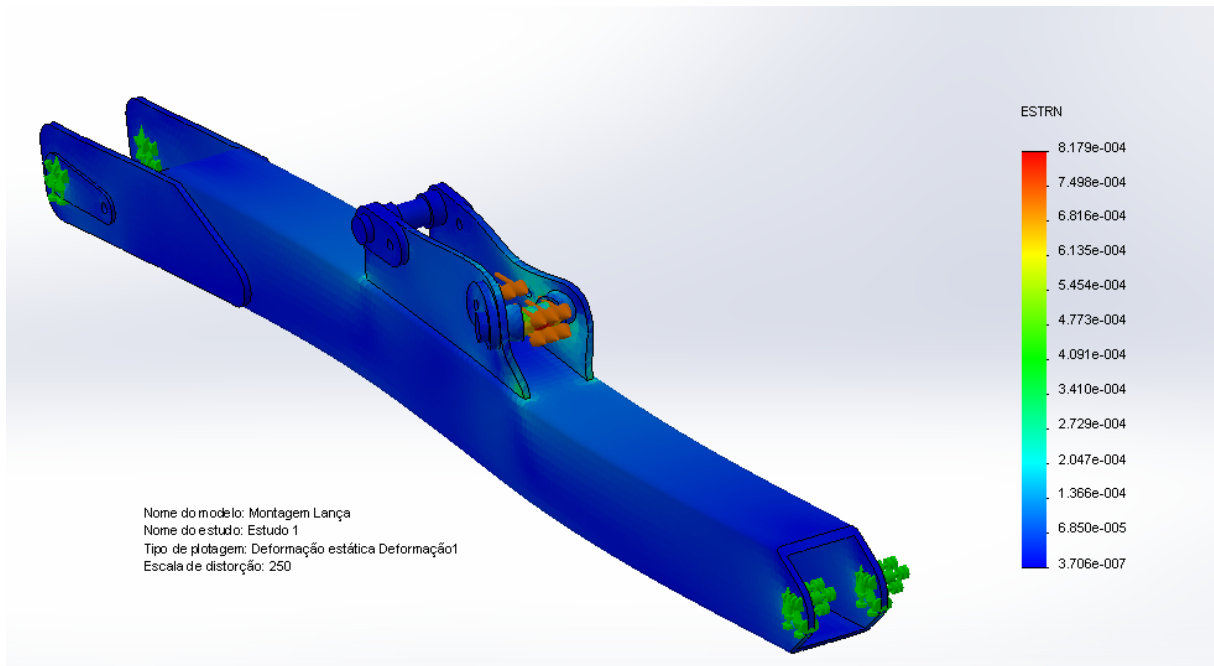


Figura 93 - Deformação da lança estudo 1
Fonte: O autor.

O fator de segurança do estudo 1, pela figura 94 e seu diagrama de cores, é possível visualizar toda relação de segurança em todos os pontos do componente, sendo o valor mínimo de 1,5 que deve ser analisado pois se localiza bem num ponto próximo de solda.

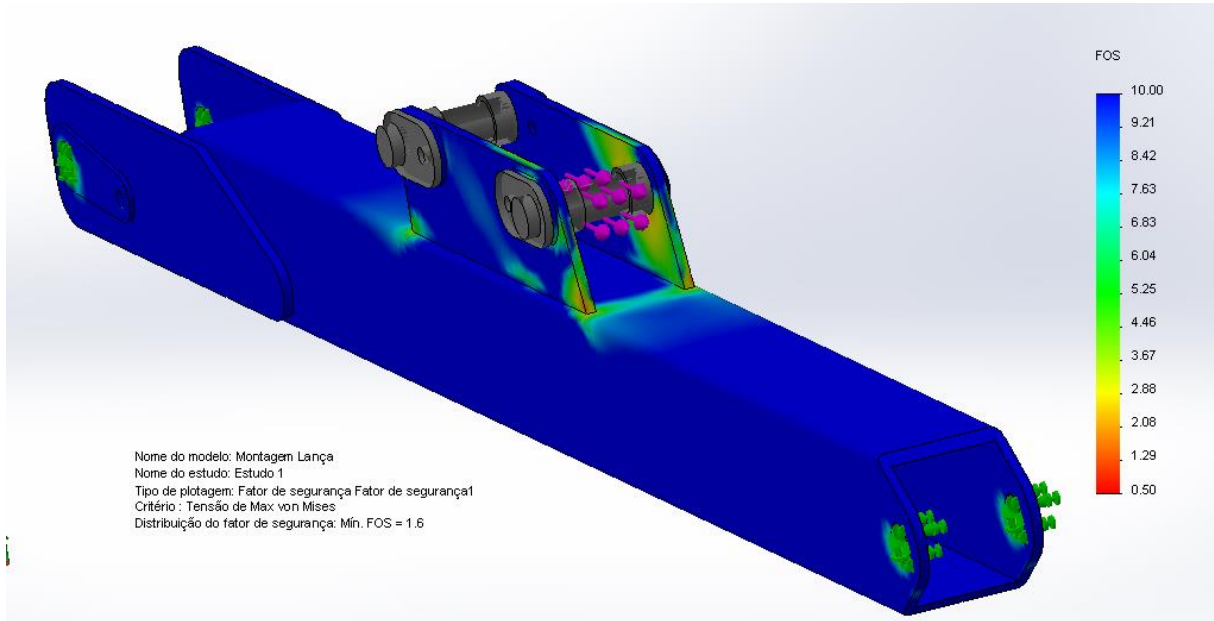


Figura 94 - Fator de segurança da lança estudo 1
Fonte: O autor.

O estudo 2 consiste de uma aplicação de uma força de 38306 N causado pelo atuador do braço, na figura 95 é possível verificar a direção dessa força, os ponto de fixação e a malha gerada no processo de análise.

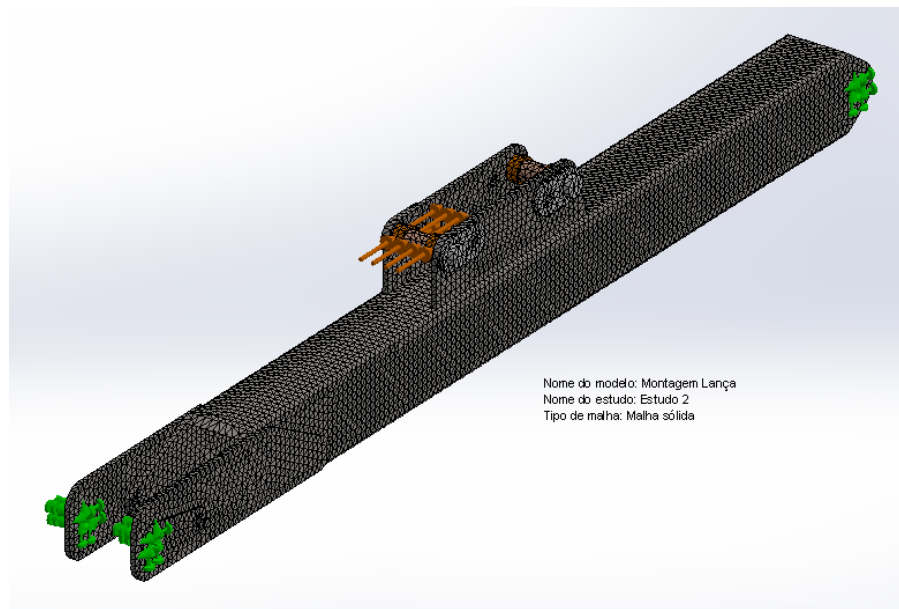


Figura 95 - Malha da lança estudo 2
Fonte: O autor.

A análise de tensão do estudo 2, apresentada na figura 96, é possível analisar pelo diagrama de Von Mises que a tensão máxima foi de 195,9 MPa, um pouco abaixo do limite de escoamento, o que se deve realizar uma análise mais

profunda do ponto crítico, onde uma solução seria a realização de um chanfro para distribuir a concentração de tensão.

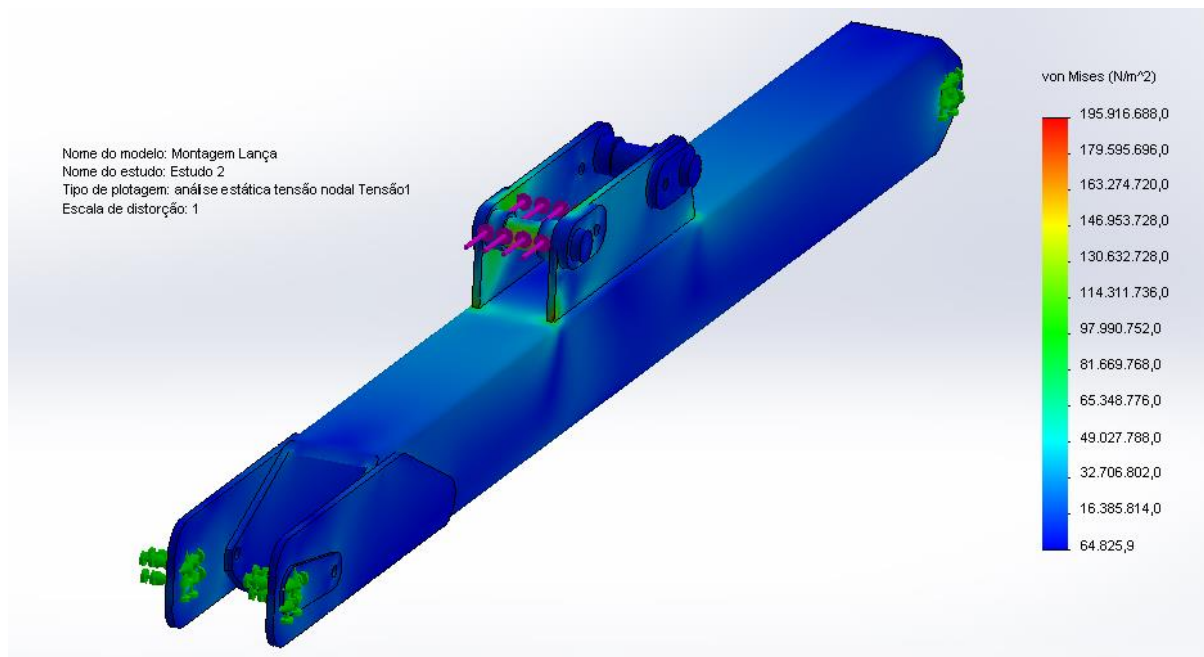


Figura 96 - Análise de tensões da lança estudo 2
 Fonte: O autor.

O deslocamento máximo do estudo 2 foi de 0,1857 mm, onde pela figura 97 com uma escala de 400 vezes é possível verificar que o deslocamento ocorre mais no pino do atuador do braço do que em relação a lança.

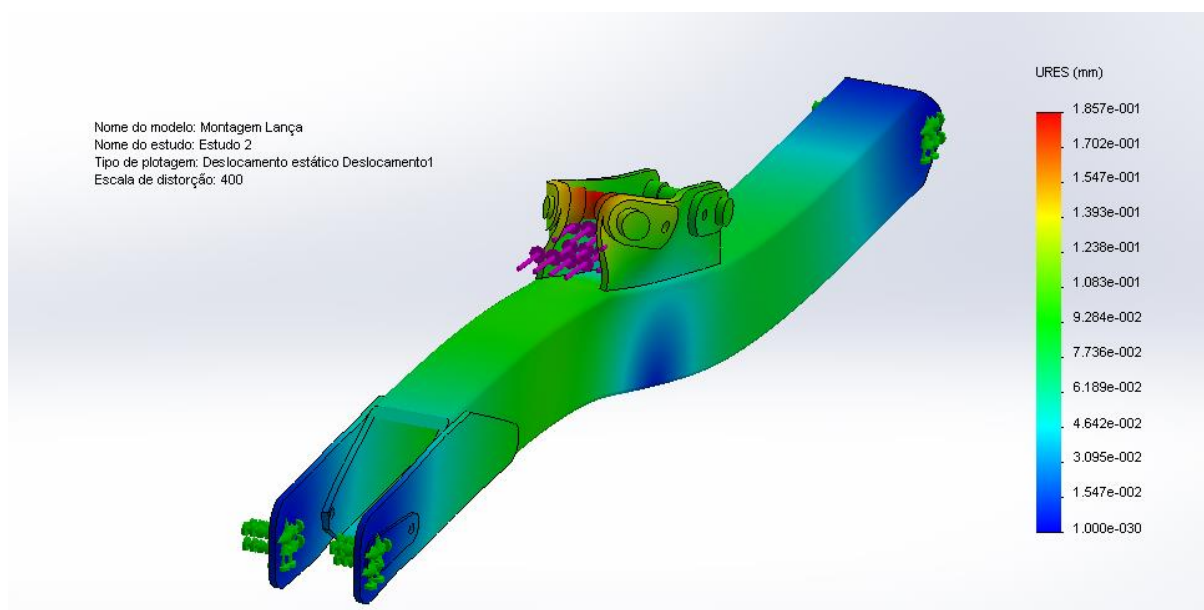


Figura 97 - Deslocamento da lança estudo 2
 Fonte: O autor.

A deformação do estudo dois esta apresentada na figura 2, com uma escala de 400 vezes, sendo que o ponto de maior deformação foi o pino do atuador do braço, chegando a um valor de 0,00082 mm, já na lança a deformação foi apenas 20% da máxima obtida.

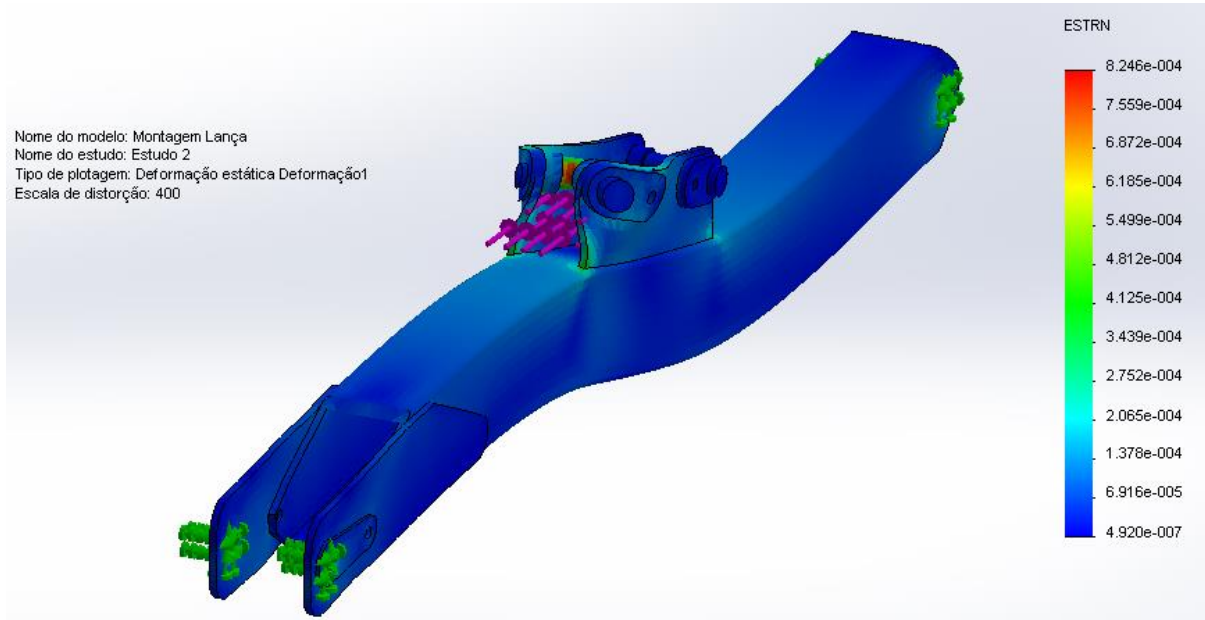


Figura 98 - Deformação da lança estudo 2
 Fonte: O autor.

O fator de segurança do estudo 2 teve um mínimo de 1,1 localizado num ponto crítico, onde é a junção da chapa com o tubo retangular, sendo um cordão de solda, assim deve-se reforçar esse ponto, para evitar concentrações de tensões, e evitar a quebra da solda. A distribuição do fator de segurança está apresentado na figura 99.

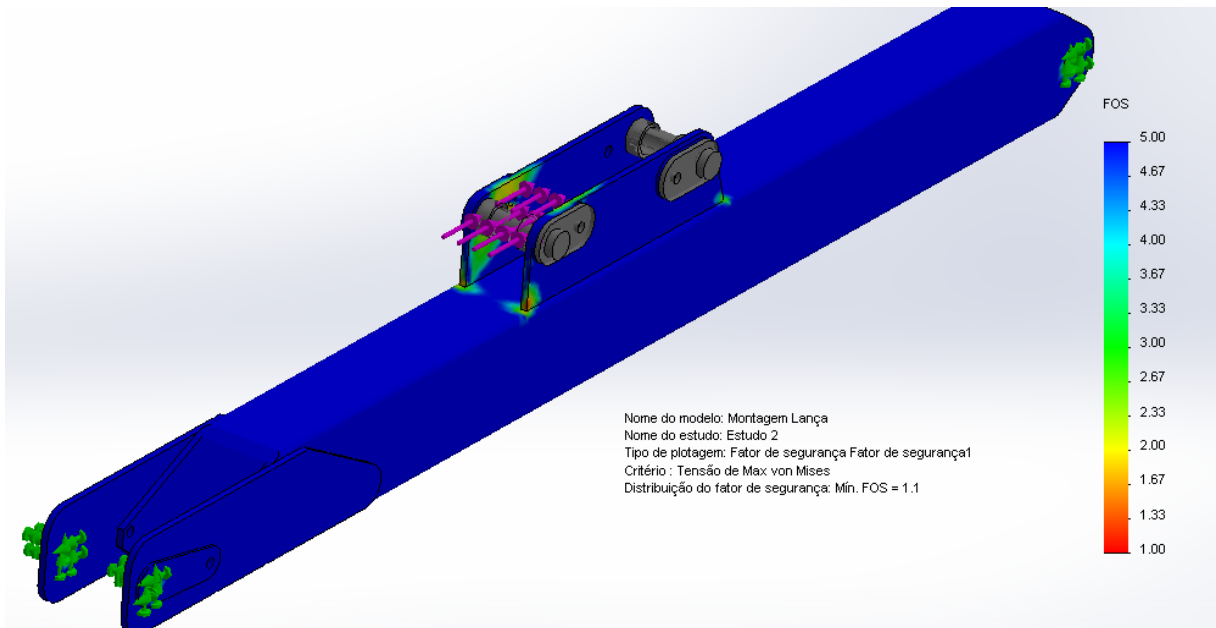


Figura 99 - Fator de segurança da lança estudo 2
 Fonte: O autor.

Assim após realizados os dois estudos, deve-se tomar um cuidado em alguns pontos, onde necessitam de uma análise mais detalha e um novo projeto pra reforçar e evitar acidente que podem acontecer com a deformação do material.

6.10.7. Análise do chassi

O último caso a ser analisado é o do chassi, que deve sustentar o peso de todos os componentes. Assim é possível gerar a malha e colocar as condições de contorno, fixando nos pontos de apoio da escavadeira, e aplicando uma força de 1471,5 N em dois pontos onde o suporte fica fixado. Como é feito de tubos e perfis, o material mais comum é o aço 1020 laminado a quente. A malha, as fixações e as forças aplicadas estão representadas na figura 100.

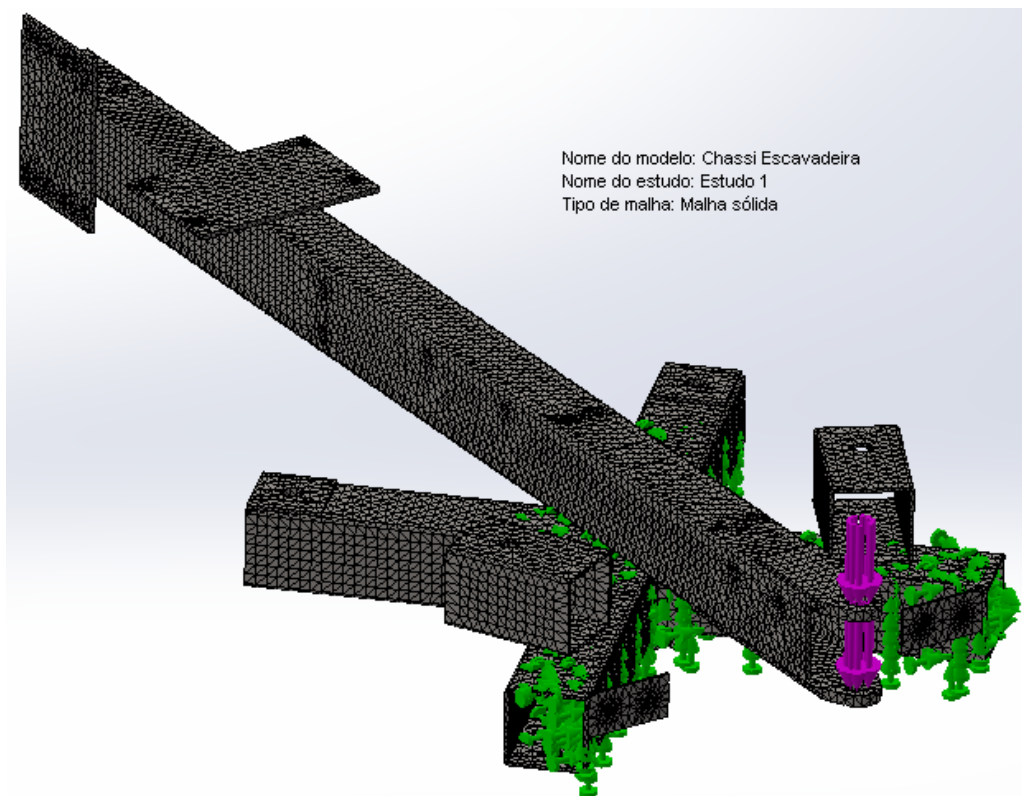


Figura 100 - Malha do chassi
 Fonte: O autor.

Realizando a análise de tensões no chassi, representado na figura 101, os valores máximos obtidos foram de 76 MPa, sendo bem abaixo do limite de escoamento e 207 MPa, obtendo bons resultados para esse componente.

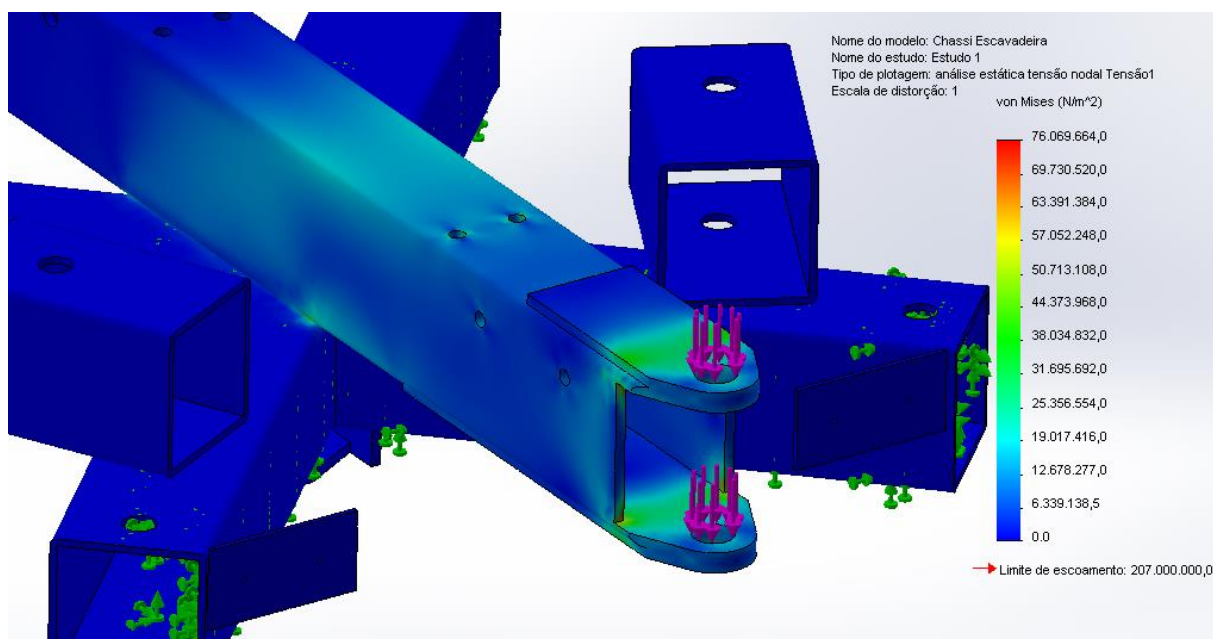


Figura 101 - Análise de tensões do chassi
 Fonte: o Autor.

Em relação ao deslocamento, a figura 102 apresenta numa escala de 650 vezes para melhor visualização, onde os pontos vermelho foi obtido valores máximos de 0,237mm, localizado principalmente na extremidade que sustenta o peso.

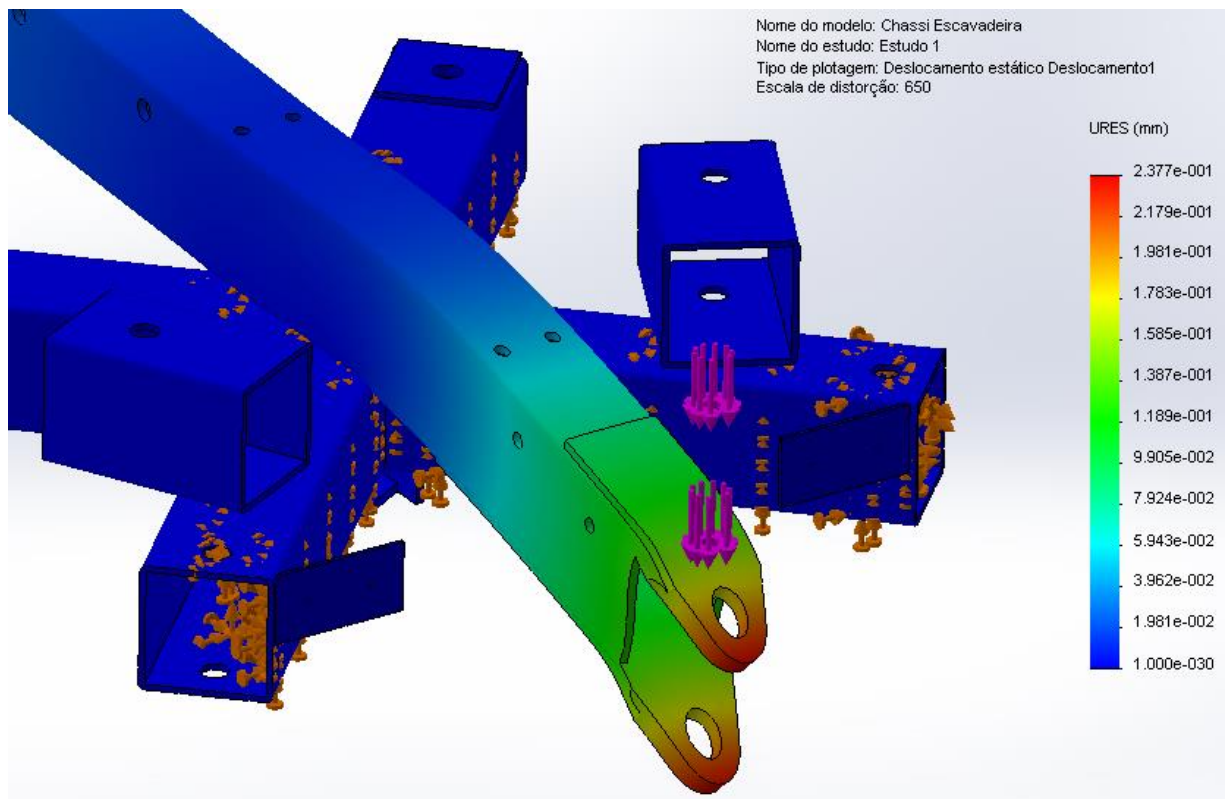


Figura 102 - Deslocamento do chassi
 Fonte: O autor.

A deformação obteve um máximo de 0,000229 mm em alguns pontos, onde se encontra maior tensão estática, onde está apresentado em vermelho na figura 103 com escala de distorção de 650 vezes.

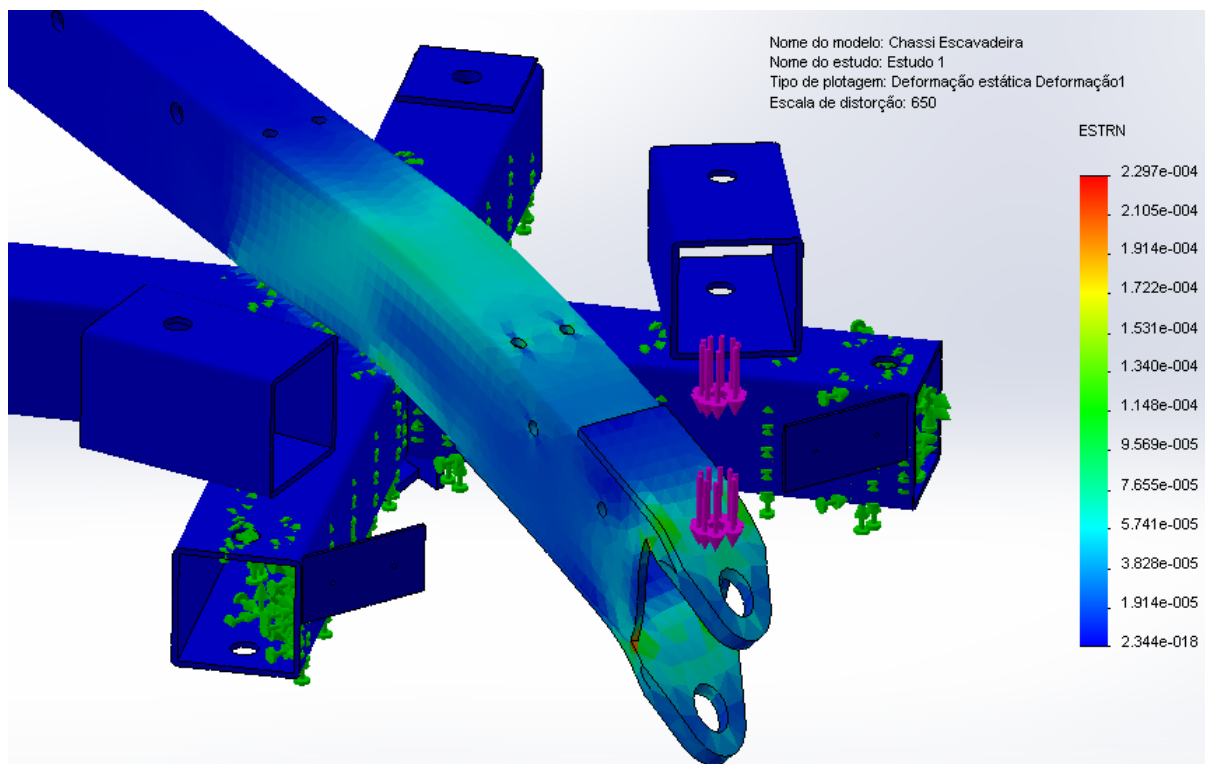


Figura 103 - Deformação do chassi
Fonte: O autor.

No fator de segurança foi levado em consideração o critério de Von Mises apresentado na figura, onde o menor fator de segurança foi de 2,7 que analisando a figura 104 pode causar uma simples dobra na ponta do tubo retangular. Para chegar o mais próximo da realidade poderia ser realizado uma análise do conjunto do chassi e suporte de giro, onde diminuiria esse deslocamento causado pois o suporte possui várias nervuras.

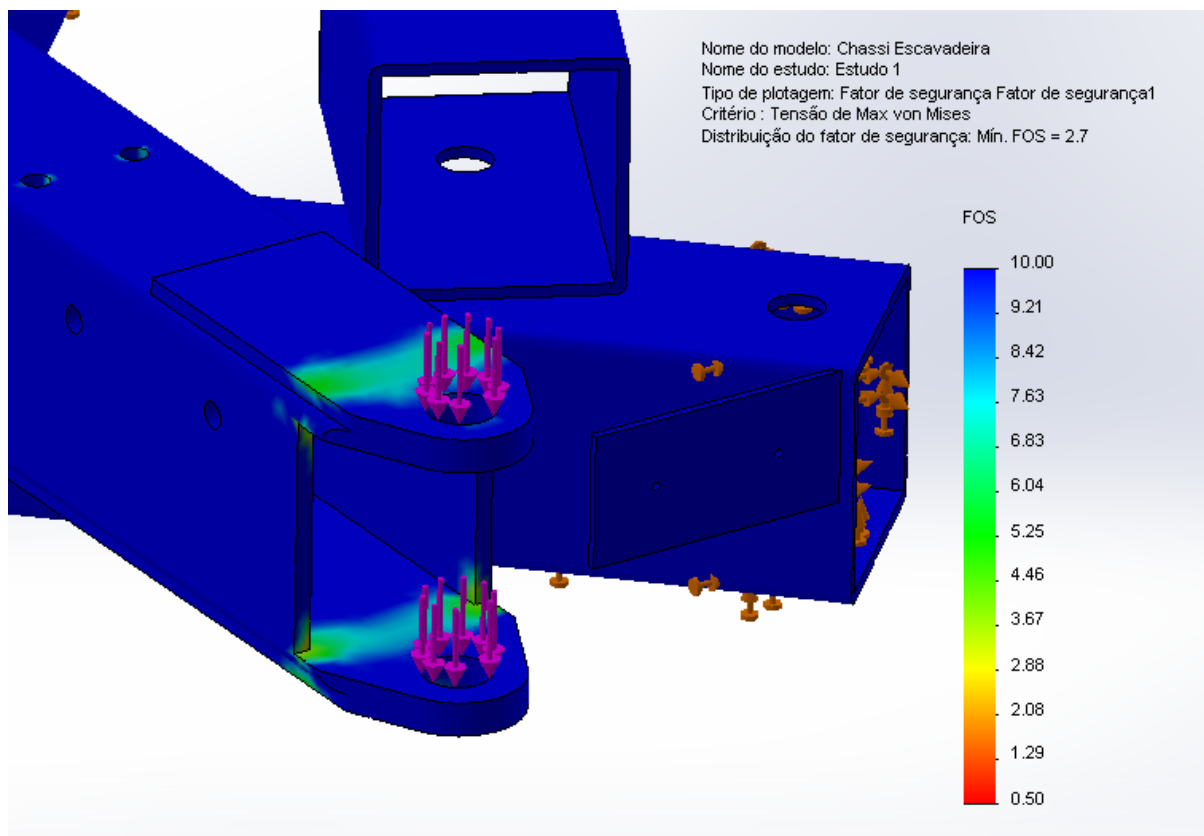


Figura 104 - Fator de segurança do chassi
Fonte: O autor.

6.11. CÁLCULO DA PRODUÇÃO

Para o cálculo da produção do equipamento, primeiramente foi feito uma tabela 20 que mostra a sequência de movimentos dos atuadores hidráulicos.

1	Atuador do Braço
2	Atuador da Caçamba
3	Atuador da Lança
4	Atuador do Suporte de Giro
5	Atuador do Braço
6	Atuador da Caçamba
7	Atuador do Suporte de Giro
8	Atuador da Lança

Tabela 20 - Movimento dos atuadores hidráulicos
Fonte: O autor.

Na figura 105 é possível ver os oito movimentos realizados pelo equipamento para escavação e movimentação, e a posição do braço, da lança e da caçamba.



Figura 105 - Movimentos de escavação
Fonte: O autor.

Tendo a quantidade de movimentos e o tempo de atuação do curso total dos atuadores hidráulicos, foi calculado a duração do ciclo, e a quantidade de ciclos realizadas por hora, na sequência tendo o volume da caçamba e o peso que ela carrega, foi calculado a produção em volume e em massa por hora, que estão apresentados na tabela 21.

Numero de movimentos	8
Tempo de Atuação dos atuador	4 s
Duração Ciclo	32 s
Ciclos por hora	112,5
Volume Caçamba	0,0114 m ³
Peso do Material na Caçamba	26,22 kg/h
Produção em volume	1,2825 m ³ /h
Produção em kg	2949,75 kg/h

Tabela 21 - Calculo da Produção
Fonte: O autor.

O equipamento tem uma produção de 2,9 ton./hora, mas deve levar em consideração que tem o tempo perdido com a movimentação do equipamento

durante a escavação, assim foi considerado grosseiramente um tempo de 30 minutos, caindo a produção para 1474,5 Kg/h, sendo bem próximo ao estimado de 1500 kg/h no início do projeto.

7. CONCLUSÕES

Pode-se concluir, que o desempenho da máquina dependerá da força de escavação, uma vez que a realização da escavação irá variar com a resistência do solo à penetração, sendo assim, para a elaboração do presente projeto, utilizar-se piores condições de solo.

Além do bom desempenho do equipamento em sua utilização, levou-se em consideração a aparência, pois um produto precisa ter uma imagem que transmita confiança ao cliente, porque do contrário, esse produto não possuirá vendas.

A obtenção das forças de penetração no solo, das força necessárias para os atuadores realizarem o trabalho, foi possível após varia modificações realizadas na estrutura, uma vez que quaisquer destas mudanças alteravam também os valores. Visando facilitar a manutenção, dos quatros atuadores hidráulicos do equipamento, três deles possuem as mesma especificações.

Os componentes da máquina foram desenvolvidos sempre pensando no processo de fabricação, visando, durante o projeto na utilização de produtos comercializados como perfis e tubos. A análise por elementos finitos traz resultados mais exatos que no desenvolvimento realizados manualmente, pois o equipamento possui vários componentes com geometrias complexas e muitos pontos de analise, tomando desta forma, a realização menos trabalhosa.

Durante a elaboração do projeto, nem todas as funções estabelecidas inicialmente foram alcançadas, assim para ter uma melhor visão dos possíveis problemas deste, seria necessário o desenvolvimento de um protótipo para realização de testes. Além disso, é preciso analisar com mais detalhadamente algumas falhas que ocorreram no processo de análise de tensões dos componentes, aplicando ferramentas como FMEA (Análise dos modos e efeitos de falha), RCA (Análise de Causa Raiz da Falha), o que possibilita identificar o problema no início do projeto.

Nesse trabalho não foi levado em consideração a questão do tombamento, assim em trabalhos futuros como proposta, antes de fabricação do protótipo deve-se realizar o cálculo do contra peso necessário.

Sendo assim, as principais especificações do equipamento projetado são:

- Força de escavação da caçamba: 3600 N
- Força de escavação do braço: 3600 N
- Potência motor: 10 hp
- Ângulo de oscilação da lança esquerda: 78°
- Ângulo de oscilação da lança direita: 65°
- Profundidade máxima de escavação: 1,28 m
- Altura de despejo máxima: 2,3 m
- Alcance máximo: 2,4 m
- Largura máxima: 1,45 m
- Largura mínima: 1,05 m
- Pressão de trabalho da bomba hidráulica: 210 bar

Por final, uma recomendação para outros trabalhos de conclusão de curso, poderiam realizar estudos mais detalhados de cada sistema separadamente, fabricação do protótipo para testes, e além disso, sempre que ocorrer a movimentação de terra deve ter uma forma de transportar, assim o projeto de um veículo de carga de baixo custo com dimensões pequenas ajudaria no transporte do material trabalhando em conjunto com a mini escavadeira.

REFERÊNCIAS

CAROLINO DE SÁ, Marcos Aurélio; SANTOS JUNIOR, Joao de D. Gomes. **Considerações Teóricas sobre o Cálculo da Resistencia Mecânica do Solo à Penetração determinada com Penetrômetros Dinâmicos**. Embrapa. Dezembro, 2007.

CASTRO, Bernardo Hauch Ribeiro; BARROS, Daniel Chiari; VEIGA, Suzana Gonzaga. **Panorama da Industria de bens de capital para a construção civil**. BNDES, 2012.

DUL, Jan; WEERDMEEESTER, B. **A. Ergonomia prática**. 2. ed. rev. e ampl. São Paulo: E. Blücher, 2004.

FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 5. ed. São Paulo: Érica, 2007.

FOGLIATTO, Flávio Sanson; RIBEIRO, José Luis Duarte. **Confiabilidade e manutenção industrial**. Rio de Janeiro, RJ: Elsevier, 2009.

LINSINGEN, Irlan Von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. 3. ed., rev. Florianópolis, SC: UFSC, 2008.

MERIAM, J. L.; KRAIGE, L. G. **Mecânica para engenharia**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009.

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

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 3. ed. Porto Alegre, RS: Bookman, 2004.

Parker Hannifin Corporation. **Tecnologia Hidráulica Industrial**, Jacareí, SP, 1999.

PINTO, Alan Kardec; XAVIER, Júlio Nascif. **Manutenção: função estratégica**. Rio de Janeiro, RJ: Qualitymark, 1999.

Revista Manutenção & tecnologia. Disponível em:
<http://www.revistamt.com.br/index.php?option=com_contenido&task=printMateria&id=1839>. Acesso em: 17 maio 2015.

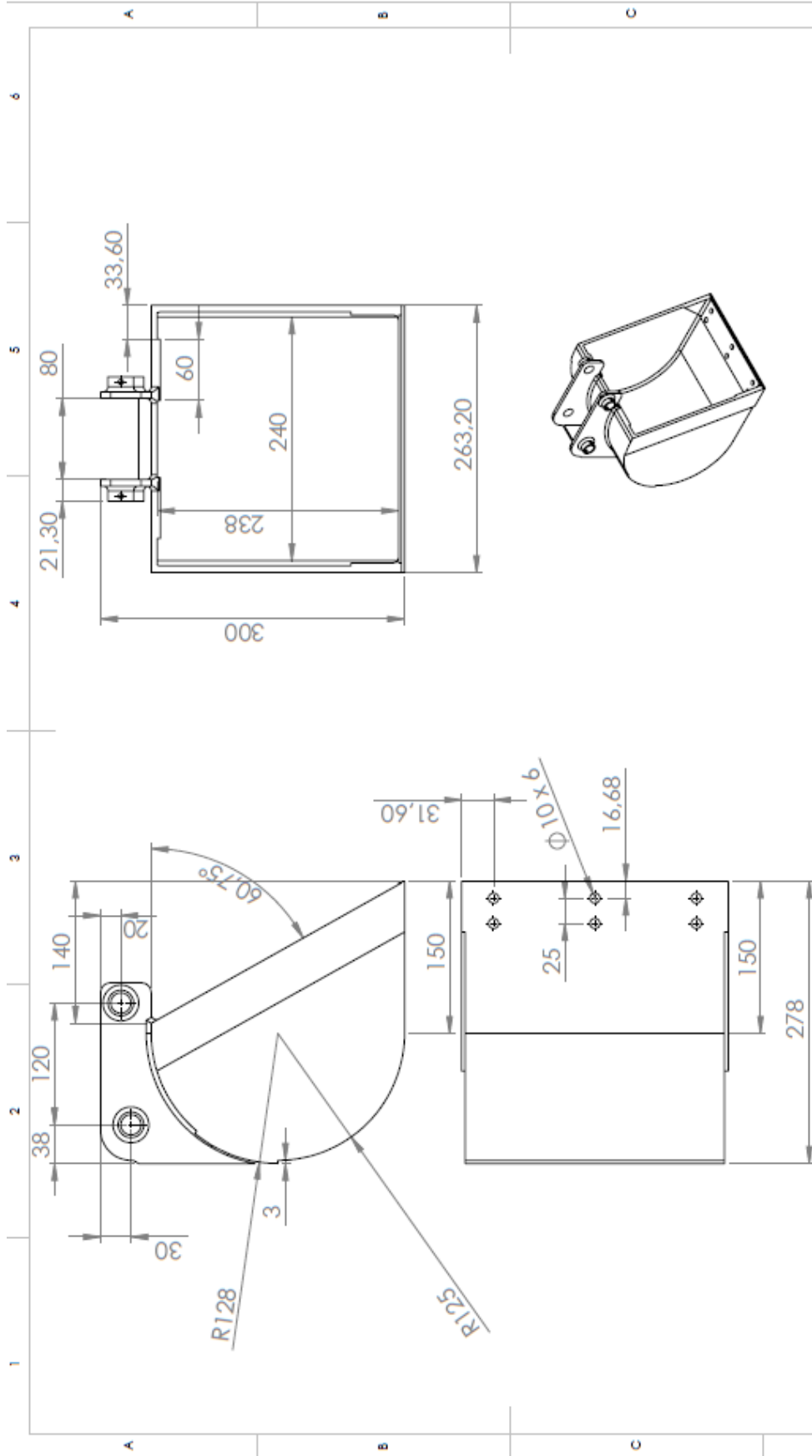
RICARDO, Hélio de Souza; CATALANI, Guilherme. **Manual prático de escavação**: terraplenagem e escavação de rocha. 2. ed. rev. atual. e ampl. São Paulo, SP: Pini, 1990.

SCHNAID, Fernando. **Ensaio de campo e suas aplicações à engenharia de fundações**. São Paulo, SP: Oficina de Textos, 2000.

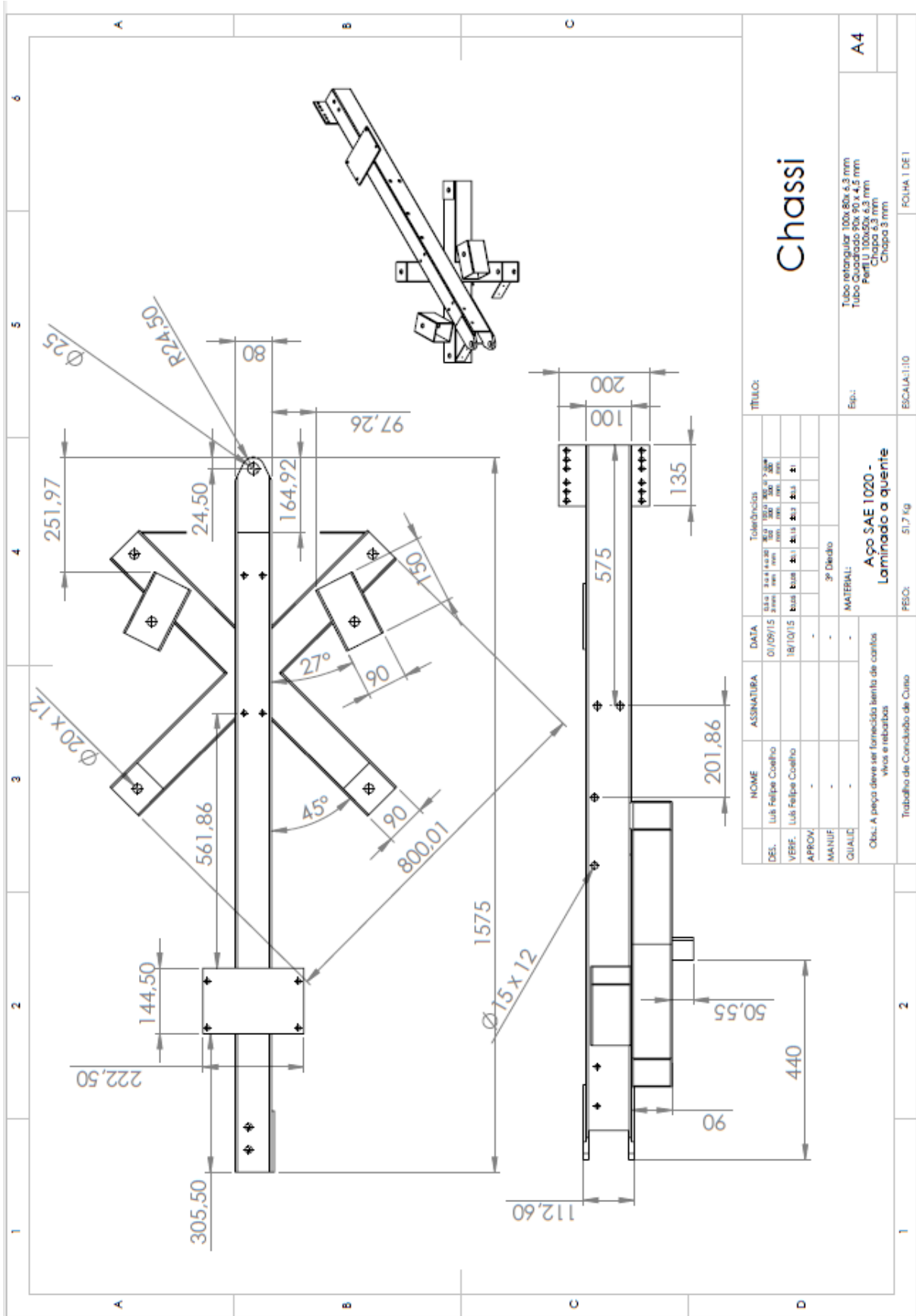
SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

STEWART, Harry L. **Pneumática e hidráulica**. 3. ed. São Paulo: Hemus, 1994.

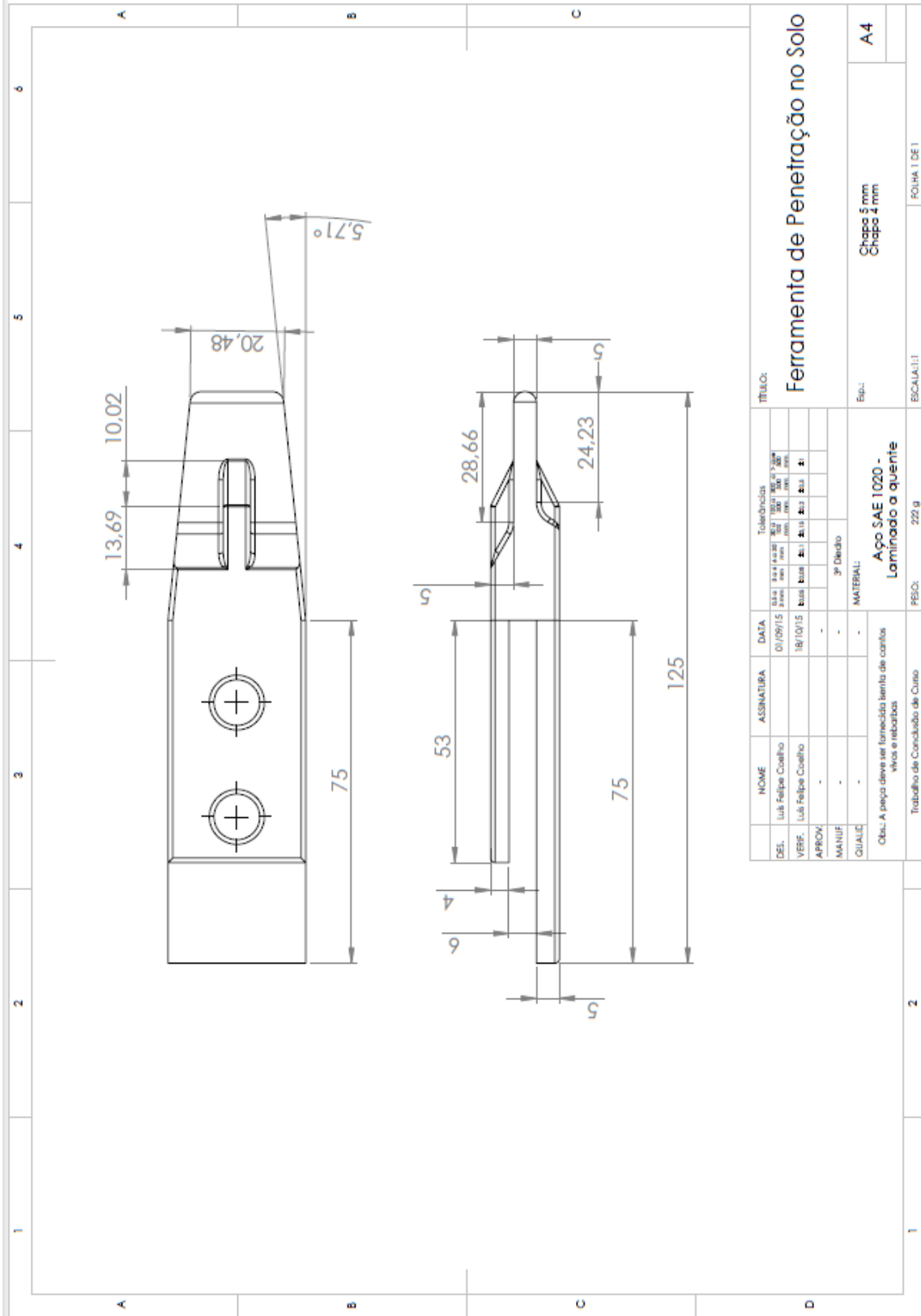
VALDEZ, Mario. **Sistemas Hidráulicos**. Lisboa, Portugal Vol. 2, ed. M.V., 1996.



NOME		ASSINATURA	DATA	Tolerâncias						TÍTULO:							
DES.	Lúá Felipe Coelho		01/09/15	ISO 1101	ISO 1102	ISO 1103	ISO 1104	ISO 1105	ISO 1106	Caçamba							
VERB.	Lúá Felipe Coelho		18/10/15	total	total	total	total	total	total								
APROV.	-		-	3º Dêbito						Epi:							
MANUF.	-		-	MATERIAL:						Aço SAE 1020 - Laminado a quente							
GUIA:	-		-	Obs: A peça deve ser fornecida feita de carnos vivos e rebolada						Tubo Redondo 25,4 x 2,7 mm Chapa 3 mm							
Trabalho de Conclusão de Curso				PESO: 8,72 kg						ESCALA: 1:5							
1			2			3			4			5			6		
												A4					



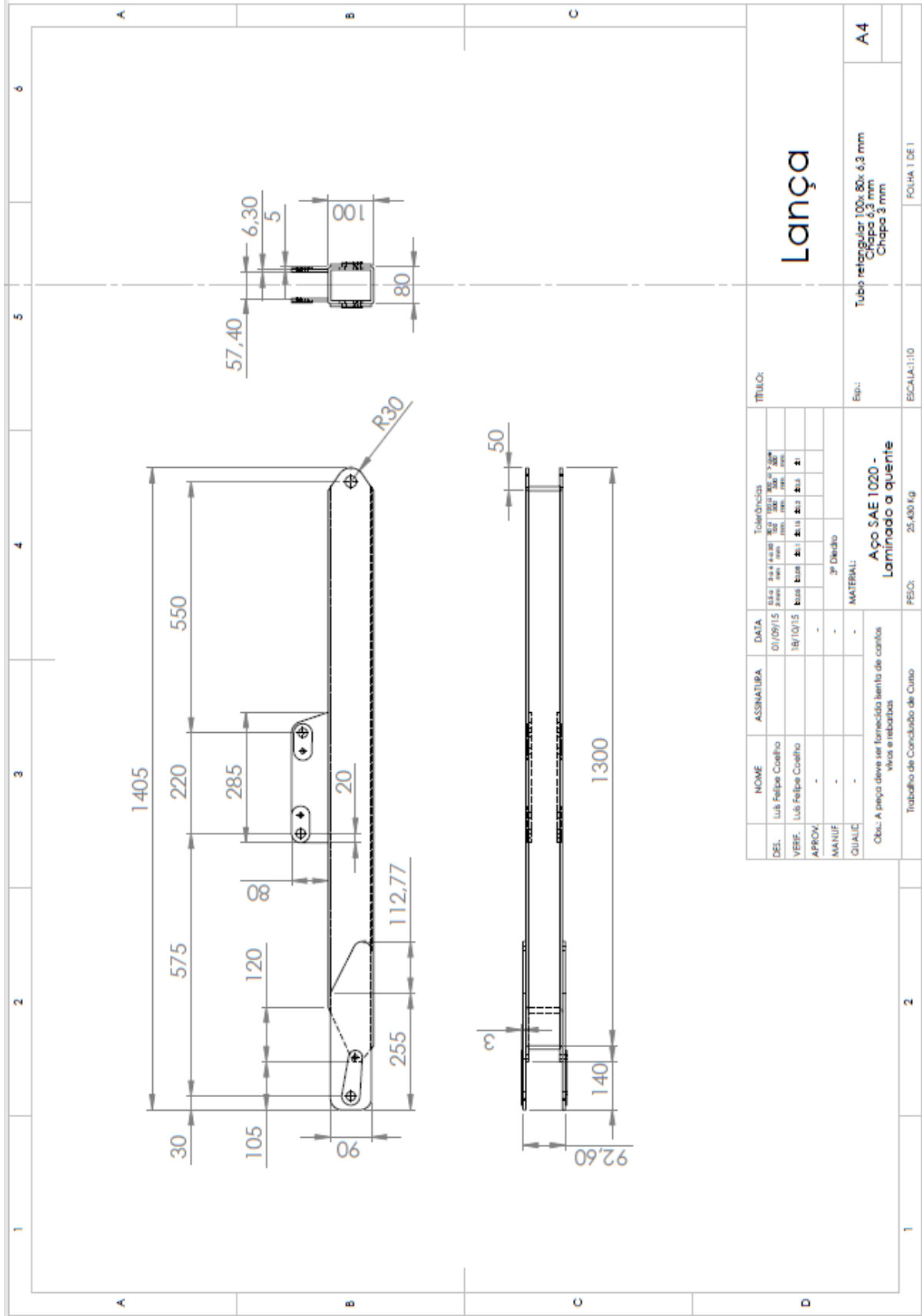
TOLERÂNCIAS		TITULO:	
DES.	01/09/15	DATA	01/09/15
VERIF.	Luis Felipe Coelho	ASSINATURA	
APROV.		NOME	Luis Felipe Coelho
MANUE			
QUALIC			
MATERIAL:		3º Dado	
MATERIAL:		Aço SAE 1020 - Laminado a quente	
Obs.: A peça deve ser fornecida feita de carnosas vivas e reborçadas.		PESO: 51.7 kg	
Trabalho de Conclusão de Curso		ESCALA: 1:10	
1		2	
A4		FOLHA 1 DE 1	

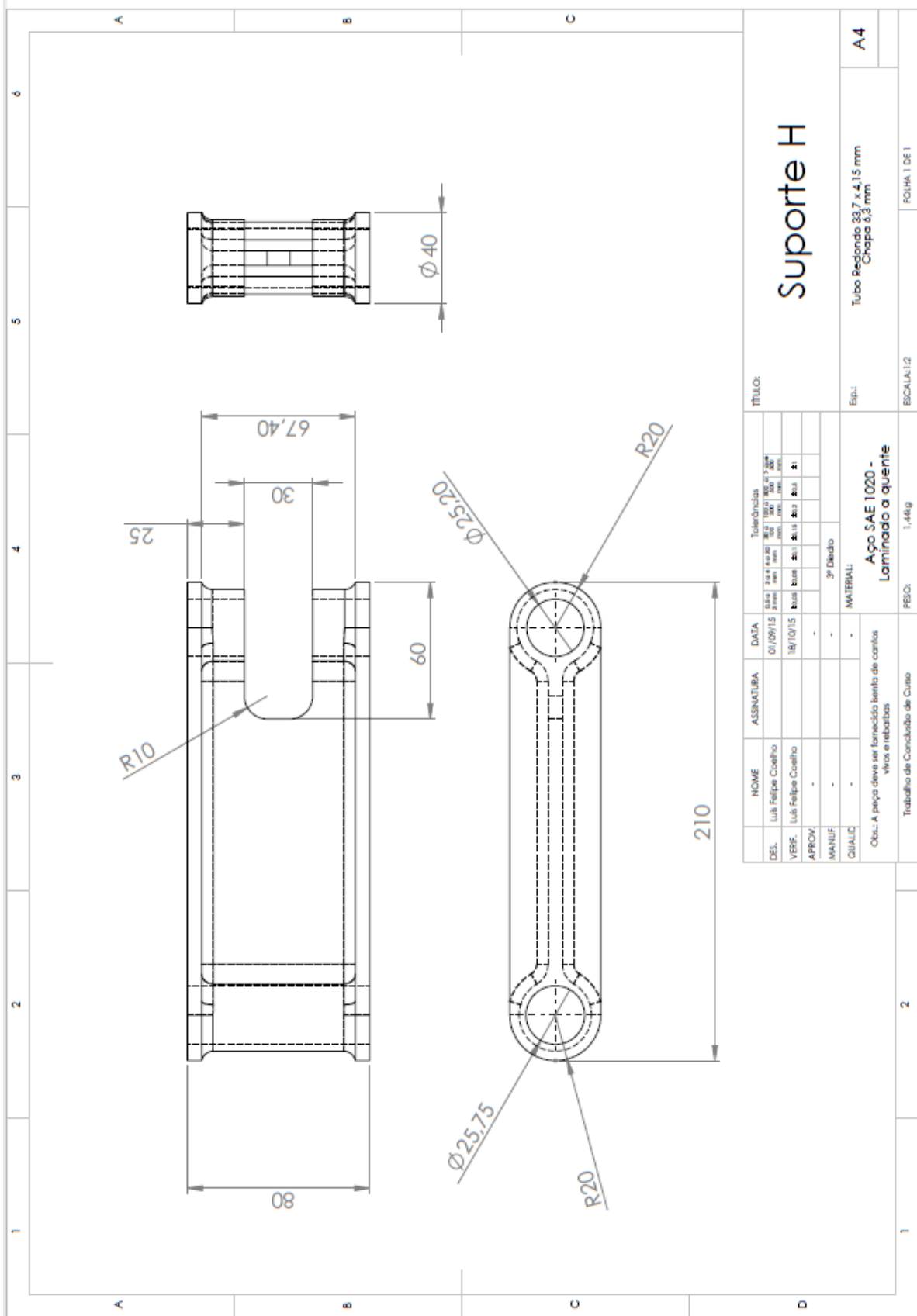


NOME		ASSINATURA	DATA	Tolerâncias					
DEL.	Luk Felipe Coelho		01/09/15	0.1	0.05	0.02	0.01	0.005	0.002
VERF.	Luk Felipe Coelho		18/10/15	0.1	0.05	0.02	0.01	0.005	0.002
APROV.	-		-	0.1	0.05	0.02	0.01	0.005	0.002
MANUF.	-		-	3º Decimo					
QUALC.	-		-	MATERIAL:					
Obs.: A peça deve ser fornecida feita de cantos vivos e rebatida				Aço SAE 1020 - Laminado a quente					
Título de Conclusão de Curso			FEBO:	222 g		ESCALA: 1:1			

Ferramenta de Penetração no Solo

Escala: Chapa 5 mm
Chapa 4 mm
A4



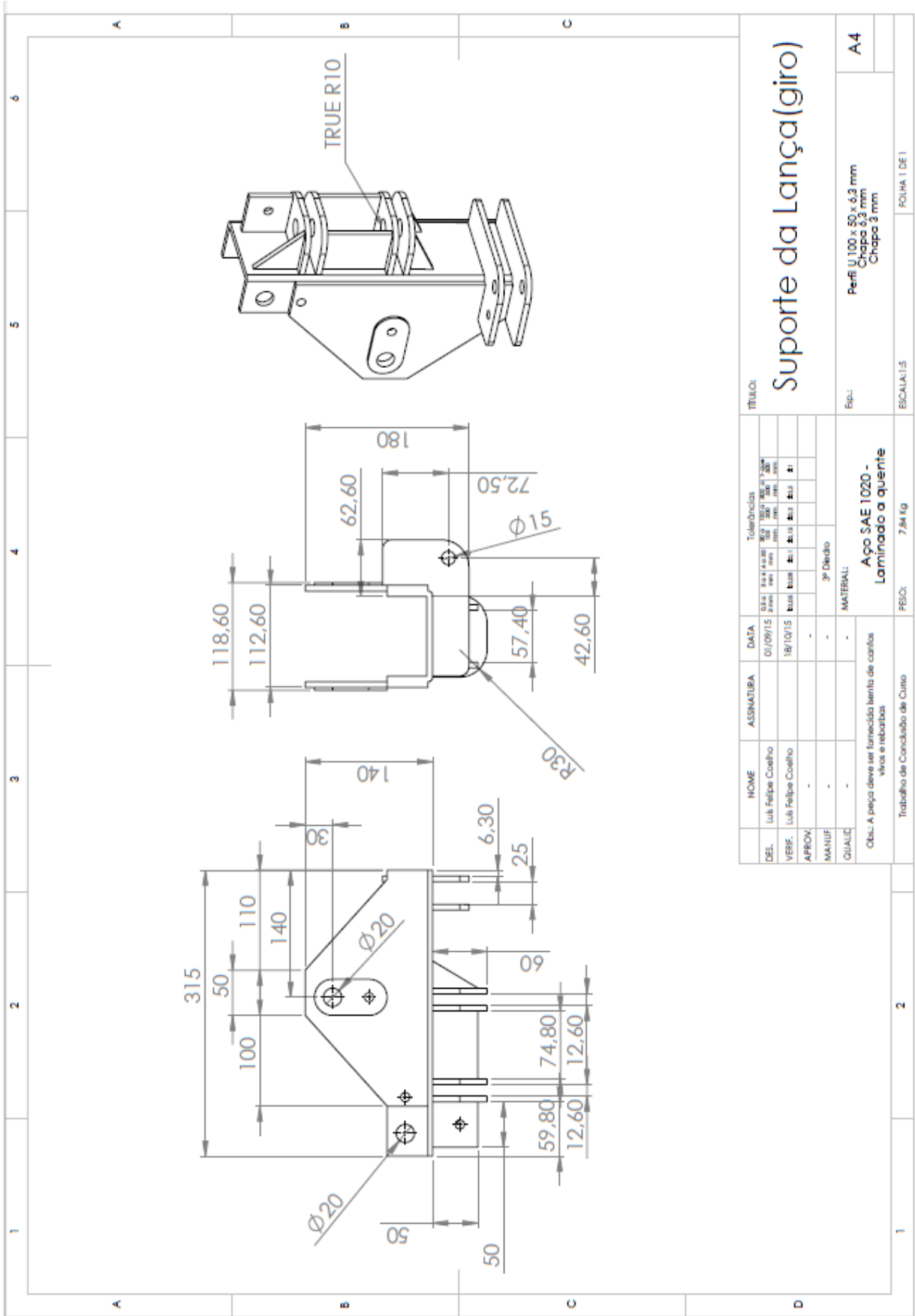


NOME		ASSINATURA	DATA	Tolerâncias					
DES.	Luis Felipe Coelho		01/09/15	±0.1	±0.05	±0.02	±0.01	±0.005	±0.002
VERE.	Luis Felipe Coelho		18/10/15	±0.1	±0.05	±0.02	±0.01	±0.005	±0.002
APROV.	-	-	-	3º Decimo					
MANUF.	-	-	-	MATERIAL:					
QUALC.	-	-	-	Aço SAE 1020 - Laminado a quente					
Obs.: A peça deve ser fornecida sem de cantos vivos e rebabas.				PESO: 1,44kg					
Trabalho de Conclusão de Curso				ESCALA: 1:2					

Suporte H

Esp.: Tubo Redondo 33,7 x 4,15 mm
Chapa 3,3 mm
A4

FOIHA 1 DE 1



NOME		ASSINATURA	DATA	Tolerâncias																
DES.	Luis Felipe Coelho		01/09/15	ISO	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.6	15.7	15.8	15.9	16.0	16.1	16.2	16.3	16.4	16.5	16.6
VERE.	Luis Felipe Coelho		18/10/15	ISO	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.6	15.7	15.8	15.9	16.0	16.1	16.2	16.3	16.4	16.5	16.6
APROV.	-	-	-	ISO	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.6	15.7	15.8	15.9	16.0	16.1	16.2	16.3	16.4	16.5	16.6
MANUF.	-	-	-	ISO	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.6	15.7	15.8	15.9	16.0	16.1	16.2	16.3	16.4	16.5	16.6
QUALC.	-	-	-	ISO	15.1	15.2	15.3	15.4	15.5	15.6	15.7	15.8	15.9	16.0	16.1	16.2	16.3	16.4	16.5	16.6

3º Dieção

TÍTULO: Suporte da Lança(giro)

Escala: Perfi U 100 x 50 x 6,3 mm
Chapa 6,3 mm
Chapa 3 mm

ESCALA: 1:5

FOLHA: 1 DE 1

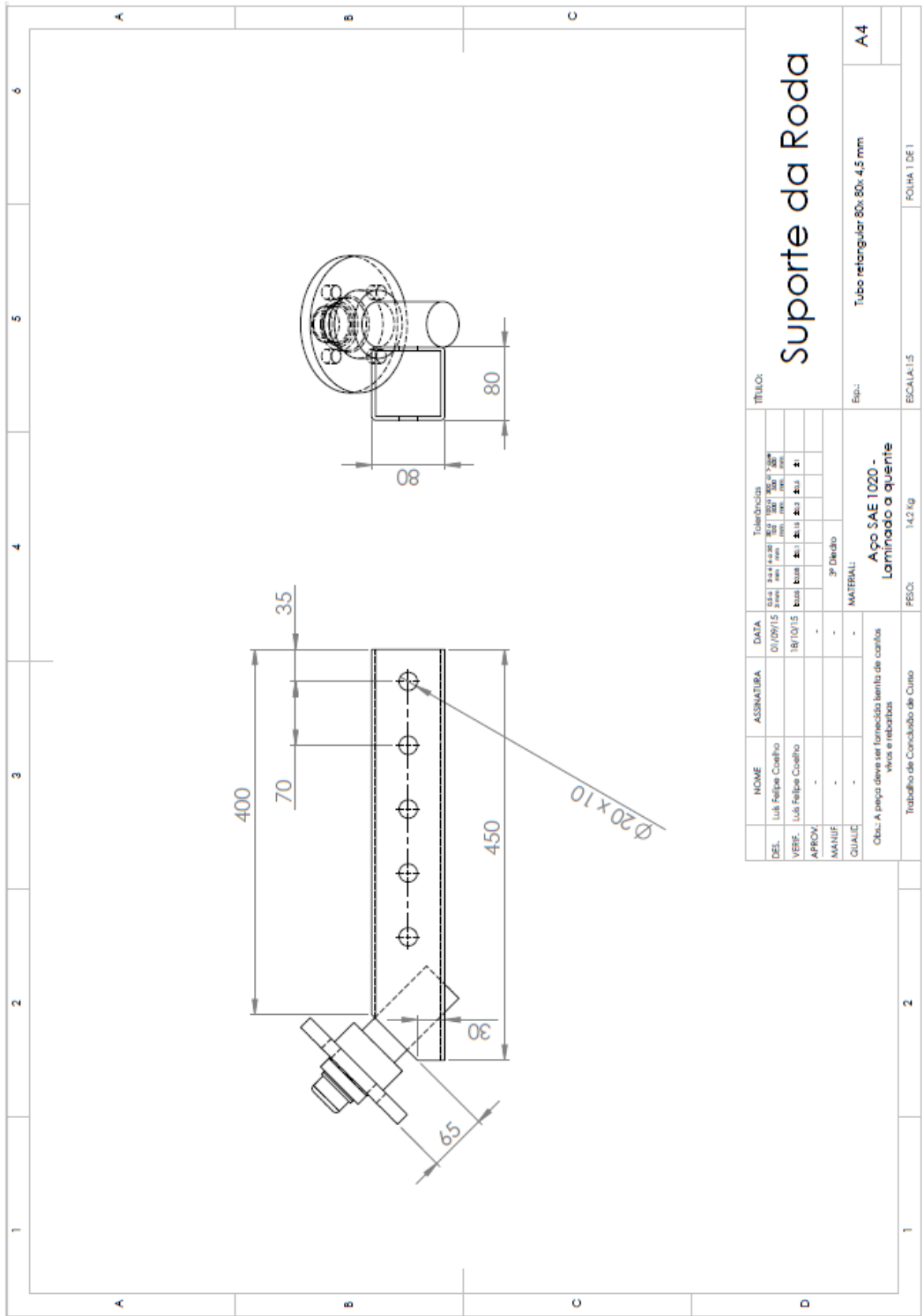
FEÇO: 7,84 kg

MATERIAL: Aço SAE 1020 - Laminado a quente

Obra: A peça deve ser fornecida feita de canoais vice e rebolado

Título de Conclusão de Curso

A4



Suporte da Roda

NOME		ASSINATURA	DATA	Tolerâncias																
DES.	Luk Felipe Coelho		01/09/15	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE
VERE.	Luk Felipe Coelho		18/10/15	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE
APROV.	-	-	-	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE
MANUF.	-	-	-	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE
QUALIC.	-	-	-	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE	SAE

Ep.:
Tubo retangular 80x 80x 4.5 mm

Ep.:
Aço SAE 1020 -
Laminado a quente

Ep.:
14,2 Kg

Ep.:
FOLHA 1 DE 1

Obs: A peça deve ser fornecida tanto de carbas
vãos e rebabas

Trabalho de Conclusão de Curso

1

2

1	2	3	4	5	6
A					A
B					B
C					C
D					D

Item	Descrição	Quant.
1	Caçamba	1
2	FPS	3
3	Suporte H	1
4	Articulação do suporte	2
5	Braço	1
6	Lança	1
7	Suporte da Lança	1
8	Roda e Pneu	2
9	Chassi	1
10	Estabilizador	2
11	Suporte da roda	2
12	Prot. contra tomb.	1
13	Reservatório Hidraul.	1
14	Motor estacionario	1
15	Engate automatico	1
16	Comando direcional	1
17	Bomba Hidraulica	1
18	Roda boba	1

NOME		ASSINATURA	DATA	Tolerâncias	
DES.	Luiz Felipe Coelho		01/09/15	±0.1	±0.2
VERB.	Luiz Felipe Coelho		21/10/15	±0.1	±0.2
APROV.	-	-	-	±0.1	±0.2
MANUF.	-	-	-	±0.1	±0.2
QUALIC	-	-	-	±0.1	±0.2

Obs.: A peça deve ser fornecida feita de canos vivos e rebobada

3º Dêdido

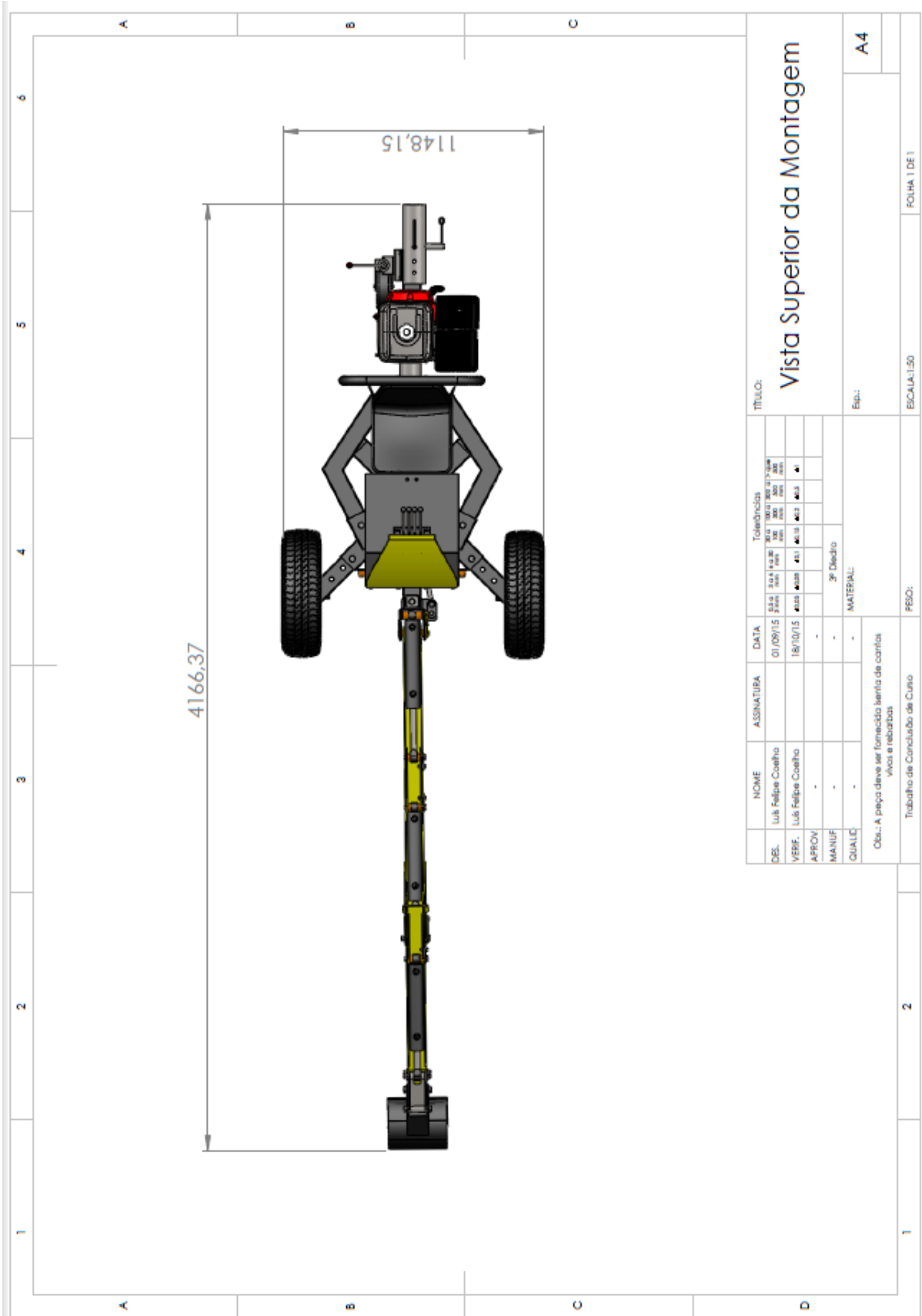
MATERIAL:

TÍTULO:	
Montagem do Equipamento em modo de transporte	
Escala:	A4
Trabalho de Conclusão de Curso	
FSC:	FOLHA 1 DE 1

NOME		ASSINATURA	DATA	Tolerâncias							
DEB.	Luís Felipe Coelho		01/09/15	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
VERE.	Luís Felipe Coelho		18/10/15	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
APROV.	-		-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
MANUF.	-		-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
QUALIC.	-		-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Obs.: A peça deve ser fornecida feita de camilo vivos e rebolbas				3º Decimo							
				MATERIAL:							
				-							
Trabalho de Conclusão de Curso				FSC0:							
				-							
				ESCALA: 1:1							
				FOLHA 1 DE 1							

Montagem do equipamento no modo de trabalho

Esp.: A4



NOME		ASSINATURA	DATA	Tolerâncias																		
DES.	Luiz Felipe Coelho		01/09/15	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,3	8,0	10
VERB.	Luiz Felipe Coelho		18/10/15	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,3	8,0	10
APROV.	-		-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,3	8,0	10
MANUF.	-		-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,3	8,0	10
QUALC.	-		-	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,3	8,0	10

3º Direito

MATERIAL:

Obs.: A peça deve ser fornecida feita de canhas vivas e rebobada

Trabalho de Conclusão de Curso

FECO:

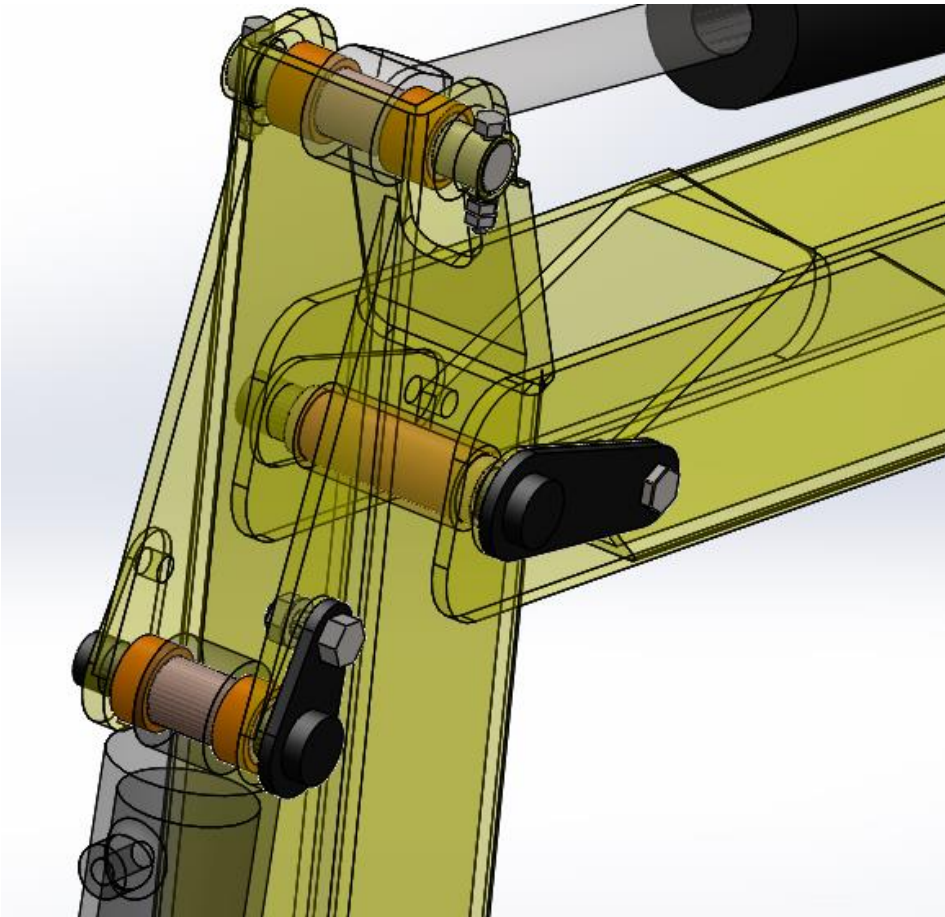
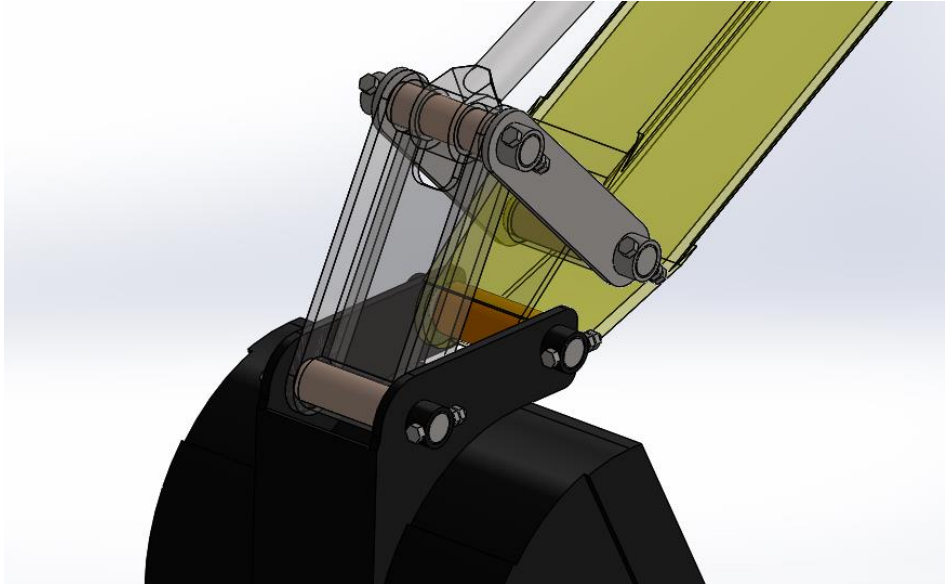
ESCALA: 1:50

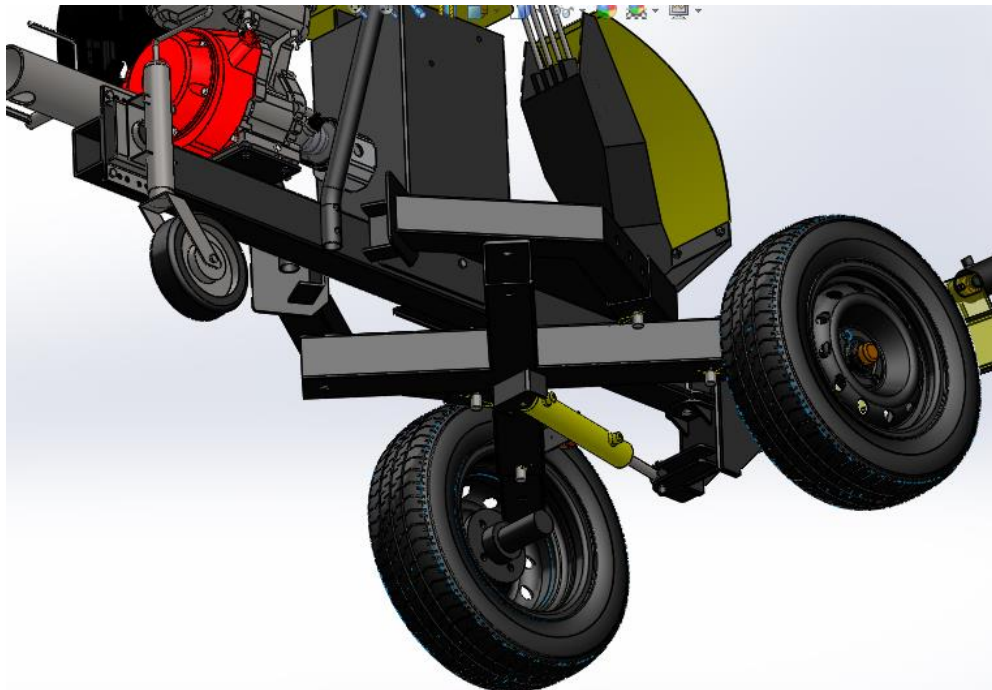
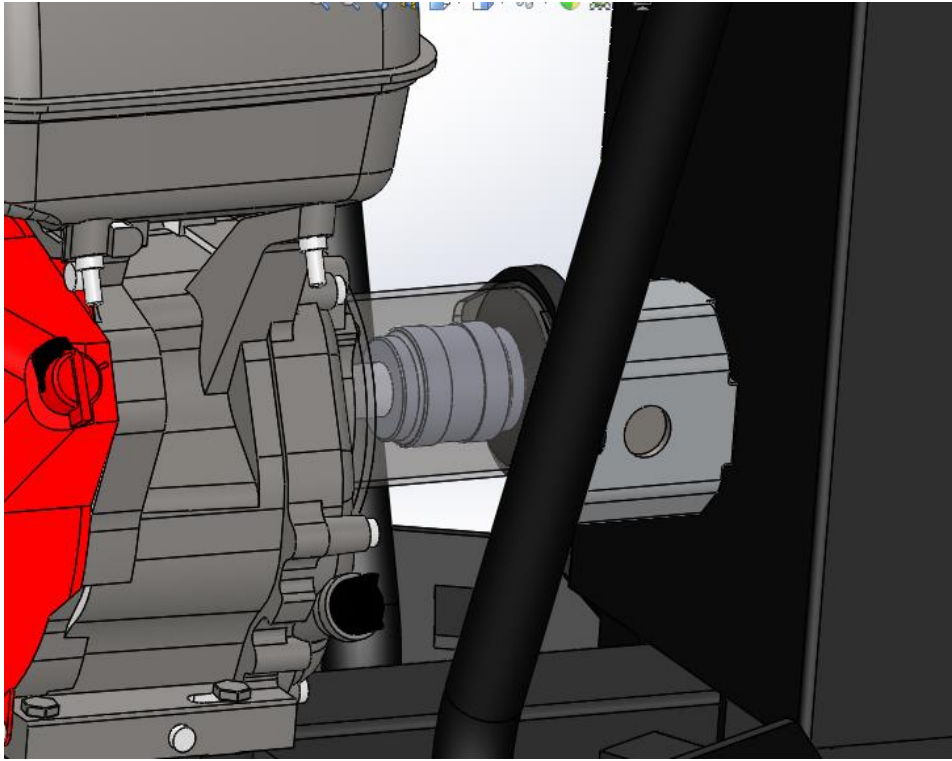
FOLHA 1 DE 1

A4

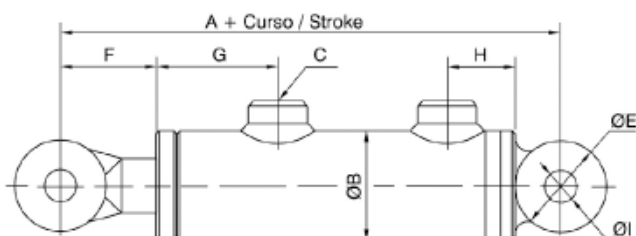
Equip:

TÍTULO: Vista Superior da Montagem





ANEXO A – CATÁLOGO ATUADOR HIDRAULICO


CILINDROS HIDRÁULICOS
MOBILDUPLA AÇÃO
OLHAL DIANTEIRO E TRASEIRO

CILINDRO BORE	HASTE ROD	A				ØB	C NPT	D	ØE	F Ref.	G Ref.	H Ref.		ØI H10
		NN	SN	NS	SS							NN	NS	
Ø31.75	15.87	166	NA	201	NA	40.00	1/4"	20	24	25	55	25	20	12
	19.05													
Ø38.10	19.05	185	NA	217	NA	50.80	3/8"	25	30	28	65	26	20	15
	25.40													
Ø50.80	25.40	201	221	237	257	63.50	3/8"	30	42	35	65	30	20	20
	31.75													
Ø63.50	31.75	226	246	267	287	75.20	1/2"	40	48	40	72	35	25	25
	38.10													
Ø76.20	38.10	249	269	290	310	88.90	1/2"	50	56	46	72	38	25	30
	50.80													
Ø82.55	38.10	249	269	290	310	95.00	1/2"	50	56	46	72	38	25	30
	50.80													
Ø88.90	38.10	261	281	302	322	101.60	1/2"	50	68	52	72	38	25	35
	50.80													
Ø101.60	50.80	306	326	347	367	114.30	3/4"	70	80	60	90	45	25	40
	69.85													
Ø114.30	50.80	317	337	355	375	127.00	3/4"	70	88	64	90	48	25	45
	69.85													
Ø127.00	69.85	344	369	390	405	145.00	3/4"	90	94	70	90	55	25	50
	88.90													
Ø139.70	69.85	371	396	409	434	152.40	1"	100	106	78	98	58	30	60
	101.60													
Ø152.40	88.90	393	418	437	462	168.00	1"	110	124	87	98	63	40	70
	114.30													
Ø177.80	101.60	437	472	486	521	197.00	1.1/4"	125	136	93	106	75	40	80
	127.00													
Ø203.20	101.60	463	498	505	540	225.00	1.1/4"	140	150	105	106	82	40	80
	139.70													

ANEXO B – CATÁLOGO BOMBA HIDRAULICA

Catálogo HY-2016-1 BR
Informações Técnicas

**Bombas e Motores Simples e Múltiplos
 Série PGP/PGM11**

Bombas e Motores Simples e Múltiplos Série PGP/PGM11

Características Técnicas

Elevado Desempenho
 Elevada Durabilidade
 Elevada Pressão Operacional

Descrição

As bombas e motores da Série PGP/PGM11 constituem uma versão tecnologicamente avançada das tradicionais bombas de alumínio, com blocos de mancalização, disponíveis no mercado. A Série PGP/PGM11 oferece superior desempenho e durabilidade, elevada eficiência e baixo nível de ruído em elevadas pressões de operação. Uma grande variedade de configurações internacionais estão disponíveis para atender aos mais variados requisitos de uma determinada aplicação.



Vantagens

- **Pressões de até 275 bar (4000 psi) em Operação Contínua**
 Corpo de alumínio extrudado de elevada resistência, e blocos de mancalização com buchas de elevado diâmetro asseguram menor carga nos mancais e elevadas pressões de operação.
- **Baixo Nível de Ruído**
 Engrenagens de 13 dentes de perfil especial asseguram menor pulsação do fluxo de saída, e uma operação excepcionalmente silenciosa.
- **Elevada Eficiência**
 Blocos de mancalização balanceados por pressão e utilizando vedação de alta tecnologia asseguram elevada eficiência sob todas as condições de operação.
- **Flexibilidade de Aplicação e de Montagem**
 Unidades simples, múltiplas e múltiplas de diferentes séries; flanges, eixos e pórticos conforme padrões internacionais; possibilidade de acoplar diversos tipos de válvulas e configuração com alimentação comum para bombas múltiplas proporcionam um projeto inigualável e versatilidade na aplicação.

Pressões e Rotações Operacionais Máximas, Deslocamentos e Peso

Tamanho Nominal	Deslocamento		Pressão Máxima (Óleo Mineral)				Rotação (rpm)		Pesos Kg (*)	
	cm ³ /rev	pol ³ /rev	Regime Contínuo		Regime Intermitente		Mínima	Máxima	Flanges 33, 34, 93 e 96	Flanges 36, 37 e 38
			bar	psi	bar	psi	@ P _{máx. saída}	@ 0 P _{Perda} & P _{máx. saída}		
04	4	0.24	250	3625	280	4060	500	4000	3,40	3,31
06	6	0.37	250	3625	280	4060	500	4000	3,49	3,40
08	8	0.49	250	3625	280	4060	500	4000	3,56	3,47
10	10	0.61	250	3625	280	4060	500	3600	3,64	3,55
11	11	0.67	250	3625	280	4060	500	3600	3,68	3,57
14	14	0.85	250	3625	280	4060	500	3300	3,80	3,71
16	16	0.98	250	3625	280	4060	500	3000	3,88	3,79
19	19	1.16	225	3260	250	3625	500	3000	4,00	3,91
23	23	1.40	200	2900	220	3190	500	2800	4,15	4,06
27	27	1.65	165	2390	185	2680	500	2400	4,30	4,21
31	31	1.89	140	2030	155	2250	500	2300	4,46	4,37
33	33	2.10	130	1885	145	2100	500	2200	4,54	4,45

* Pesos aproximados para unidades simples.