



EVANDRO PEREIRA DA SILVA

**ELEMENTOS FINITOS COMO FERRAMENTA
AUXILIAR NA ANÁLISE ESTRUTURAL
ESTÁTICA DE UMA COLHEDORA DE CAFÉ
DO TIPO AUTOMOTRIZ**

LAVRAS – MG

2013

EVANDRO PEREIRA DA SILVA

**ELEMENTOS FINITOS COMO FERRAMENTA AUXILIAR NA
ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA DE UMA COLHEDORA DE
CAFÉ DO TIPO AUTOMOTRIZ**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Engenharia Agrícola, para a obtenção do título de Mestre.

Orientador

Dr. Fábio Moreira da Silva

Coorientador

Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães

LAVRAS - MG

2013

**Ficha Catalográfica Elaborada pela Divisão de Processos Técnicos da
Biblioteca da UFLA**

Silva, Evandro Pereira da.

Elementos finitos como ferramenta auxiliar na análise estrutural
estática de uma colhedora de café do tipo automotriz / Evandro
Pereira da Silva. – Lavras : UFLA, 2013.

143 p. : il.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Lavras, 2013.

Orientador: Fábio Moreira da Silva.

Bibliografia.

1. Colhedora. 2. Elementos finitos. 3. Simulações. 4. Cargas. 5.
Tensão. I. Universidade Federal de Lavras. II. Título.

CDD – 631.55

EVANDRO PEREIRA DA SILVA

**ELEMENTOS FINITOS COMO FERRAMENTA AUXILIAR NA
ANÁLISE ESTRUTURAL ESTÁTICA DE UMA COLHEDORA DE
CAFÉ DO TIPO AUTOMOTRIZ**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Engenharia Agrícola, para a obtenção do título de Mestre.

APROVADA em 29 de janeiro de 2013.

Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães UFLA

Dra. Joelma Rezende Durão Pereira UNILAVRAS

Dr. Fábio Moreira da Silva
Orientador

LAVRAS - MG

2013

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal de Lavras (UFLA) e ao Departamento de Pós Graduação em Engenharia Agrícola (PEG) pela oportunidade concedida para a realização do mestrado.

A Deus, por ter dado-me força e iluminado meu caminho para que pudesse concluir mais uma etapa da minha vida.

Aos meus pais, Antônio (*in memoriam*) e Iraides (*in memoriam*), à minha avó Iracema (*in memoriam*), por todo amor e dedicação que sempre tiveram comigo, pessoas pelas quais tenho maior orgulho, meu eterno agradecimento pelos momentos em que estiveram ao meu lado, me apoiando e me fazendo acreditar que nada é impossível. Pessoas que sigo como exemplo, dedicadas, amigas, batalhadoras, que abriram mão de muitas coisas para proporcionarem a mim viver com dignidade e humildade sempre conquistando o melhor;

A minha esposa Thatiana, por ser tão dedicada e amiga, por ser a pessoa que me apoia e acredita na minha capacidade;

A minha filhinha, Laura, pela compreensão do uso do tempo no trabalho, que poderia ser dedicado a ela;

Ao meu orientador, professor Dr. Fábio Moreira da Silva, pelos ensinamentos e preocupações;

Ao meu coorientador, professor Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães, por ter me instruído com conhecimento, clareza e boas ideias;

A todos os meus professores do programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola.

Aos professores, Dr. Geovanni Francisco Rabello e Dr. Jackson, pelo incentivo e sugestões;

À Profa. Dra., Joelma Rezende Durão Pereira, por aceitar o convite de participação da banca sem hesitação;

RESUMO

A técnica de elementos finitos consiste basicamente em dividir um corpo criando uma malha constituída por várias partes ou elementos formados por nós. Essa técnica resolve equações para descrever o comportamento das variáveis envolvidas em um processo de análise por simulação. Com o objetivo de gerar resultados de tensão, deslocamento e deformação em uma estrutura de uma colhedora de café do tipo automotriz, aplicou-se a técnica de elementos finitos neste trabalho, utilizando um software específico para simulação estática. O modelo virtual analisado é composto de vários desenhos tridimensionais agrupados e separados de acordo com a sua posição e função dentro de toda a estrutura. As partes analisadas são chassi do motor, lateral direita, lateral esquerda, trave, frente, traseira, reservatório de café, rodas, reservatório de óleo combustível. Abastece-se o software com informações sobre materiais, conectores que mostram como os componentes foram conectados, informações de cargas presentes como o peso próprio e peso de componentes suprimidos da análise, locais onde a estrutura está fixa como as rodas, o tipo, tamanho e qualidade da malha que são fatores importantíssimos no processo de simulação. Após gerar a malha, o software executou o chamado estudo produzindo resultados definidos como tensão, deslocamento, deformação e fator de segurança, todos em relação a um sistema de coordenadas na origem. Realizaram-se quatro estudos ou simulações utilizando um mesmo modelo, mas com condições diferentes. Os estudos foram rodas traseiras alinhadas entre si com reservatório de café cheio, rodas traseiras desalinhadas entre si com reservatório de café cheio, estrutura com inclinação lateral de 20% em relação ao plano horizontal no sentido horário da esquerda para a direita com reservatório de café cheio e rodas traseiras alinhadas entre si com reservatório de café vazio. Compararam-se os resultados de todos os estudos entre si e verificou-se que a tensão, deslocamento e deformação máximos foram encontrados no modelo inclinado. O modelo com rodas traseira desalinhadas apresentou menor deslocamento e deformação comparados ao modelo com rodas alinhadas, embora tenha apresentado maior tensão máxima de Von Mises. Fez-se também um comparativo entre as partes do modelo de cada estudo e se constatou uma maior concentração de tensão nas rodas traseiras, um maior deslocamento na parte dianteira da estrutura em todos os estudos e a parte traseira inclinada do reservatório, quando cheio, apresentou grandes deslocamentos. O fator de segurança menor foi 3,14 e a maior parte da estrutura apresentou fatores de segurança com valores acima de 5. Com a análise dos resultados, sugere-se uma nova distribuição de cargas, pois a roda guia localizada na dianteira apresentou valores de tensão bem inferiores aos encontrados nas outras rodas.

Palavras- chave: Colhedora. Elementos finitos. Simulações. Cargas. Tensão.

ABSTRACT

The Finite Element Method (FEM) consists basically of a body split creating a mesh composed of multiple parts or elements formed by knots. This technique solves equations in order to describe the behavior of the variables involved in a simulation analysis process. With the objective of generating tension, displacement and deformation results in an automotive type coffee picker structure, we applied the FEM, using a specific static simulation software. The analyzed virtual model is composed of several tridimensional designs grouped and separated according to their position and function within the entire structure. The analyzed parts were: engine chassis, right side, left side, lock, front, rear, coffee container, wheels and fuel oil tank. The software was supplied with information on materials, connectors which show how the components were connected, information on the loads such as its own weight and the weight of the components removed from the analysis, places in which the structure was fixed such as the wheels; the type, size and quality of the mesh, which are very important factors in the simulation process. After generating the mesh, the software performed the study producing results defined as tension, displacement, deformation and safety factor, all in relation to a coordinate system at the origin. Four studies or simulations using the same model were performed, but in different conditions. The studies were: aligned rear wheels along with a tank full of coffee; misaligned rear wheels along with a tank full of coffee; structure with lateral inclination of 20% in relation to the horizontal plane clockwise from left to right with a tank full of coffee, and aligned rear wheels with an empty coffee container. We compared the results of all the studies between each other and verified that the maximum tension, displacement and deformation were observed in the inclined model. The model with misaligned rear wheels presented the lowest displacement and deformation compared to the model with aligned wheels, although it presented higher maximum Von Mises tension. We also performed a comparison between the model parts of each study, observing a higher concentration of tension on the rear wheels, a larger displacement at the front of the structure in all studies, and back of the inclined tank, when full, presented major displacements. The lower safety factor was of 3.14 and most of the structure presented safety factors above 5. By analyzing the results, we suggest a new load distribution, because the steering wheel located on the front presented tension values inferior to those found on the other wheels.

Keywords: Picker. Finite elements. Simulations. Loads. Tension.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	Partes de uma colhedora de café autopropelida	22
Figura 2	Colhedora de café autopropelida descarregando o café colhido	23
Figura 3	Etapas de trabalho até pré-processamento	30
Figura 4	Etapas de trabalho até pós-processamento.....	31
Figura 5	Elementos tetraédricos sólidos de primeira ordem.....	33
Figura 6	Elementos tetraédricos sólidos de segunda ordem	34
Figura 7	Elementos de casca de primeira ordem	35
Figura 8	Elementos de casca triangulares de segunda ordem.....	36
Figura 9	Elementos de viga	36
Figura 10	Tamanho de elementos	47
Figura 11	Exemplo de razão de elemento em uma malha genérica	48
Figura 12	Exemplo de razão de elemento em uma malha refinada	48
Figura 13	Componentes da tensão de Von Mises	51
Figura 14	Componentes da tensão principal.....	52
Figura 15	Gráfico de tensão deformação para material dúctil.....	56
Figura 16	Modelo original da estrutura da máquina desenhada em 3D].....	65
Figura 17	Sistema de coordenadas e origem do sistema de coordenadas.....	66
Figura 18	Estrutura da máquina simulada com rodas traseiras alinhadas	67
Figura 19	Estrutura da máquina simulada com rodas traseiras desalinhadas ...	68
Figura 20	Componentes do chassi motor	69
Figura 21	Componentes da lateral direita.....	69
Figura 22	Componentes da lateral esquerda.....	70
Figura 23	Componentes da trave	70
Figura 24	Componente da frente superior	71
Figura 25	Componente da traseira superior.....	71
Figura 26	Componentes do reservatório de café.....	72

Figura 27 Componentes da roda direita	72
Figura 28 Componentes da roda guia.....	73
Figura 29 Componente da roda esquerda	73
Figura 30 Componente do tanque de combustível.....	74
Figura 31 Modelo para estudo inclinado	75
Figura 32 Malha gerada.....	89
Figura 33 Plotagem de tensão de Von Mises no estudo cheio normal.....	90
Figura 34 Plotagem de Deslocamento no estudo cheio normal.....	91
Figura 35 Plotagem de Deformações máximas e mínimas no estudo cheio normal.....	92
Figura 36 Plotagem de Deformação no estudo cheio normal.....	92
Figura 37 Plotagem de fator de segurança menor que 20 no estudo cheio normal.....	93
Figura 38 Regiões na lateral esquerda superior externa com trave no estudo cheio normal	94
Figura 39 Região na lateral esquerda inferior central externa abaixo da trave no estudo cheio normal	94
Figura 40 Região na lateral direita inferior central externa abaixo da trave no estudo cheio normal.....	95
Figura 41 Regiões na lateral direita superior externa com trave no estudo cheio normal	95
Figura 42 Fatores de segurança máximo e mínimo no estudo cheio normal....	96
Figura 43 Plotagem de tensão de Von Mises máxima e mínima no estudo cheio inclinado.....	97
Figura 44 Plotagem de tensão de Von Mises no estudo cheio inclinado	98
Figura 45 Plotagem de deslocamentos máximo e mínimo no estudo cheio inclinado	98
Figura 46 Plotagem de deslocamentos no estudo cheio inclinado.....	99

Figura 47	Plotagem de deformação máxima e mínima no estudo cheio inclinado	100
Figura 48	Região na lateral direita superior, parte interna, na junção com trave, do estudo cheio inclinado.....	100
Figura 49	Regiões na lateral direita superior da parte externa, na junção com trave, do estudo cheio inclinado	100
Figura 50	Região na lateral direita inferior, central, externa, abaixo da trave, no estudo cheio inclinado.....	101
Figura 51	Região na lateral direita superior, parte externa, em junção com a parte frontal, no estudo cheio inclinado.....	101
Figura 52	Região na lateral esquerda superior, parte interna em junção com trave, do estudo cheio inclinado.....	102
Figura 53	Região na lateral esquerda superior, parte externa em junção com trave, do estudo cheio inclinado.....	102
Figura 54	Região na lateral esquerda inferior central externa, abaixo da trave, no estudo cheio inclinado.....	103
Figura 55	Região na parte interna da roda direita, no estudo cheio inclinado	103
Figura 56	Região na roda esquerda, parte interna, do estudo cheio inclinado	104
Figura 57	Fatores de segurança máximo e mínimo no estudo cheio inclinado	105
Figura 58	Plotagem de tensão de Von Mises no estudo vazio.....	106
Figura 59	Plotagem de tensão de Von Mises máxima e mínima no estudo vazio	107
Figura 60	Plotagem de deslocamento máximo e mínimo no estudo vazio.....	108
Figura 61	Plotagem de deformação máxima e mínima no estudo vazio.....	109
Figura 62	Fatores de segurança máximo e mínimo no estudo vazio.....	110
Figura 63	Plotagem de tensão de Von Mises máxima e mínima no estudo rodas desalinhadas.....	111

Figura 64	Plotagem de deslocamento máximo e mínimo no estudo rodas desalinhadas	112
Figura 65	Plotagem de deformação máxima e mínima no estudo rodas desalinhadas	113
Figura 66	Região na lateral esquerda superior externa com trave, para o estudo rodas desalinhadas.....	113
Figura 67	Região na lateral esquerda inferior, central e externa, para o estudo rodas desalinhadas.....	114
Figura 68	Regiões na lateral direita superior externa com trave, para o estudo rodas desalinhadas.....	114
Figura 69	Região na lateral direita inferior, central e externa, para o estudo rodas desalinhadas.....	115
Figura 70	Fatores de segurança máximo e mínimo para o estudo rodas desalinhadas	115
Figura 71	Desenho e fotos ilustrativas de máquina colhedora após estudos ..	138

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1	Comparativo de tensões máximas de Von Mises por tipo de estudo.....	116
Gráfico 2	Comparativo de tensões médias de Von Mises por tipo de estudo.....	117
Gráfico 3	Comparativo de deslocamentos máximos por tipo de estudo	118
Gráfico 4	Comparativo de deformações máximas por tipo de estudo	119
Gráfico 5	Comparativo do fator de segurança mínimo por tipo de estudo..	120
Gráfico 6	Comparativo do fator de segurança médio por tipo de estudo....	121
Gráfico 7	Comparativo entre estudos de acordo número de regiões onde o fator de segurança é menor que 5,0	122
Gráfico 8	Tensões por partes do modelo no estudo cheio normal	123
Gráfico 9	Tensões por partes do modelo no estudo cheio inclinado.....	124
Gráfico 10	Tensões por partes do modelo no estudo vazio.....	125
Gráfico 11	Tensões por partes do modelo no estudo rodas desalinhadas	126
Gráfico 12	Tensões no chassi do motor por tipo de estudo.....	127
Gráfico 13	Tensões na lateral direita por tipo de estudo.....	128
Gráfico 14	Tensões na lateral esquerda por tipo de estudo	129
Gráfico 15	Tensões na trave por tipo de estudo	130
Gráfico 16	Tensões na frente por tipo de estudo	131
Gráfico 17	Tensões na traseira por tipo de estudo.....	132
Gráfico 18	Tensões no reservatório de café por tipo de estudo.....	133
Gráfico 19	Tensões na roda direita por tipo de estudo.....	134
Gráfico 20	Tensões na roda guia por tipo de estudo.....	135
Gráfico 21	Tensões na roda esquerda por tipo de estudo.....	136

LISTA DE QUADROS

Quadro 1	Tipos de contatos de componentes.....	41
Quadro 2	Acessórios de fixação padrão	42
Quadro 3	Acessórios de fixação avançados.....	43
Quadro 4	Acessórios de fixação avançados.....	44
Quadro 5	Tipos de forças externas padrão.....	45
Quadro 6	Tipos de forças externas avançadas	46
Quadro 7	Forma de contato entre os componentes do modelo analisado.....	77
Quadro 8	Forças atuantes na estrutura.....	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Sistemas de medidas utilizados em softwares.....	39
Tabela 2	Aços estruturais.....	60
Tabela 3	Densidades de substâncias	81

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AFNOR	Association Française de Normalisation
AISI	American Iron and Steel Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
BS	British Standards Institution
CAD	Computer Aided Design
CAE	Computer Aided Engineering
CAM	Computer Aided Manufacturing
DIN	Deutsches Institut für Normung
GL	Graus de liberdade
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
JIS	Japanese Industrial Standards
MEF	Método dos Elementos Finitos
PV	Prototipagem Virtual
SI	Sistema Internacional
2D	Duas dimensões
3D	Três dimensões

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	18
2	OBJETIVOS	20
2.1	Objetivo geral	20
2.2	Objetivos específicos	20
3	REFERENCIAL TEÓRICO	21
3.1	As colhedoras de café	21
3.2	Softwares para desenhos e simulações	23
3.3	O método de elementos finitos	25
3.3.1	Definições	26
3.3.2	Etapas do software MEF	27
3.3.2.1	Malhas	31
3.3.2.2	Interpretação de resultados em MEF	38
3.3.2.3	Procedimentos para análise	39
3.3.2.4	Contatos de componentes	41
3.3.2.5	Acessórios de fixação	42
3.3.2.6	Geração da malha	47
3.3.2.7	Resultados posteriores à execução das análises	49
3.4	Teorias e critérios de energia	50
3.4.1	Para materiais dúcteis	50
3.4.2	Para materiais frágeis	53
3.5	Tensões, deformações e fator de segurança	55
3.6	Aços	58
3.6.1	Classificação e composição	58
3.6.2	Propriedades gerais dos aços	58
3.6.3	Aços estruturais e aços inoxidáveis	59
3.7	Alguns fatores de projeto	61
3.8	Uso da extensometria para comprovação de resultados	62
4	MATERIAL E MÉTODOS	64
4.1	Origem dos dados	64
4.2	Instrumentos de coletas de dados	64
4.3	Coleta e utilização dos dados no software	64
4.3.1	Modelos analisados e suas partes	64
4.3.2	Escolha dos estudos	74
4.3.3	Criação dos estudos	75
4.3.3.1	Aplicação de materiais	76
4.3.3.2	Aplicação de conexões	76
4.3.3.3	Aplicação de fixações	79
4.3.3.4	Definição e aplicação de esforços	80
4.3.3.5	Definição e geração da malha	88

4.3.3.6	Resolução dos estudos.....	89
5	ANÁLISES E RESULTADO	90
5.1	Estudo 1 - Cheio normal com rodas traseiras alinhadas	90
5.2	Estudo 2 - Cheio inclinado	96
5.3	Estudo 3 - Vazio	105
5.4	Estudo 4 – Rodas traseiras desalinhadas	110
6	CONCLUSÃO	137
	REFERÊNCIAS	140

1 INTRODUÇÃO

A mecanização nas operações de colheita de café vem sendo justificada em vários pontos. No aspecto econômico, a operação de colheita representa de 30 a 40% do custo da produção de uma saca e a mecanização nesta operação propicia maior rapidez no processo, aumentando a quantidade de café colhido, evitando que os frutos percam a qualidade pela demora na colheita (CRUZ NETO; MATIELLO, 1981). Uma abordagem importante a ser considerado é um aumento do consumo de café pela população brasileira em contraste com recente falta de mão de obra disponível e habilitada para a colheita manual do café segundo dados mais recentes do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística - IBGE (2011). Neste cenário surge a mecanização na colheita, utilizando máquinas cada vez mais eficientes que exigem menos quantidade de mão de obra, mas uma mão de obra mais capacitada para operar equipamentos em busca de melhores rendimentos na colheita.

Segundo Silveira (1990), as máquinas utilizadas na colheita do café podem ser autopropelidas, de arrasto ou acopladas no trator. A colhedora do tipo autopropelida, que é objeto deste trabalho, tem como características o envolvimento da planta pela máquina, a vibração do ramo do cafeeiro pelas varetas com movimentos rotativos, que visa a derriça do café. Após a derriça é feito o recolhimento, limpeza e ensacamento do café, que também são operações feitas por uma colhedora do tipo autopropelida.

De acordo com Fialho (2006), os softwares onde são realizados desenhos e simulações já vêm sendo utilizados desde 1970 em indústrias e propicia prever situações mesmo antes da construção da máquina, o que pode acelerar o processo de construção da mesma, reduzindo custos e reduzindo as possíveis variáveis causadoras de danos a estrutura estática e dinâmica do equipamento.

Todo maquinário, seja industrial, seja agrícola, pode ser desenhado e simulado por meio de plataformas específicas de trabalho presente em alguns softwares atuantes no mercado. Estes softwares trabalham com plataforma de desenho intitulada CAD (Computer Aided Design) que permite ao usuário projetar e visualizar os componentes em diferentes vistas, bem como modificá-los e dimensioná-los. Trabalham também com a plataforma CAE (Computer Aided Engineering) que faz, dentre outras, simulações estáticas estruturais, que permitem um projeto inteligente, gerando redução de custos em todo o processo de criação do produto.

Este trabalho justifica-se pela necessidade de constantes melhorias em colhedoras de café, tornando-as mais eficientes e capazes de atender a crescente demanda pelo produto sem comprometer a estrutura física da máquina e a segurança de seus operadores.

Destaca-se a importância da simulação dos esforços estáticos na estrutura de máquinas, pois se podem prever situações favoráveis ou não, antes mesmo da construção da máquina, economizando tempo e possíveis gastos desnecessários e indesejáveis, o que possibilita mudanças profundas na estrutura das mesmas antes de sua construção.

Este projeto realiza uma análise estática na estrutura de uma máquina colhedora de café. Esta análise será feita por meio de uma técnica numérica para solucionar problemas, conhecida como elementos finitos, que utiliza equações diferenciais parciais para o processo de geração de malha da estrutura a ser analisada. Assim, em cada ponto da estrutura definido pelo processo de malhas, é possível a geração de valores de tensão, deformação e deslocamentos que são fatores importantes de projeto.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

Obter resultados de tensões de Von Mises, deformações, deslocamentos e fatores de segurança em componentes estruturais de uma máquina colhedora de café, após aplicação do método de elementos finitos para simulação estática.

2.2 Objetivos específicos

Como objetivos específicos têm-se:

- a) Execução de estudos de simulação envolvendo os componentes previamente selecionados;
- b) Interpretação dos resultados gerados na simulação com identificação das partes fragilizadas;
- c) Estudo de posicionamento das rodas traseiras;
- d) Sugestões de modificações na máquina colhedora de café em função dos resultados obtidos na simulação.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 As colhedoras de café

De acordo com Silveira (1990), as máquinas colhedoras existentes no mercado podem ser acopladas no trator, de arrasto e autopropelidas.

Ainda conforme Silveira (1990), a colhedora é do tipo acoplado quando conectada ao engate de três pontos de um trator e tem uma roda de apoio para sustentação, sendo acionada pela tomada de potência do trator. Possui somente um conjunto vibratório, operando somente de um dos lados da planta por passada. A derriça é feita sempre por igual, independentemente do alinhamento dos cafeeiros, graças ao ajuste lateral do conjunto vibratório. Por meio de um mecanismo de inclinado lateral, consegue operar mesmo em terrenos inclinados. O ajuste da altura de trabalho possibilita a derriça em cafeeiros dos mais variados portes. Tem capacidade de colher 100.000 cafeeiros, com velocidade variando de 360 a 1.080 m/h.

A colhedora de arrasto opera a cavaleiro, fazendo a derriça no chão, tracionada a trator, sendo acoplada nos três pontos e acionada pela tomada de potência. Seus dois conjuntos, com dezenas de hastes vibratórias, entram em contato com os galhos dos cafeeiros para derriçar os grãos e são acionados pelo sistema hidráulico. Graças a um sistema independente das rodas, pode ser operada em terrenos com desnível lateral. Apresenta sistema independente do trator para comandos, regulagens e altura de colheita e vibração, que são executados por um operador auxiliar, situado na parte superior do pórtico. A capacidade operativa é de 150 a 250 ha, na velocidade de trabalho de 600 a 2.000 m/h (SILVEIRA, 1990).

Na colhedora autopropelida há um envolvimento de toda a planta pela máquina, caminhamento contínuo e vibração dos ramos do cafeeiro, visando a

derriça e seu posterior recolhimento, limpeza e ensacamento. Possui estrutura em pórtico, com altura e largura suficientes para trabalhar plantas de no máximo 2,10 m de altura e diâmetro da copa de 1,40 a 1,80 m. Acionada por um motor diesel colocado na parte superior da estrutura assemelha-se a um trator de pernas altas, com os componentes de colheita instalados no interior do seu pórtico. A máquina opera “a cavaleiro” sobre a linha das plantas, envolvendo-as totalmente. A Figura 1 destaca as partes principais de uma colhedora do tipo autopropelida.

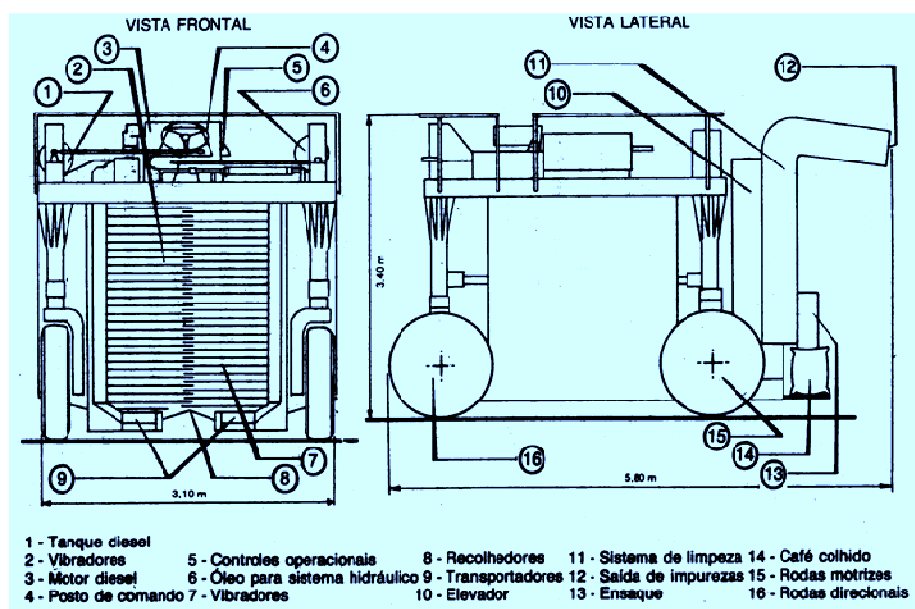


Figura 1 Partes de uma colhedora de café autopropelida

Fonte: Silveira (1990)

O grau da frequência e da força dos movimentos dos bastões pode ser ajustado ao tamanho e à estrutura dos cafeeiros. As cerejas que caem são coletadas no fundo da máquina e transportadas para tanques ou para outro recipiente externo conforme destacado na Figura 2.



Figura 2 Colhedora de café autopropelida descarregando o café colhido

Fonte: Companhia Agropecuária Monte Alegre (2013)

3.2 Softwares para desenhos e simulações

Conforme Fialho (2006), nos anos 70 foram desenvolvidos softwares CAD, que permitiram ao engenheiro projetar e visualizar seus componentes em diferentes vistas, bem como modificá-los e dimensioná-los. Foram desenvolvidos softwares para análises estruturais, dando início às tecnologias CAE (Computer Aided Engineering) que possibilitam aperfeiçoar os modelos pela simulação e análise dinâmica, térmica e estrutural por meio de Análise de Elementos Finitos e que também podem ser rodados nas poderosas plataformas ANSYS® e NASTRAN®.

Ainda de acordo com Fialho (2006), nos anos 80, as tecnologias CAD e CAE se difundiram pelo mundo como ferramenta de trabalho na indústria automotiva, aeronáutica, aeroespacial e metal mecânico e surgiram os sistemas CAM (Computer Aided Manufacturing) com soluções de software que aumentam a produtividade por aplicações especializadas, automatizadas que

reduzem o tempo de desenvolvimento do produto, pois permitem aos engenheiros inspecionar a integridade do produto, bem como os processos de fabricação e a necessidade do desenvolvimento de novas ferramentas de produção, que possibilitaram a interface entre as informações produzidas pelos sistemas CAD e os chamados centros de usinagem.

A partir dos anos 90 começaram a surgir as plataformas integradas CAD/CAE/CAM, que em nossos dias permitem ao engenheiro projetar, testar, definir e simular os processos envolvidos em seus projetos. Um software pode trabalhar com plataformas integradas CAD, CAE, CAM e permitir um elevado nível de realismo visual, além de totalmente bidirecional, ou seja, uma alteração realizada no modelo de um componente é imediatamente refletida na montagem do conjunto. Alguns softwares têm como principais características:

- a) Ser totalmente paramétrico, isto é, permite que o projeto seja totalmente modelado em 3D, peça a peça, e por simples comandos gerar as vistas 2D com todos os detalhes construtivos necessários;
- b) Oferecer interface com outros softwares.

Uma tendência que pode ajudar no desenvolvimento de máquinas mais complexas que atendam as necessidades da nova prática na área agrícola é a Prototipagem Virtual (PV) que é um projeto auxiliado por computador processo que começa com a construção de modelos de produtos digitais e realiza simulações que aborda as questões gerais de layout físico, conceito operacional, funcional, especificações e análise dinâmica em ambientes operacionais diferentes (HUANG et al., 2007; SHEN et al., 2005).

A PV pode ser representada como uma série de imagens gráficas ou CAD e CAE de modelos, em formato de animação ou ainda, criado sob a forma

de modelos matemáticos e armazenados digitalmente na memória do computador (ZORRIASSATINE et al., 2003 apud TABILE et al., 2011).

As técnicas de modelagem e simulação são ferramentas de grande utilidade no projeto, análise, otimização e aprimoramento de máquinas agrícolas cujas técnicas permitem a construção de protótipos virtuais e a simulação de seu desempenho em diferentes condições de funcionamento e ainda propicia modificações do projeto inicial para o atendimento de necessidades específicas (SOUZA et al., 2003).

Para Law e Kelton (1991) e Winston (1994) pode-se, com o uso da simulação, prever o comportamento do sistema em estudo com o objetivo de reduzir os riscos na tomada de decisão, identificando problemas antes mesmo de sua ocorrência, reduzindo custos na avaliação da viabilidade técnica e econômica de um determinado projeto.

3.3 O método de elementos finitos

Conforme Queiroz (1996) as modernas técnicas computacionais como a análise por elementos finitos e a simulação de sistemas mecânicos vêm sendo cada vez mais utilizadas no projeto de máquinas.

O aumento da velocidade, da capacidade de processamento dos computadores e da necessidade de estudos de máquinas sofisticadas são os principais fatores que contribuíram para o desenvolvimento da modelagem matemática utilizando o método de elementos finitos (MEF) até que recentemente esse método pode ser utilizado na engenharia agrícola como ferramenta auxiliar na construção de abanadoras de café, derriçadoras portáteis, projetos de silos, estruturas de máquinas colhedoras de café, dentre outras aplicações (KNIGHT, 1993; NORTON, 1992).

Para enfatizar o método de elementos finitos vários autores destacaram algumas aplicações e características deste método, que são apresentadas a seguir.

Shanmugam, Lian e Thavendran (2002) apresentaram um modelo em elementos finitos para a previsão do comportamento e da carga última de vigas soldadas com abertura na alma.

Chung, Liu e Ko (2003), em projeto de investigação também basearam em modelos de elementos finitos com não linearidade geométricas e de material estabelecidos para vigas de aço com aberturas circulares na alma, onde um estudo paramétrico foi realizado para investigar e comparar as capacidades de cargas de vigas de aço com aberturas de vários tamanhos e formas.

Para Silva (2004), quando o projetista tem à disposição o modelo 3D, torna-se possível efetuar várias simulações, em particular na análise de resistência estrutural ou térmica, usando poderosas ferramentas de cálculo, normalmente recorrendo à métodos matemáticos como o método dos elementos finitos ou ao método das diferenças finitas cujos resultados se refletem nos próprios desenhos no âmbito das fases de concepção e projeto.

3.3.1 Definições

A análise por elementos finitos consiste na divisão de um corpo, utilizando malha de elementos e funções aproximadas para descrever o comportamento das variáveis envolvidas no problema (REDDY, 1993; ZHU et al., 1989 apud MAGALHÃES et al., 2006).

De acordo com IST Sistemas (2011), o MEF é uma técnica numérica para solucionar problemas de campo descrito por um conjunto de equações diferenciais parciais. Esses tipos de problemas normalmente são encontrados em várias áreas da engenharia, como projetos de máquinas, sistemas acústicos, eletromagnetismo, mecânica dos solos e dinâmica de fluidos, entre outras.

Já para Knight (1993) e Logan (1992), a análise por elementos finitos é uma técnica computacional utilizada para análise de tensões e vibrações e para problemas envolvendo transferência de calor, mecânica dos fluidos e outras aplicações.

Na engenharia, o MEF é amplamente utilizado para resolver problemas estruturais, térmicos e de vibração. Outros métodos numéricos usados em engenharia incluem o método de diferenças finitas, o método de elementos de contorno ou o método de volumes finitos, dentre outros.

O método de volumes finitos, ou volumes de controle, foi criado para a resolução de equações diferenciais que governam os fenômenos de transferência de momento, calor e massa pela discretização das mesmas, transformando-as em equações algébricas lineares a serem resolvidas em pequenos volumes, compondo assim uma malha computacional (MALISKA, 1995; PATANKAR, 1980).

Este método tem sido amplamente utilizado nas últimas décadas para a resolução de tais equações e é à base de códigos computacionais comerciais como o PHOENICS[®], o FLUENT[®] e o CFX[®].

Com o MEF, é possível analisar qualquer forma, usar várias maneiras para idealizar a geometria e produzir resultados com a precisão desejada. As restrições de tempo e a disponibilidade limitada de dados dos produtos exigem muitas simplificações nos modelos de análise.

3.3.2 Etapas do software MEF

Conforme Alves Filho (2006) independentemente da complexidade do projeto ou do campo de aplicação, as etapas fundamentais em qualquer projeto de MEF são sempre as mesmas, seja ele uma análise estrutural, térmica ou acústica sendo que o ponto de partida para qualquer análise é o modelo

geométrico que pode ser uma peça ou montagem. Em seguida, atribuí-se as propriedades de materiais e definem-se as cargas e restrições. A próxima etapa é a discretização do modelo a ser analisado. O processo de discretização, mais conhecido como geração de malha, divide a geometria em entidades relativamente pequenas e com formas simples, chamadas de elementos finitos. Os elementos são chamados de "finitos" para enfatizar o fato de que eles não são infinitamente pequenos, mas apenas razoavelmente pequenos em comparação com o tamanho global do modelo (IST SISTEMAS, 2011).

Quando se trabalha com elementos finitos, a resolução de equações do MEF aproxima a solução desejada (por exemplo, deformações ou tensões) para o modelo inteiro com a montagem de soluções simples para elementos individuais. Da perspectiva do software MEF, cada aplicação da ferramenta requer três etapas:

a) Pré-processamento

Define o tipo de análise que pode ser estática, dinâmica, térmica, de frequência ou outras, as propriedades do material, as cargas, as restrições e o modelo e dividido em elementos finitos com a criação da malha. São inseridas aqui as condições de contorno que definem melhor os parâmetros para a etapa de solução.

b) Solução

Cálculo dos resultados desejados.

Pós-processamento

c) É a análise dos resultados.

Sempre que se usa um software, executam-se as etapas descritas anteriormente. Do ponto de vista da metodologia MEF, pode-se listar as seguintes etapas:

- a) Construção do modelo matemático.
- b) Construção do modelo de elementos finitos.
- c) Resolução do modelo de elementos finitos.
- d) Análise dos resultados.

Uma análise com um simulador começa com a representação da geometria de uma peça ou montagem com um modelo. Essa geometria deve aceitar o processo de criação de malha, no qual os elementos estejam corretos e sejam razoavelmente pequenos. Quando se fala pequeno, não se considera o tamanho do elemento, e sim o número de elementos na malha. Estes pré-requisitos de malha têm implicações muito importantes. Precisa-se ter certeza de que a geometria CAD vai realmente gerar a malha e que a malha produzida vai fornecer a solução correta dos dados de interesse, como deslocamentos, tensões e distribuição de temperatura, entre outros. Geralmente, mas nem sempre, essa exigência de geração de malha requer modificações na geometria CAD. Essas modificações podem assumir a forma de remoção de recursos, idealização e/ou limpeza, conforme descrito a seguir:

- a) Remoção de recursos se refere ao processo de suprimir ou remover recursos geométricos considerados insignificantes para análise, como filetes externos, arredondamentos, logotipos etc.;
- b) A idealização representa uma prática mais agressiva que pode ser feita a partir de geometrias CAD sólidas; por exemplo, na representação de paredes finas com superfícies;
- c) A limpeza é necessária porque a geometria que possibilita a criação de malha deve satisfazer requisitos de qualidade muito mais altos do que os normalmente exigidos na modelagem de sólidos. Para a limpeza, podem-se usar ferramentas de controle de qualidade CAD

para verificar se há problemas, como faces estreitas ou entidades múltiplas; Este tipo de problema pode ser tolerado pelo modelo de CAD, mas pode dificultar ou impossibilitar a geração da malha.

É importante ressaltar que nem sempre é necessário simplificar o modelo de CAD com o objetivo único de tornar a malha viável. Muitas vezes, simplifica-se um modelo no qual a malha seria criada corretamente no estado em que se encontra, mas a malha resultante seria muito densa e, em consequência, a execução da análise, muito lenta. As modificações na geometria permitem malhas mais simples e tempos de cálculos menores. Malhas bem sucedidas dependem mais da qualidade da geometria do que da sofisticação das ferramentas de geração de malha implementadas pelo software de MEF.

Depois de preparar uma geometria que permita a criação de malha, mas sem tê-la criado ainda, são definidas as propriedades dos materiais, as cargas, as restrições e são fornecidas informações sobre o tipo de análise desejado. A Figura 3 retrata os procedimentos.

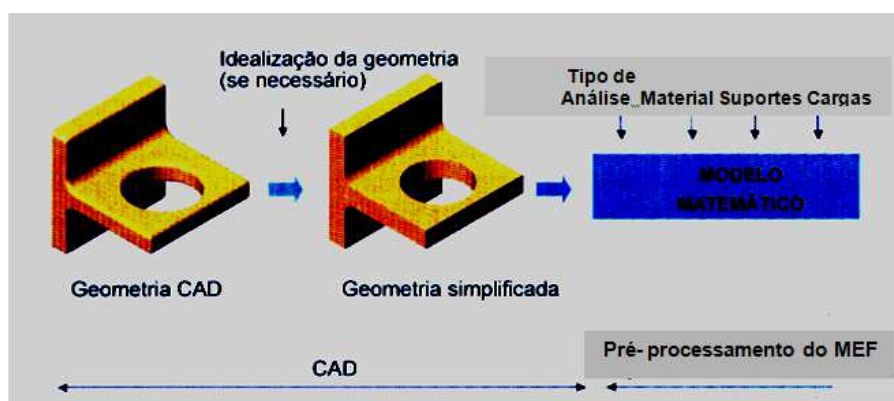


Figura 3 Etapas de trabalho até pré-processamento

Fonte: IST Sistemas (2011)

Em seguida divide-se o modelo matemático em elementos finitos por meio do processo de discretização, mais conhecido como geração de malha. Contudo, as cargas e os suportes também são discretizados e depois que a malha do modelo é criada, as cargas e os suportes são aplicados aos nós da malha de elementos finitos conforme Figura 4.

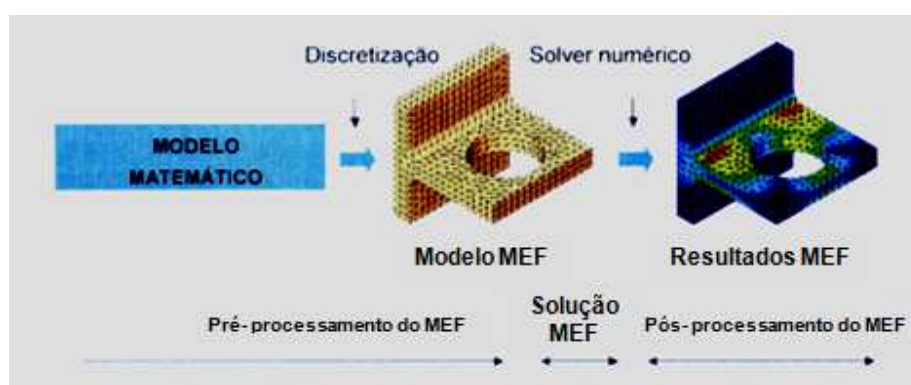


Figura 4 Etapas de trabalho até pós-processamento

Fonte: IST Sistemas (2011)

A análise resultados é uma das etapas com maior grau de dificuldade, pois produz dados de resultados muito detalhados, que podem ser apresentados em diferentes formatos. A interpretação correta dos resultados requer que sejam levadas em conta as suposições e simplificações na construção do modelo matemático, construção do modelo de elementos finitos e resolução do modelo de elementos finitos (IST SISTEMAS, 2011).

3.3.2.1 Malhas

O que na terminologia CAD chama-se de geometria sólida, no MEF é chamado de volumes. Os elementos sólidos são usados para criar a malha desses

volumes. O termo sólido tem significados diferentes quando usado como geometria sólida na terminologia de CAD e quando usado como elemento sólido na terminologia de MEF.

Os tipos de elementos criados no processo de geração de malha dependem do tipo de malha de geometria, do tipo de análise a ser realizado e, às vezes, de suas próprias preferências.

Os softwares usam elementos sólidos tetraédricos para gerar malhas em geometrias sólidas e elemento de casca triangular para gerar malha em geometrias de superfícies. De acordo com IST Sistemas (2011), existem cinco tipos de elementos disponíveis nos softwares de simulação onde os elementos de primeira ordem são chamados como elementos de qualidade rascunho e os elementos de segunda ordem como elementos de qualidade alta. Os cinco tipos são:

a) Elementos tetraédricos sólidos de primeira ordem

Os elementos tetraédricos de primeira ordem (qualidade de rascunho) modelam o campo de deslocamento de primeira ordem (linear) em seu volume, ao longo de faces e arestas. O campo de deslocamento linear, ou de primeira ordem, dá a esses elementos seus nomes: elementos de primeira ordem. Na mecânica dos materiais a deformação e a tensão, são constantes nos elementos de primeira ordem tetraédricos. Cada elemento de primeira ordem tetraédrico tem no total quatro nós, um em cada canto. Cada nó tem três graus de liberdade, o que significa que o deslocamento dos nós pode ser totalmente descrito por três componentes de translação. As arestas dos elementos de primeira ordem são retas e as faces são planas. Estas arestas e faces devem permanecer retas e planas depois que os elementos sofrerem uma deformação (ΔL) sob a aplicação de uma carga conforme representado na Figura 5.

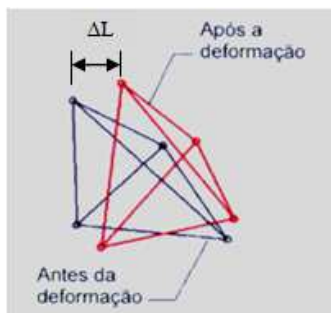


Figura 5 Elementos tetraédricos sólidos de primeira ordem

Fonte: IST Sistemas (2011), modificada.

Esta situação impõe limitações severas à capacidade de uma malha construída com elementos de primeira ordem de modelar campos de deslocamento e tensões em qualquer situação complexa e real. Além disso, arestas retas e faces planas não podem mapear corretamente geometrias curvilíneas.

b) Elementos tetraédricos sólidos de segunda ordem

Os elementos tetraédricos sólidos de segunda ordem (alta qualidade) modelam o campo de deslocamento de segunda ordem (parabólico) e conseqüentemente, o campo de tensão de primeira ordem linear, observando que a derivada de uma função parabólica é uma função linear. O campo de deslocamento de segunda ordem dá a esse tipo de elemento o nome de elementos de segunda ordem. Cada elemento tetraédrico de segunda ordem tem dez nós (quatro nós sendo um em cada vértice e seis nós sendo um no centro de cada aresta) e cada nó tem três graus de liberdade. As arestas e as faces dos elementos de segunda ordem podem assumir formas curvilíneas se os elementos precisarem mapear geometrias curvas e/ou quando experimentarem deformações

sob uma carga. Por isso, esses elementos mapeiam precisamente a geometria curvilínea de acordo com o que está representado na Figura 6.

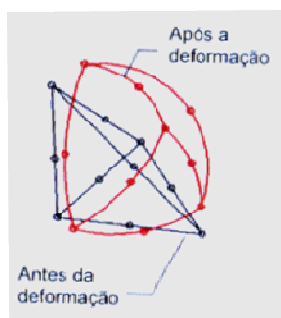


Figura 6 Elementos tetraédricos sólidos de segunda ordem

Fonte: IST Sistemas (2011)

Para resultados de tensão mais precisos, geralmente recomenda-se usar duas camadas de elementos de segunda ordem ao longo da espessura da parede de uma determinada peça. Por causa de seus recursos de mapeamento muito mais avançados e de sua capacidade de modelar campos de deslocamento de segunda ordem, os elementos tetraédricos de segunda ordem são usados na grande maioria das análises com o SolidWorks® Simulation, apesar de exigirem mais capacidade computacional do que os de primeira ordem.

c) Elementos de casca de primeira ordem

Da mesma forma que os elementos sólidos de primeira ordem, os elementos de casca de primeira ordem modelam campos de deslocamento de primeira ordem, tensões e deformações constantes ao longo de suas arestas e faces. As arestas dos elementos de casca de primeira ordem são retas e devem permanecer retas enquanto os elementos deformam como retrata a Figura 7.

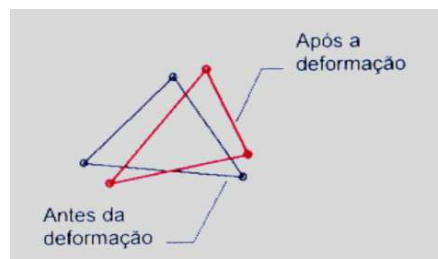


Figura 7 Elementos de casca de primeira ordem

Fonte: IST Sistemas (2011)

Cada elemento de casca de primeira ordem tem três nós (todos nos vértices) e cada nó tem seis graus de liberdade, o que significa que o seu deslocamento é totalmente descrito por três componentes de translação e três componentes de rotação.

d) Elementos de casca triangulares de segunda ordem

Os elementos de casca triangulares de segunda ordem (alta qualidade) modelam o campo de deslocamento de segunda ordem e o campo de tensão de primeira ordem (linear).

Cada elemento de casca de segunda ordem tem seis nós: três nós de canto e três no meio das arestas. As arestas e as faces dos elementos de casca de segunda ordem podem assumir formas curvilíneas no processo de geração de malha quando for necessário mapear geometrias curvas e/ou durante o processo de deformação sob uma carga de acordo com a Figura 8.

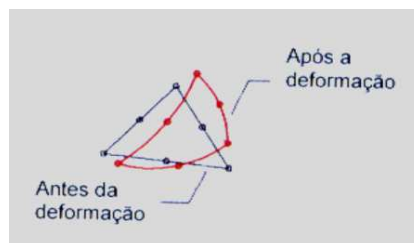


Figura 8 Elementos de casca triangulares de segunda ordem

Fonte: IST Sistemas (2011)

Os elementos de casca de segunda ordem exigem malhas menos refinadas do que os elementos de casca de primeira ordem.

e) Elementos de viga

Ao contrário dos elementos de casca e sólidos de primeira ordem, os elementos de vigas de dois nós modelam as duas deflexões para fora do plano como funções cúbicas e as translações axiais e as rotações torcionais como lineares. A forma de um elemento de viga de dois nós inicialmente é reta, mas pode assumir a forma de uma função cúbica depois que ocorrer a deformação de acordo com a Figura 9.

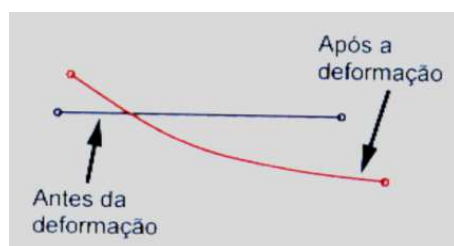


Figura 9 Elementos de viga

Fonte: IST Sistemas (2011)

Cada elemento de viga de dois nós tem seis graus de liberdade em cada nó final, sendo três translações e três rotações. As mesmas considerações de mapeamento de malha que se aplicam aos elementos sólidos e de casca de primeira ordem se aplicam também a um elemento de viga de dois nós.

Os elementos de primeira ordem, sólidos e de casca, devem ser usados apenas para estudos preliminares com objetivos específicos, como a verificação das direções das cargas ou restrições, ou para calcular as forças de reação. Os estudos prontos para os cálculos finais (nos quais a configuração correta foi verificada com a utilização de elementos de rascunho, por exemplo) e os estudos onde há algum interesse na distribuição da tensão (principalmente na direção da espessura) devem ser modelados com elementos de alta qualidade.

f) Graus de liberdade

Os graus de liberdade (GL) de um nó em uma malha de elementos finitos definem a capacidade do nó de realizar translações ou rotações. O número de graus de liberdade de um nó depende do tipo de elemento ao qual esse nó pertence. Os nós dos elementos sólidos têm três graus de liberdade, enquanto os nós dos elementos de casca têm seis graus de liberdade.

Para descrever a transformação de um elemento sólido da forma original para a forma deformada, é preciso conhecer apenas três componentes translacionais dos deslocamentos de nós para cada nó. No caso de elementos de casca, é preciso conhecer não apenas os componentes translacionais dos deslocamentos de nós, mas também os componentes rotacionais. Consequentemente, as restrições embutidas (ou rígidas) aplicadas aos elementos sólidos exigem a restrição de apenas três graus de liberdade. As mesmas restrições aplicadas aos elementos de casca exigem que todos os seis graus de liberdade sejam restringidos. A falha em restringir os graus de liberdade

rotacionais pode resultar em um suporte articulado involuntário no lugar do suporte rígido planejado. Cada grau de liberdade de cada nó de uma malha de elementos finitos constitui uma incógnita. Em uma análise estrutural, os graus de liberdade atribuídos aos nós podem ser pensados como deslocamentos de nós. Os deslocamentos inicialmente são desconhecidos e são sempre calculados primeiro. Se forem usados elementos sólidos, três componentes de deslocamento, ou três graus de liberdade (três incógnitas) por nó, devem ser calculados. Usando elementos de casca, seis componentes de deslocamento, ou seis graus de liberdade por nó (seis incógnitas), devem ser calculados. Todos os outros aspectos da análise, como deformações e tensões, são calculados com base nos deslocamentos. Na verdade, alguns programas do MEF oferecem soluções baseadas no cálculo de tensões como opção, mas não como um requisito (IST SISTEMAS, 2011).

3.3.2.2 Interpretação de resultados em MEF

Os resultados do MEF são fornecidos na forma de deslocamentos, deformações ou tensões para análises estruturais ou na forma de temperaturas, gradientes de temperaturas e fluxo de calor para análises térmicas. Para decidir entre um projeto "aprovado" ou um "reprovado" precisa-se estabelecer alguns critérios de interpretação dos resultados do MEF, como deformação máxima aceitável, tensão máxima ou frequência natural mínima aceitável. Embora os critérios de deslocamento ou frequência sejam fáceis de estabelecer, os de tensão não são. Na realização de uma análise para garantir que as tensões fiquem dentro de um limite aceitável surge a tensão de Von Mises e tensões principais, que são medidas de tensão comuns usadas para avaliar a segurança estrutural (IST SISTEMAS, 2011).

Em alguns softwares, as tensões principais são representadas por P1, P2 e P3. A tensão P1, geralmente de tração, é usada para avaliar os resultados de tensão em peças feitas de materiais frágeis, cuja segurança está mais bem relacionada à P1 do que a tensão de Von Mises. P2 é usada para examinar tensões de compressão e P3 pressões de contato.

Os dados podem ser inseridos em três sistemas diferentes: SI, Métrico e Inglês. De forma semelhante, os resultados podem ser exibidos em qualquer um desses sistemas. Os sistemas de medidas disponíveis estão resumidos na tabela 1.

Tabela 1 Sistemas de medidas utilizados em softwares

Propriedades	Sistema		
	Internacional de medidas (SI)	Métrico mks	Inglês
Massa	kg	kg	lbm
Comprimento	m	cm	pol
Tempo	s	s	s
Força	N	Kgf	lbf
Pressão/tensão	N/m ²	kgf/cm ²	lbf/pol ²
Densidade de massa	kg/m ³	kg/cm ³	lb/pol ³
Temperatura	K	°C	°F

Fonte: IST Sistemas (2011)

3.3.2.3 Procedimentos para análise

O processo de análise em modelos é composto das mesmas etapas básicas, independentemente do tipo de análise ou modelo. Devem-se entender

essas etapas completamente para obter uma análise significativa. Alguns dos estágios principais da análise de um modelo são:

a) Criar um estudo

Cada análise de um modelo é um estudo. Podem-se ter vários estudos em cada modelo.

b) Aplicar material

Aplica-se no modelo o material que contém as informações físicas, como, por exemplo, o limite de escoamento.

Aplicar contato de componentes ou conjunto de contato

Mostra como os componentes estão ligados.

c) Aplicar acessórios de fixação

Os acessórios de fixação são adicionados para representar a maneira pela qual o modelo físico é sustentado.

d) Aplicar cargas

As cargas representam as forças no modelo.

e) Gerar a malha do modelo

O modelo é dividido em elementos finitos.

f) Executar o estudo

A resolução de equações do MEF calcula o deslocamento, a deformação e a tensão no modelo.

g) Analisar os resultados

Os resultados são interpretados.

3.3.2.4 Contatos de componentes

IST Sistemas (2011) afirma que quando se analisa uma montagem de peças é importante conhecer como os componentes interagem a fim de que o modelo matemático calcule corretamente a tensão e a deformação na região de contato. Diferentes condições devem ser consideradas, nas quais as peças podem se separar ou penetrar, e se as superfícies podem ou não deslizar entre si. O Quadro 1 mostra os tipos de contato existentes em softwares.

Tipos de contato de componente	Definição
Unido	Esta é a opção predeterminada. Selecionar esta opção quando todas as faces em contato estiverem unidas e a montagem se comportar como uma única peça. A única diferença entre uma peça e uma montagem com peças unidas é que na montagem podemos atribuir diferentes propriedades de material a componentes individuais.
Permitir penetração	Selecionar esta opção quando a montagem for uma série de componentes soltos, sem conexão estrutural entre eles.
Sem penetração	Selecionar esta opção quando os componentes em contato puderem se separar, mas não puderem penetrar um no outro. O coeficiente de atrito pode ser especificado no gerenciador de propriedade do contato do componente.

Quadro 1 Tipos de contatos de componentes

Fonte: IST Sistemas (2011)

3.3.2.5 Acessórios de fixação

Para realizar uma análise estática, o modelo deve estar corretamente restrito para que não possa se mover. Os softwares de simulação fornecem diversos acessórios de fixação que podem ser usados para restringir o modelo. Em geral, é possível aplicar acessórios de fixação a faces, arestas e vértices usando vários métodos. Os acessórios de fixação e as restrições são agrupados como Padrão e Avançado. Suas propriedades são resumidas no Quadro 2 para acessórios Padrão e Quadro 3 e 4 para acessórios Avançados.

Tipo de acessório	Definição
Geometria fixa	Também chamado de suporte rígido; todos os graus de liberdade de translação e rotação estão restritos. Geometria fixa não requer nenhuma informação sobre direção na qual as restrições são aplicadas.
Rolante/Deslizante	Usar a restrição rolante e deslizante para especificar que uma face plana pode se mover livremente na direção do seu plano, mas não pode mover na direção normal a ele. A face pode se contrair ou expandir no carregamento.
Articulação fixa	Usar a restrição articulação para especificar que uma face cilíndrica mova-se apenas sobre seu eixo. O raio e o comprimento da fase cilíndrica permanecem constantes sob o carregamento.

Quadro 2 Acessórios de fixação padrão

Fonte: IST Sistemas (2011)

Tipo de acessório de fixação	Definição
Simetria	Esta opção está disponível para ser usada em faces planas. São permitidos deslocamentos no plano e rotação na direção normal ao plano.
Simetria circular	Esta opção é usada para restringir seguimentos que formariam um corpo simétrico em rotação se girassem periodicamente em torno de um eixo específico de revolução.

Quadro 3 Acessórios de fixação avançados

Fonte: IST Sistemas (2011)

Tipo de acessório De fixação	Definição
Usar geometria de referência	Esta opção restringe uma face, uma aresta ou um vértice apenas nas direções desejadas, enquanto deixa as outras direções livres para mover. Pode-se especificar as direções desejadas em relação ao plano, eixo, aresta ou face de referência (planos e eixos).
Em faces planas	Esta opção define restrições nas direções selecionadas, que são definidas pelas três direções principais da face plana onde as restrições estão sendo aplicadas.
Em faces cilíndricas	Esta opção é semelhante em face plana, exceto pelo fato de que as três direções principais de uma face de referência cilíndricas definem as direções de um sistema de coordenadas cilíndrico. Esta opção é muito útil, pois você pode aplicar uma restrição que permite a rotação no eixo associado na face cilíndrica.
Em faces esféricas	Semelhante a em face plana e em face cilíndricas. As três direções principais de uma face esférica definem as direções das restrições aplicadas em um sistema de coordenadas esféricas.

Quadro 4 Acessórios de fixação avançados

Fonte: IST Sistemas (2011)

Uma vez restrito, deve-se aplicar cargas externas, ou forças ao modelo. Os softwares de simulação fornecem diversas forças externas que podem ser usadas para carregar o modelo. Em geral, é possível aplicar forças a faces, arestas e vértices usando vários métodos. Essas forças externas e suas propriedades são resumidas em forças externas padrão representadas no Quadro 5 e forças externas avançadas como no Quadro 6.

Tipo de força	Definição
Força	<p>Esta opção aplica forças ou momentos a faces, arestas e vértices na direção definida pela geometria de referência selecionada (plano, aresta, face ou eixo).</p> <p>Observe que um momento só pode ser aplicado se elementos de casca forem usados. Elemento de casca tem seis graus de liberdade por nó (translações e rotações) podem assumir uma carga de momento. O elemento sólido tem apenas três graus de liberdade por nó em translações e não podem assumir uma carga de momento diretamente.</p> <p>Se precisar aplicar uma carga de momento a elementos sólidos, isto deve se representado por forças ou cargas remotas distribuídas apropriadamente.</p>
Torque	<p>Esta opção aplica torque em torno de um eixo de referência usando a regra da mão direita. Esta opção requer um eixo que seja definido.</p>

Quadro 5 Tipos de forças externas padrão

Fonte: IST Sistemas (2011)

Tipo de força	Definição
Pressão	Aplica pressão a uma face. Pode ser direcional e variável, como por exemplo, pressão hidrostática.
Gravidade	Aplica acelerações lineares a peças montagens.
Força centrífuga	Aplica velocidade angular e aceleração a uma peça ou montagem.
Carga do rolamento	As cargas do rolamento surgem no contato entre faces cilíndricas.
Carga/ massa remota	As cargas remotas são aquelas que normalmente são transferidas pela estrutura conectora.
Massa distribuída	Massas distribuídas são aplicadas a faces selecionadas para simular a massa de componentes suprimidos ou não incluídos no modelo.

Quadro 6 Tipos de forças externas avançadas

Fonte: IST Sistemas (2011)

Em todos os casos supõem-se que as propriedades de material, as forças externas e os suportes são conhecidos com certeza e que a maneira pela qual foram definidos no modelo representa uma idealização aceitável das condições reais. No entanto, é preciso enfatizar que o usuário do software de MEF é o responsável por determinar se todas as idealizações feitas na criação do modelo matemático são de fato aceitáveis. O melhor software de geração de malhas e a resolução das equações de forma mais rápida não pode fazer muito se o modelo

matemático submetido à análise com MEF se basear em suposições erradas (IST SISTEMAS, 2011).

3.3.2.6 Geração da malha

A última etapa antes de processar o MEF é gerar a malha da geometria. Nessa etapa, a geometria é dividida em elementos finitos por um gerador de malhas automático. Embora o gerador de malhas automático realize a parte trabalhosa do problema, é preciso controlar a dimensão e a qualidade da malha. O algoritmo de malha baseada na curvatura gera uma malha com um tamanho de elemento variável que possibilita a resolução precisa de pequenos recursos na geometria. A densidade da malha afeta diretamente a precisão dos resultados. Quanto menores os elementos, menores os erros de discretização, mas maiores os tempos de geração de malha e solução. O tamanho do elemento representa o tamanho de elemento característico na malha e é definido como o diâmetro de uma esfera que delimita o elemento como representado à esquerda na Figura 10. Essa representação é mais fácil de ser ilustrada com a analogia 2 D de um círculo que delimita um triângulo como à direita na Figura 10.

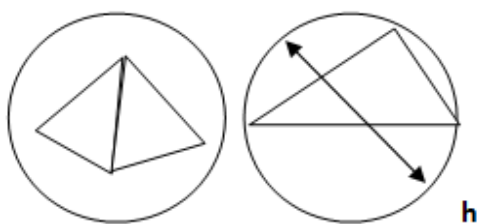


Figura 10 Tamanho de elementos

Fonte: IST Sistemas (2011), modificada

É possível inserir dados de análise e analisar os resultados em qualquer um dos três sistemas de unidades: SI, Métrico e Inglês.

O número mínimo de elementos em um círculo define como os pequenos recursos serão resolvidos na geometria. A razão é usada para definir a transição da malha de tamanho do elemento mínimo a um tamanho do elemento máximo. O parâmetro razão é a relação entre os tamanhos de elementos em camadas de elementos transicionais consecutivas como indicado nas Figuras 11 e 12.

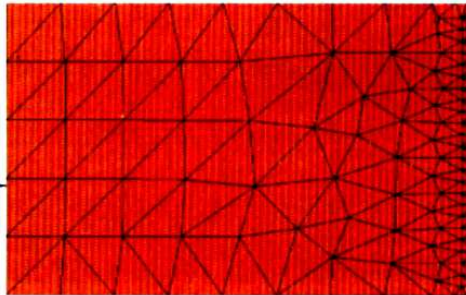


Figura 11 Exemplo de razão de elemento em uma malha genérica

Fonte: IST Sistemas (2011)

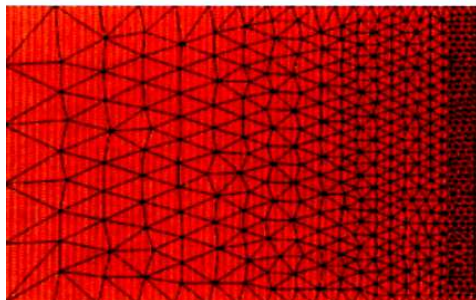


Figura 12 Exemplo de razão de elemento em uma malha refinada

Fonte: IST Sistemas (2011)

A malha pode ser criada com qualidade alta, onde se usa elementos de segunda ordem, ou com qualidade rascunho, gerando-se elementos de primeira ordem.

3.3.2.7 Resultados posteriores à execução das análises

Durante o processo de resolução, os resultados da tensão são calculados em determinados locais chamados de pontos de Gauss para cada elemento. Os elementos tetraédricos de primeira ordem (qualidade de rascunho) têm um ponto de Gauss no volume. Os elementos tetraédricos de segunda ordem têm quatro pontos de Gauss. Os elementos de casca de primeira ordem têm um ponto de Gauss. Os elementos de casca de segunda ordem têm três pontos de Gauss. As tensões nos pontos de Gauss podem ser extrapoladas para os nós de elementos. Muitas vezes, um nó é compartilhado por vários elementos e cada elemento informa tensões diferentes no nó compartilhado. É feita uma média dos valores informados por todos os elementos adjacentes para se obter um valor único. Esse método para obter a média das tensões produz resultados de tensão (ou de nó) médios. Como alternativa, é possível obter uma média dos valores de tensão de todos os pontos de Gauss em cada elemento para informar uma única tensão de elemento. Apesar de a média dessas tensões serem obtida entre os pontos gaussianos, elas são chamadas de tensões sem média (ou tensões em elementos) porque a média é feita internamente apenas no mesmo elemento. As tensões em elemento e as tensões de nós são sempre diferentes, mas diferenças muito grandes indicam que a malha não foi suficientemente refinada naquele local (IST SISTEMAS, 2011).

3.4 Teorias e critérios de energia

Para Juvinal e Marshek (2008) define-se material dúctil como aquele que se deforma antes de romper e material frágil como o que se rompe bruscamente sem deformar.

Hibbeler (2000) afirma que quando o engenheiro precisa elaborar um projeto com um determinado material, o mesmo deve estabelecer um limite superior para o estado de tensão que defina a falha do material e se o material for dúctil, geralmente a falha será especificada pelo início do escoamento e se o material for frágil, ela será especificada pela fratura.

Conforme Beer e Johnston Júnior (1995), um material pode se comportar de maneira dúctil ou frágil de acordo com a temperatura, taxa de carga, o tipo de material, o ambiente químico e seu processo de fabricação e nenhuma teoria de falha aplica-se isoladamente a determinado tipo de material.

3.4.1 Para materiais dúcteis

De acordo com Ugural (2009), para os materiais dúcteis, uma teoria muito utilizada é a teoria da energia de distorção máxima conhecida como teoria de Von Mises. Destaca que o escoamento em um material ocorre quando a média quadrática das diferenças entre as tensões principais para um estado tridimensional de tensões atende este mesmo valor correspondente a um ensaio de tração. Logo, a tensão de Von Mises é uma medida de tensão que leva em conta seis componentes do estado geral de tensões 3D. Dois componentes da tensão de cisalhamento e um componente da tensão normal atuam em cada lado de um cubo elementar conforme Figura 13.

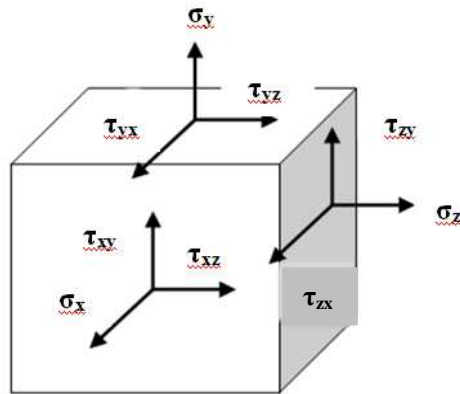


Figura 13 Componentes da tensão de Von Mises

Fonte: Ugural (2009), modificada

Devido às exigências de equilíbrio, o estado geral de tensões 3D é caracterizado apenas por seis componentes de tensão por causa das igualdades como representado nas equações 1, 2 e 3:

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad (1)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (2)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} \quad (3)$$

A equação da tensão de Von Mises pode ser expressa por componentes de tensão que são definidos em um sistema de coordenadas global como:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{0.5 \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 \right] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (4)$$

O estado de tensão também pode ser descrito por três componentes da tensão principal: σ_x , σ_y , σ_z , cujas direções são normais às faces de um cubo de tensão elementar como representado na Figura 14.

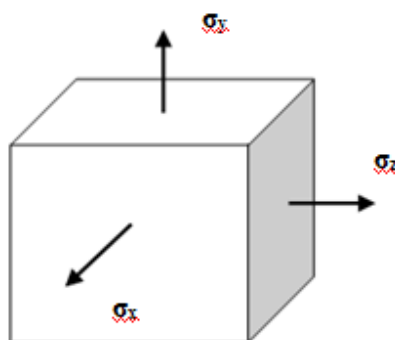


Figura 14 Componentes da tensão principal

Fonte: Ugural (2011), modificada

A tensão de Von Mises é então expressa como:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0.5[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2]} \quad (5)$$

Observa-se que a tensão de Von Mises é um valor escalar não negativo. A tensão de Von Mises é uma medida de tensão muito usada pelo fato da segurança estrutural de muitos metais dúcteis, que apresentam propriedades elastoplásticas, como o aço, ser bem descrita pela magnitude da tensão de Von Mises. Para esses materiais, o fator de segurança de escoamento ou o fator de segurança máximo pode ser calculado dividindo a tensão de escoamento (também chamada de limite de escoamento) ou a tensão máxima (também chamada de resistência máxima) do material pela tensão de Von Mises.

Outra teoria é o critério de Tresca, formulado em 1868 para metais e supõe que a máxima tensão de cisalhamento seja a variável chave e que um

metal se plastifica quando a máxima tensão tangencial atingir a um valor $f\tau$, sendo então, este critério, conhecido como critério da máxima tensão tangencial (PIMENTA, 2006).

Para Hibbeler (2000), no critério de Tresca, o escoamento do material começa quando a tensão de cisalhamento máxima absoluta $\tau_{\text{máx abs}}$ atinge o valor da tensão de cisalhamento que provoca escoamento do material quando ele está submetido apenas à tensão axial. Para evitar a falha tem-se:

$$\tau_{\text{máx abs}} \leq 1/2 \cdot \sigma_E \quad (6)$$

Em que σ_E é a tensão de escoamento e é determinada por um teste de tração simples.

De acordo com Beer e Johnston Júnior (1995), os elementos estruturais e os componentes de máquinas são projetados de modo que o material que os compõem, sendo material dúctil, não venha a escoar pela ação dos carregamentos esperados.

3.4.2 Para materiais frágeis

Para Beer e Johnston Júnior (1995), para materiais frágeis os critérios são:

- a) Critério de máxima tensão normal, conhecido como critério de Coulomb, onde um componente estrutural se rompe quando a máxima tensão normal atuante atinge o valor da tensão última σ_U , obtida por ensaio de tração em um corpo de prova do mesmo material. Haverá segurança enquanto os valores absolutos das tensões principais σ_a , σ_b , forem ambos menores que σ_U . Esse critério

se baseia na hipótese de que a tensão última do material é a mesma na tração e na compressão, fato que raramente acontece, pois devido à presença de vazios no material, tais como falhas e fissuras debilitam o material sob o efeito da tração, embora não tenha efeito apreciável no material sujeito a compressão.

- b) Critério de ruptura, conhecido como critério da máxima deformação específica, ou critério de Saint-Venant que tem o princípio que um componente estrutural se encontra com segurança enquanto o valor máximo da deformação específica no componente não exceder o valor ε_U da deformação específica de ruptura de um corpo de prova submetido a ensaio de tração.
- c) Critério de Mohr que pode ser usado para prever os efeitos de certo estado de tensões plano em um material frágil, quando alguns resultados de vários tipos de ensaios podem ser obtidos para esse material. Nos ensaios de tração determinam-se os valores da tensão última para a tração (σ_{UT}) e compressão (σ_{UC}). Representam-se os ensaios de tração e compressão em diagramas, que são os círculos de Mohr. Um estado de tensões representado por um círculo internamente contido em qualquer um dos círculos é um estado de tensões seguro. Quando as duas tensões principais são positivas, o estado de tensões é seguro enquanto $\sigma_a < \sigma_{UT}$ e $\sigma_b < \sigma_{UT}$; quando as duas tensões principais são negativas, o estado de tensões é seguro enquanto $|\sigma_a| < |\sigma_{UC}|$ e $|\sigma_b| < |\sigma_{UC}|$.

Pimenta (2006) destaca ainda o critério de Rankine formulado em 1857 para materiais litoide como solo e concreto onde procura explicar a ruptura frágil por tração que ocorre nestes materiais, afirmando que a máxima tensão de tração no material não pode ultrapassar o valor f_t , conhecido como resistência a tração

do material. Desta forma o critério de Rankine também é chamado de critério da máxima tensão de tração. Ainda de acordo com Pimenta (2006) existe também o critério de Drucker-Prager que é uma simplificação do critério de Mohr-Coulomb e também uma modificação do critério de Huber-Von Mises.

Para Jorge e Dinis (2004) existe o critério de Green aplicado a materiais com fendas interiores ou materiais porosos, onde Green apresentou uma superfície que é função do coeficiente de porosidade do material.

3.5 Tensões, deformações e fator de segurança

IST Sistemas (2011) afirma que as análises realizadas em alguns softwares obedecem as seguintes características:

- a) As tensões no material atuam no regime linear onde as tensões são proporcionais as deformações e com um modelo de material linear, a magnitude da tensão máxima não é limitada pela tensão de escoamento ou de ruptura como na prática. O escoamento do material não é modelado e se ocorrer ou não o escoamento este fato poderá ser interpretado com base nos valores de tensão apresentados nos resultados. Grande parte das estruturas analisadas apresentam tensões abaixo da tensão de escoamento.

Para Jorge e Dinis (2004) a Figura 15 mostra a tensão aplicada σ e a deformação ϵ , para o comportamento de um material ensaiado com região linear como sendo a fase elástica.

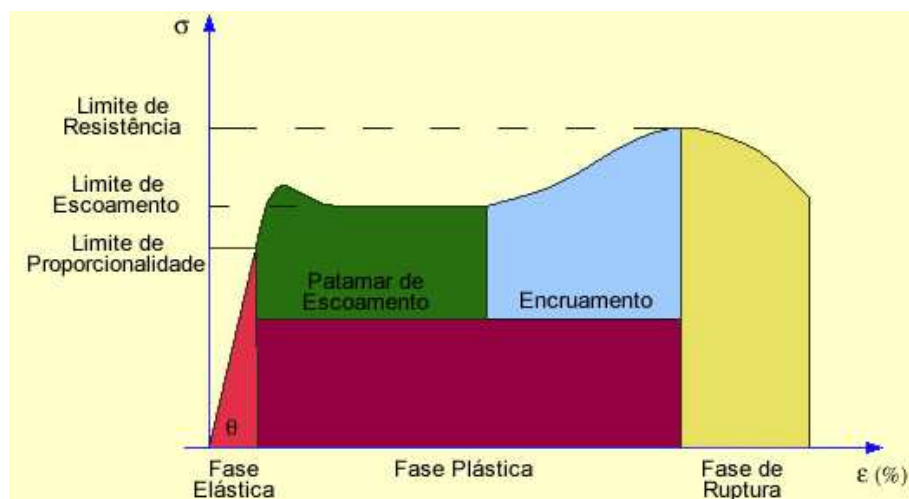


Figura 15 Gráfico de tensão deformação para material dúctil

Fonte: Jorge e Dinis (2004), modificada.

Pimenta (2009) diz que sólidos são considerados rígidos quando a distância relativa entre quaisquer dois de seus pontos materiais não se altera no tempo e caso contrário, são chamados deformáveis e afirma também que sólidos são considerados uma estrutura quando têm a função de transmitir ou resistir à ação de esforços externos.

Conforme Beer e Johnston Júnior (1995), as deformações de um corpo são medidas de aumento ou de sua redução, seja o corpo considerado unidimensional - linear (ΔL), bidimensional - superfície (ΔS) ou tridimensional - volume (ΔV) onde se define a deformação específica (ϵ) como:

$$\epsilon = \Delta L/L$$

$$\epsilon = \Delta S/S$$

$$\epsilon = \Delta V/V$$

onde:

ΔL é a variação linear

ΔS é a variação de superfície

ΔV é a variação volumétrica

L é o comprimento inicial do corpo

S é a área inicial do corpo

V é o volume inicial do corpo

- b) Outra característica é que as deformações estruturais são pequenas em relação ao tamanho geral da estrutura e que um fator importante nas deformações é a análise da alteração da rigidez estrutural e quando a rigidez estrutural não é alterada no processo de deformação esta deformação será classificada com pequena e caso haja alteração significativa rigidez estrutural a deformação será considerada como grande.
- c) As cargas são estáticas, onde se entende que todas as cargas, assim como as restrições, não são alteradas com o tempo, partindo do princípio que as cargas são aplicadas de forma lenta para ignorar os efeitos inerciais sendo consideradas como estáticas as cargas de gravidade, forças centrífugas, pressão dentre outras.

No projeto de uma estrutura mecânica depois de conhecida as tensões que os componentes estão sujeitos, usa-se um fator de segurança pelo qual é dividida a resistência adotada para o material (CHIAVERINI, 2002).

Ainda de acordo com Chiaverini (2002), os fatores de segurança variam em função do tipo de carga, do tipo de material e das condições de serviço e para materiais dúcteis os valores variam entre 1,5 e 4,0 e para matérias frágeis entre 5,0 e 8,0.

3.6 Aços

O grande uso do aço pode ser atribuído às notáveis propriedades desta liga, à abundância das matérias-primas necessárias à sua produção e o seu preço competitivo, já que o aço pode ser produzido em uma enorme variedade de características que podem ser bem controladas, de modo a atender usos específicos (PEFEIL; PEFEIL, 2009).

3.6.1 Classificação e composição

Para Fischer (2008) os aços são classificados em aço-carbono que é um tipo de liga ferro-carbono, contendo geralmente de 0,008% até aproximadamente 2,11% de carbono, além de certos elementos secundários como silício, manganês, fósforo e enxofre, presentes devido aos processos de fabricação e aço-liga que são os aços carbono que contém outros elementos de liga, ou apresentam os elementos residuais em teores acima dos que são considerados normais.

De acordo com Chiaverini (2002) para a correta caracterização de um aço, a sua respectiva composição química deve ser conhecida por classificações ou códigos definidos por instituições internacionais como a ABNT no Brasil, ASTM e AISI nos Estados Unidos, DIN na Alemanha, JIS no Japão, BS na Inglaterra, AFNOR na França, além de outras.

3.6.2 Propriedades gerais dos aços

Beer e Johnston Júnior (1995) definem algumas propriedades importantes do aço como:

- Limite de escoamento: é a tensão máxima que o material suporta ainda no regime elástico de deformação, e se houver algum acréscimo de tensão, o material não segue mais a lei de Hooke que estabelece proporcionalidade entre tensão e deformação. É uma das propriedades físicas mais importantes no cálculo das estruturas de aço, pois procura-se evitar que esta tensão seja atingida na seção transversal das barras, como forma de limitar a sua deformação.

- Módulo de Young ou módulo de elasticidade (E): é razão entre a tensão exercida e a deformação sofrida pelo material. Se caracteriza como um parâmetro mecânico que proporciona uma medida da rigidez de um material sólido e é dependente da composição química, microestrutura e defeitos como poros e trincas.

- Coeficiente de Poisson (ν): é a propriedade que mede a deformação transversal em relação à direção longitudinal de aplicação da carga.

- Módulo de cisalhamento: é definido como a razão entre a tensão de cisalhamento aplicada ao corpo e a sua deformação específica e é conhecido como módulo de rigidez ou módulo de torção.

3.6.3 Aços estruturais e aços inoxidáveis

Juvinal e Marshek (2008) afirmam que os aços estruturais, como o nome já prediz, são utilizados em componentes estruturais cujas propriedades físicas são bem definidas e são empregados em projetos que exigem dobramento e boa soldabilidade.

Os aços estruturais são aços empregados em construção civil, equipamentos de transporte, veículos, equipamentos rodoviários, ferroviários, naval, dentre outras aplicações (PEFEIL; PEFEIL, 2009).

De acordo com Chiaverini (2002) alguns desses aços são o ASTM A-36, o ASTM A-572 Grau 50 e o ASTM A-588 Grau K que tem suas propriedades químicas e mecânicas exibidas na Tabela 2:

Tabela 2 Aços estruturais

ELEMENTO QUÍMICO	ASTM A36	ASTM 572 Grau 50	ASTM 588 Grau K
% C	0,26 máx.	0,23 máx.	0,17 máx.
% Mn	-	1,35 máx.	0,50-1,20
% P	0,04 máx.	0,04 máx.	0,04 máx.
% S	0,05 máx.	0,05 máx.	0,05 máx.
% Si	0,40 máx.	0,40 máx.	0,25-0,50
% Ni	-	-	0,40 máx.
% Cr	-	-	0,40-0,70
% Mo	-	-	0,10 máx.
% Cu	0,20	-	0,30-0,50
% V	-	-	-
% Nb	-	0,005-0,05	0,005-0,05
PROPRIEDADES MECÂNICAS			
Limite de resistência (MPa)	400-550	450 mín.	485 mín.
Limite de resistência (MPa)	250 mín.	345 mín.	345 mín.

Fonte: Chiaverini (2002), modificada

Para Chiaverini (2002) os aços inoxidáveis possuem altos teores de cromo e níquel em sua composição química, sendo resistentes à corrosão atmosférica e a líquidos e gases.

Ainda de acordo com Chiaverini (2002) os tipos de aços inoxidáveis mais comuns são o AISI 301, 302, 303, 304, 308, 309 dentre outros, onde os teores de carbono variam de 0,08% podendo chegar ao máximo a 0,25% de carbono, desde que se aumentem os teores de cromo e níquel.

3.7 Alguns fatores de projeto

Para Tavares (2000), nos implementos agrícolas é muito comum a ruptura dos elementos orgânicos que constituem a própria máquina, mesmo quando o projetista e/ou usuário respeita todos os limites de tensão admissível do diagrama tensão x deformação, podendo estar ocorrendo o fenômeno da fadiga.

Ainda conforme Tavares (2000), o fenômeno da fadiga ocorre quando existe incidência de fatores simultâneos ou não, que são os chamados fatores primários como tensão máxima elevada, onde a peça trabalha no limite de tensão máxima admissível; grandes diferenças nos valores de tensão máxima e mínima aplicadas à peça que está solicitada por esforços alternados ou pulsativos e vibração mecânica, que é o principal agente causador de fadiga em máquinas e implementos agrícolas.

Alguns fatores secundários aceleram o processo de ruptura por fadiga como concentração de tensões onde há o efeito do formato da peça e também sua rugosidade superficial, os defeitos metalúrgicos devidos aos processos de fabricação, heterogeneidades e tratamento térmico dos materiais envolvidos (TAVARES, 2000).

Filgueiras (2000) explica que, embora as máquinas colhedoras de café tenham aparecido somente na década de 80, desde o final da década de 60 e início da década de 70, a colheita mecanizada de produtos por meio de vibração vem sendo estudada por parte dos pesquisadores.

De acordo com Souza (2004), a vibração, e ou impacto, tem se revelado como método eficiente de colheita de diversos produtos agrícolas e as colhedoras de café desenvolvidas para área plana e de reduzida declividade utilizam este princípio de colheita, mas se a vibração não for controlada pode causar fadiga e possível ruptura de componentes de máquinas.

Thomson (1978) explica que o estudo da vibração diz respeito aos movimentos oscilatórios de corpos e às forças que a eles associadas e que todos os corpos dotados de massa e elasticidade são capazes de vibração, sendo assim, a maior parte das máquinas e estruturas, sujeita a certo grau de vibração e o exame do seu comportamento oscilatório é necessário para o seu projeto.

Ainda de acordo com Thomson (1978) na vibração livre, onde há ausência da ação de qualquer força externa, o sistema poderá vibrar com uma ou mais das suas frequências naturais que fazem parte do sistema dinâmico estabelecido pela distribuição de sua massa e rigidez. Quando há vibração forçada, que são provocadas forças externas, o sistema vibra na frequência de excitação oscilatória e se esta frequência coincidir com uma das frequências naturais do sistema, forma-se um estado de ressonância, podendo resultar amplas e perigosas oscilações que podem ser a causa de colapso de estruturas.

Para Hartog (1972) vibrações transmitidas às fundações pelo motor como um todo e oscilações torcionais no eixo de manivelas e nas linhas de eixo da maquinaria acionada, como em um eixo propulsor de navio são dois grupos de fenômenos vibratórios de importância prática nos motores alternativos e também existe vibração do tipo auto excitada presente em válvulas de injeção de combustível de motores diesel.

3.8 Uso da extensometria para comprovação de resultados

Para Costa (2005) a extensometria é uma técnica utilizada para medir as deformações de um sólido submetido à forças externas tendendo a deformá-lo, porém permanecendo em seu domínio elástico.

Conforme Andolfato, Camacho e Brito (2004), o princípio básico da extensometria é transformar pequenas variações nas dimensões em variações equivalentes em sua resistência elétrica. Medindo-se a deformação de um corpo

pode-se achar o valor da força externa aplicada a ele sendo esta a ideia básica do extensômetro elétrico, ou Strain Gauge, que é um tensor, constituído por uma resistência elétrica muito fina, fabricada sobre uma base isolante e colada sobre o corpo em teste.

De acordo com Gomes (1994), na determinação das pressões laterais nas paredes de um silo, foram empregados um seletor de canais e um aparelho para medição de deformações (STRAIN METER), conectados a células de carga.

4 MATERIAL E MÉTODOS

4.1 Origem dos dados

Fez-se o acompanhamento de produção de duas colhedoras automotrizes em uma empresa situada na cidade de Araxá – MG. A colhedora desenhada e simulada teve o modelo estrutural baseado nas colhedoras, mas várias modificações foram feitas em busca de maior mobilidade da máquina sem comprometer a estática dos elementos estruturais.

4.2 Instrumentos de coletas de dados

A estrutura da máquina foi desenhada e analisada/simulada estaticamente no software SolidWorks® EDU Edition 2012/2013 STAND-ALONE licenciado pelo Programa de Pós Graduação em Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Lavras.

4.3 Coleta e utilização dos dados no software

No acompanhamento de produção da colhedora levantaram-se informações a respeito das dimensões, materiais e dos principais esforços presentes na estrutura da máquina colhedora para aplicá-las aos modelos de simulação.

4.3.1 Modelos analisados e suas partes

Analisaram-se os diversos desenhos dos componentes de montagem da colhedora já desenhada em software conforme Figura 16.

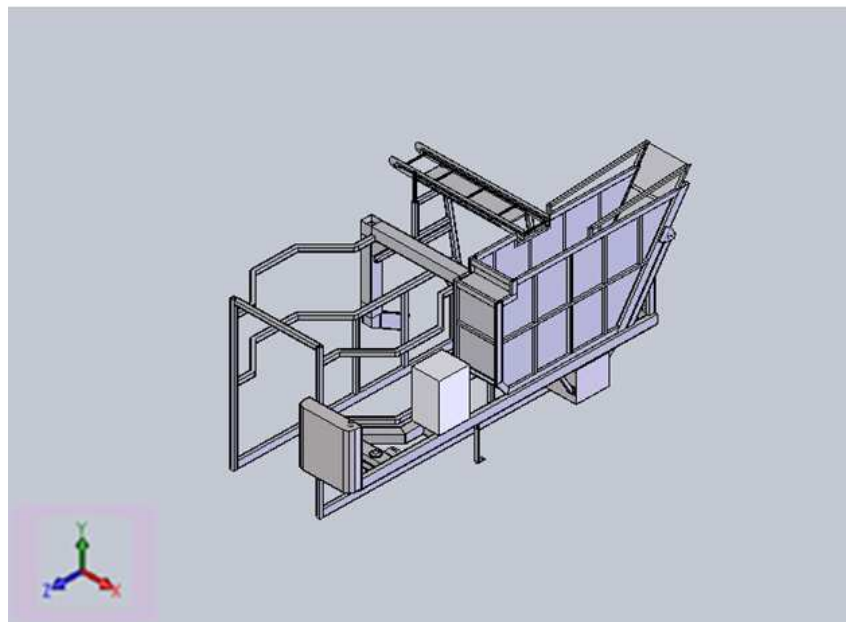


Figura 16 Modelo original da estrutura da máquina desenhada em 3D]

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Destacou-se o sistema de coordenadas e sua origem ($X=0$; $Y=0$ e $Z=0$) no modelo da Figura 17. O modelo original com rodas traseiras alinhadas apresentou centro de massa no eixo X de $-962,04$ mm, no eixo Y de $350,39$ mm e no eixo Z de $-334,27$ mm.

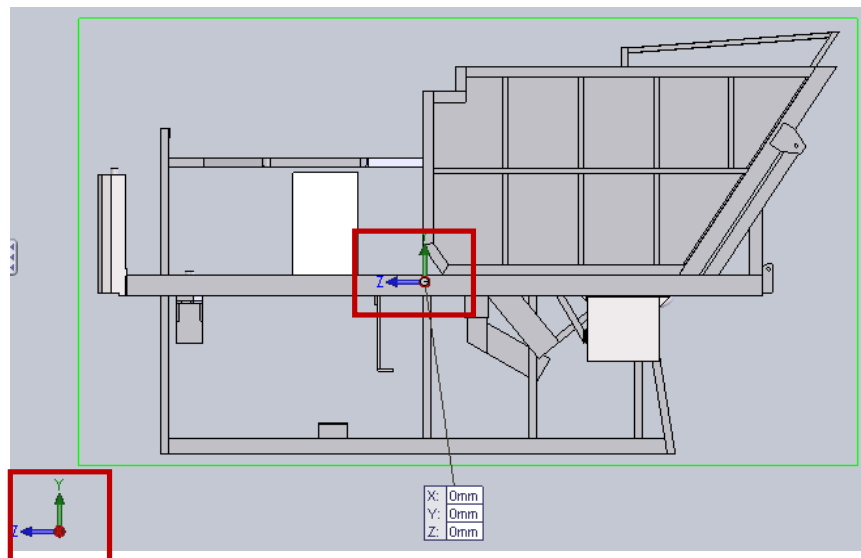


Figura 17 Sistema de coordenadas e origem do sistema de coordenadas

Fonte: (Elaborado pelo autor)

Para as simulações/estudos suprimiram-se alguns componentes do modelo original. Exibiu-se na Figura 18 um tipo de modelo com peças suprimidas onde se destacou a posição da roda dianteira e posições das rodas traseiras alinhadas.

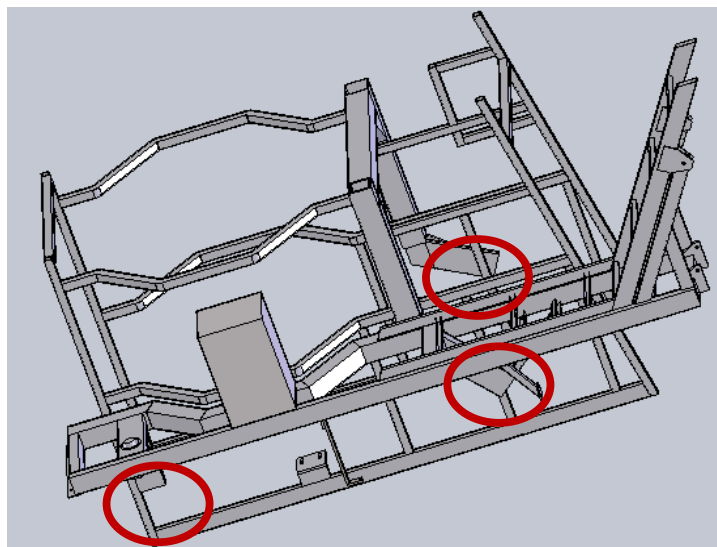


Figura 18 Estrutura da máquina simulada com rodas traseiras alinhadas

Fonte: (Elaborado pelo autor).

Exibiu-se na Figura 19 um modelo suprimido ressaltando a posição da roda dianteira e posições das rodas traseiras desalinhadas.

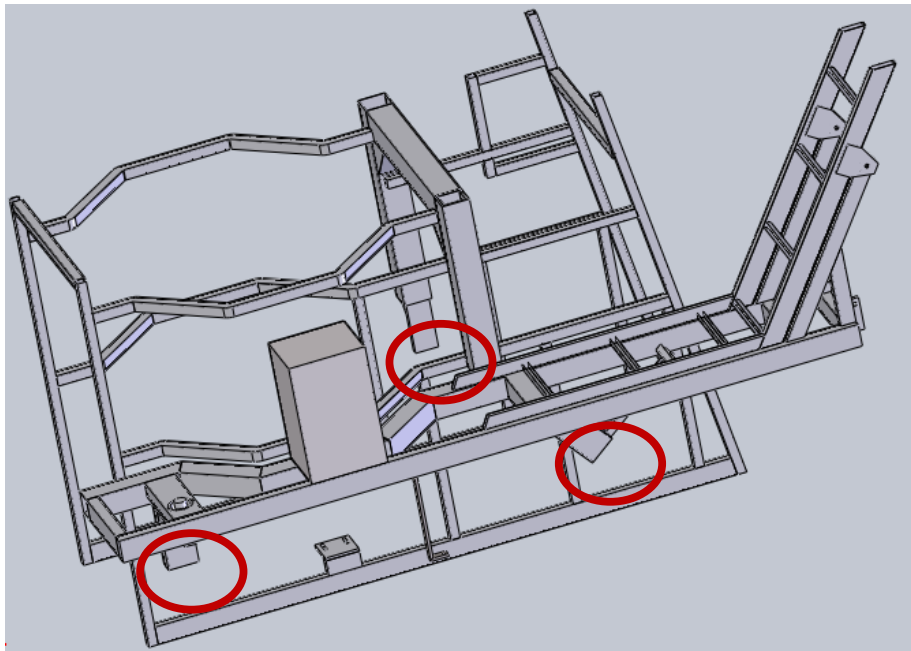


Figura 19 Estrutura da máquina simulada com rodas traseiras desalinhadas

Fonte: (Elaborado pelo autor).

O modelo original da Figura 16 apresentou alteração do centro de massa em relação ao centro de massa da Figura 19, pois as rodas estão agora desalinhadas entre si. O novo centro de massa do modelo rodas desalinhadas é $X = -1003,53\text{mm}$, $Y = 361,09\text{ mm}$ e $Z = -350,60\text{ mm}$.

Em seguida, agrupou-se os componentes do modelo por sub montagens específicas definidas como:

- Chassi motor destacado em azul na Figura 20.

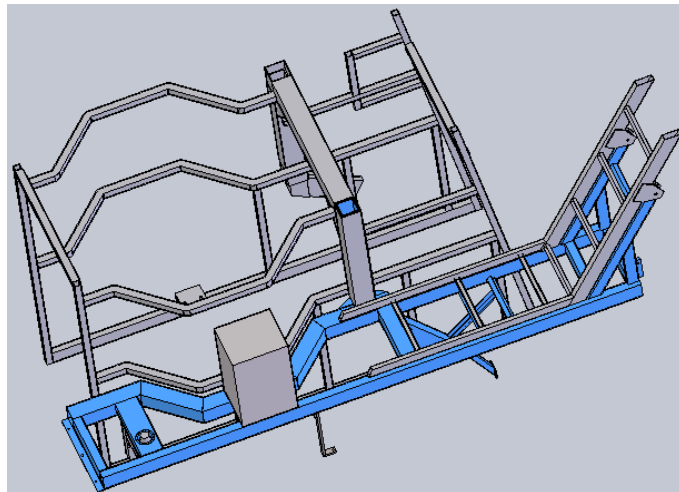


Figura 20 Componentes do chassi motor

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Lateral direita destacada em azul na Figura 21.

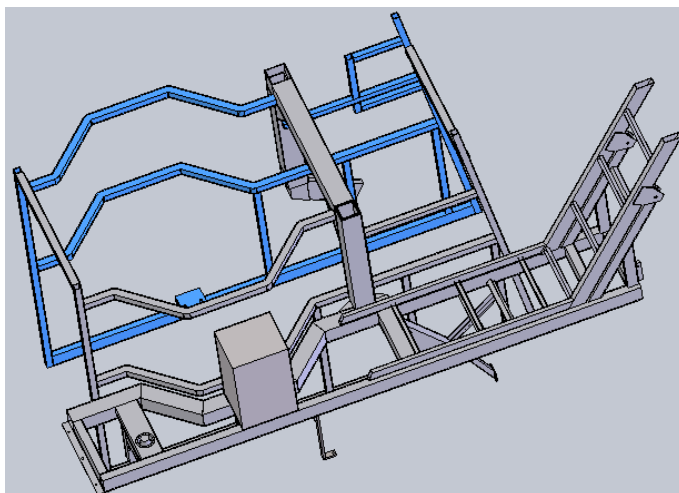


Figura 21 Componentes da lateral direita

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Lateral esquerda destacada em azul na Figura 22.

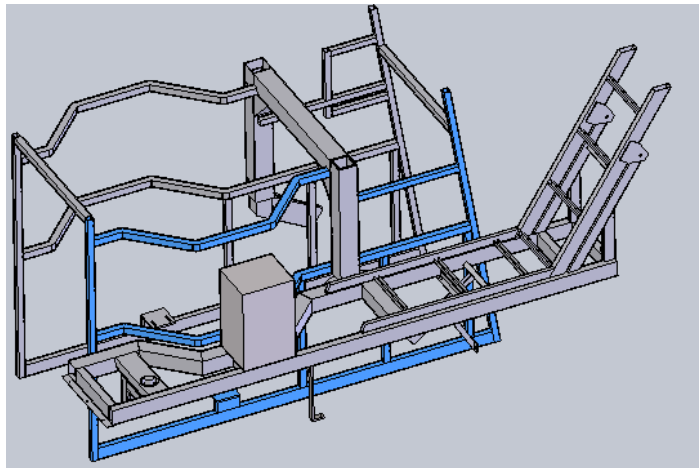


Figura 22 Componentes da lateral esquerda

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Trave destacada em azul na Figura 23.

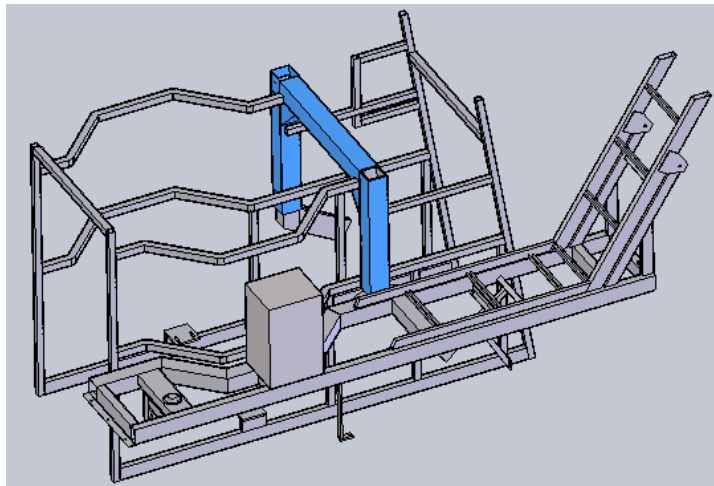


Figura 23 Componentes da trave

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Frente superior destacada em azul na Figura 24.

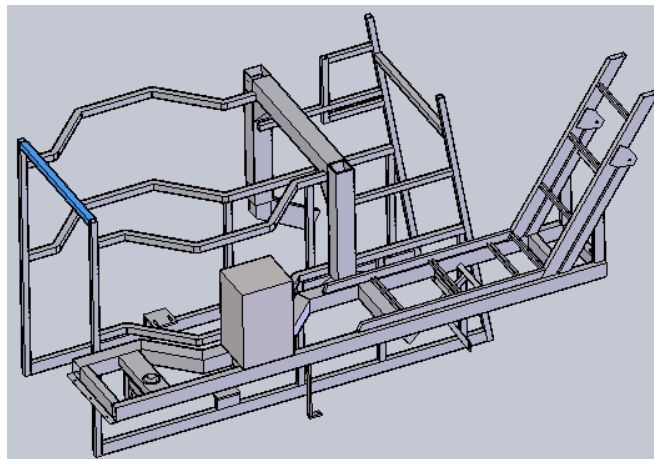


Figura 24 Componente da frente superior

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Traseira superior destacada em azul na Figura 25.

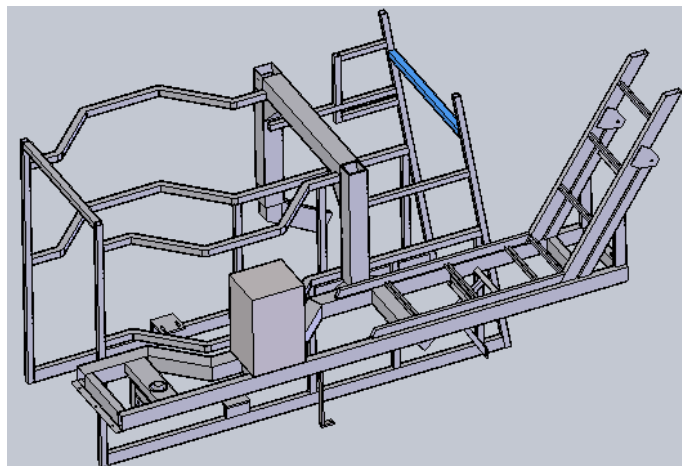


Figura 25 Componente da traseira superior

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Reservatório de café destacado em azul na Figura 26.

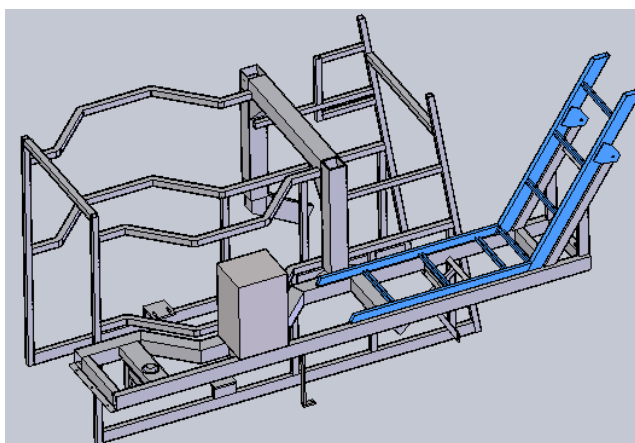


Figura 26 Componentes do reservatório de café

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Componentes da roda direita destacada em azul na Figura 27.

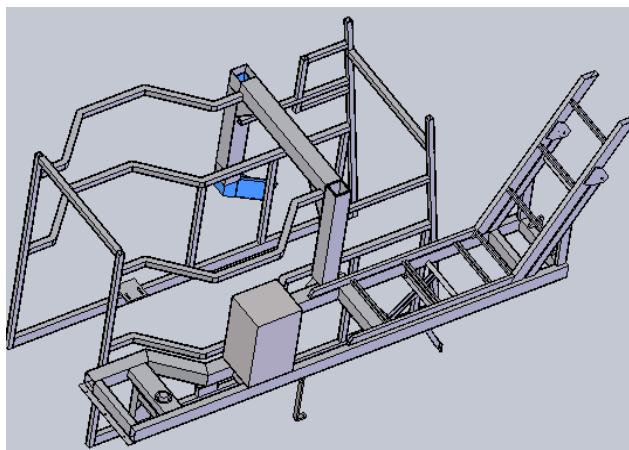


Figura 27 Componentes da roda direita

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Componentes da roda guia destacada em azul na Figura 28.

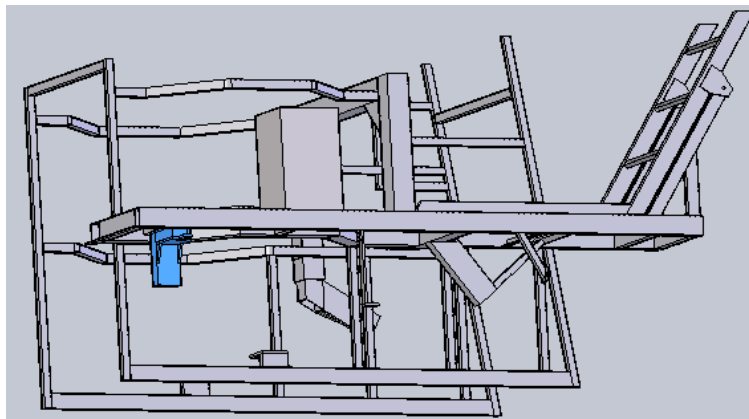


Figura 28 Componentes da roda guia

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Componentes da roda esquerda destacada em azul na Figura 29.

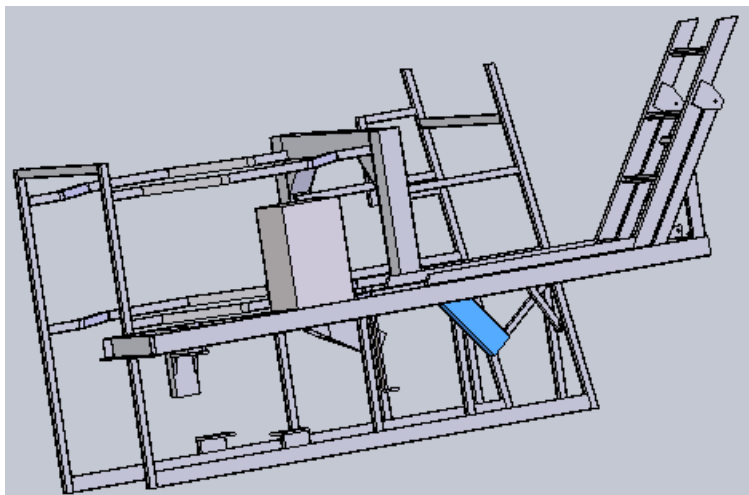


Figura 29 Componente da roda esquerda

Fonte: (Elaborado pelo autor)

- Tanque de combustível destacado em azul na Figura 30.

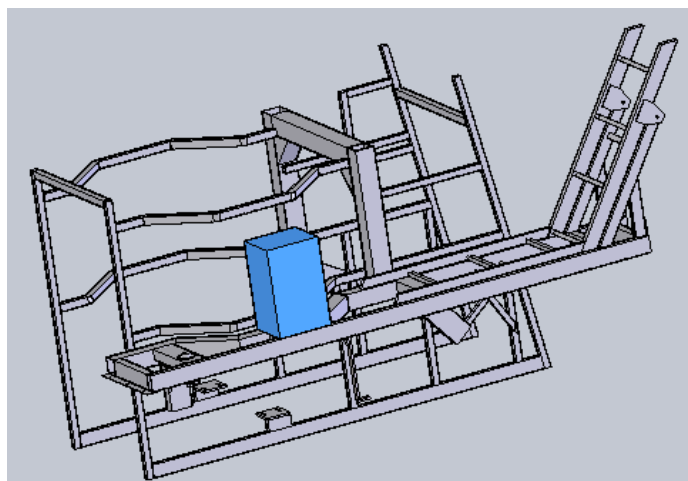


Figura 30 Componente do tanque de combustível

Fonte: (Elaborado pelo autor).

4.3.2 Escolha dos estudos

Para atender às diversas situações de trabalho de uma máquina colhedora de café do tipo automotriz, escolheu-se 4 simulações, chamadas de estudos, com as seguintes condições:

- Estudo 1: denominado cheio normal, pois o reservatório de café está cheio, o modelo da máquina está paralelo ao chão no plano horizontal e as rodas traseiras estão alinhadas;

- Estudo 2: denominado cheio inclinado, pois o reservatório de café está cheio, o modelo da máquina está com inclinação lateral de 20% em relação ao plano horizontal, no sentido anti horário da lateral direita para a esquerda (vista traseira da máquina) e as rodas traseiras estão alinhadas como mostra a Figura 31;

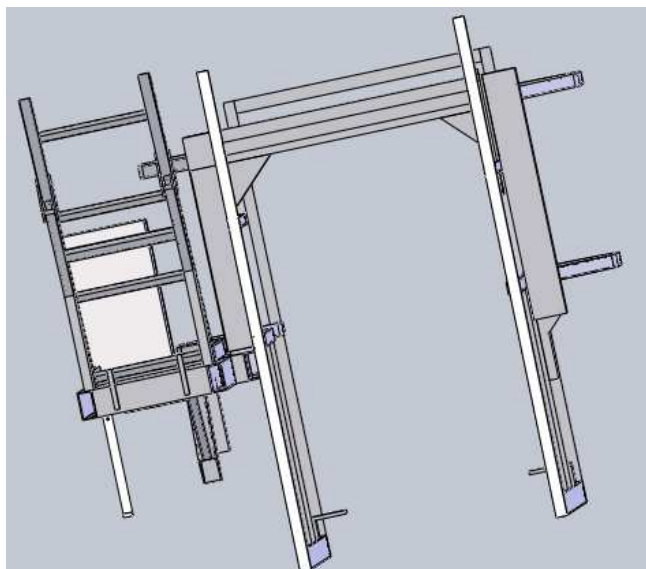


Figura 31 Modelo para estudo inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Estudo 3: denominado vazio, pois o reservatório de café está vazio e as rodas traseiras alinhadas entre si;

- Estudo 4: denominado rodas desalinhadas, pois o reservatório de café está cheio e as rodas traseiras desalinhadas entre si.

4.3.3 Criação dos estudos

É muito importante a busca de informações corretas sobre componentes e materiais dos componentes utilizados na colhedora, destacando sempre todas as suas características como pesos, resistência ao escoamento, densidades, bem como informações de quais são as possíveis posições assumidas por cada um e suas funções dentro da estrutura geral, pois informações equivocadas comprometem os resultados dos estudos de simulação dos modelos.

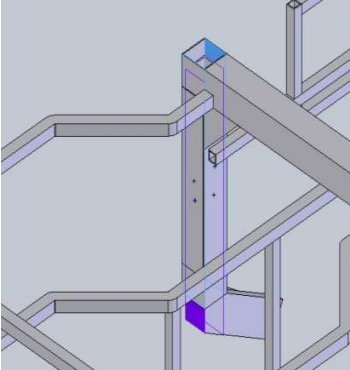
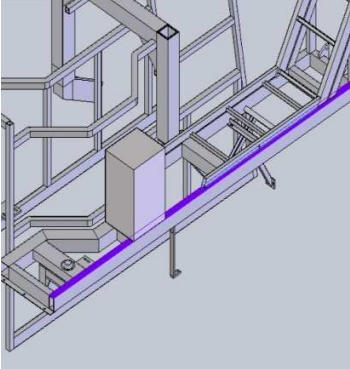
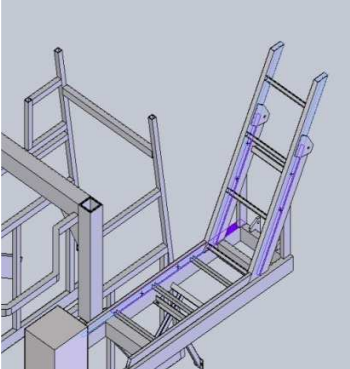
Neste cenário, criaram-se estudos do tipo estático, onde se avaliou a estrutura do modelo em repouso com objetivo de gerar resultados de tensão de Von Mises, deslocamento, deformação e fator de segurança. Seguiram-se várias etapas para cada estudo como descrito nos tópicos seguintes.

4.3.3.1 Aplicação de materiais

Nesta etapa, para cada estudo, aplicou-se no modelo o material que contém as informações físicas, como limite de escoamento, resistência à tração, módulo elástico, massa específica e módulo de cisalhamento. Usou-se como material, em 98% dos componentes das estruturas analisadas, o aço pertencente à norma ASTM A36 e que apresenta limite de escoamento de $2,5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, resistência à tração de $4,0 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, módulo elástico de $2,0 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, coeficiente de Poisson de 0,26, massa específica de 7850 kg/m^3 e módulo de cisalhamento de $7,93 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$. O material do tanque do reservatório de combustível foi o aço inoxidável AISI 304 que apresenta limite de escoamento de $2,06807 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, resistência à tração de $5,17017 \times 10^8 \text{ N/m}^2$, módulo elástico de $1,9 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$, coeficiente de Poisson de 0,29, massa específica de 8000 kg/m^3 e módulo de cisalhamento de $7,5 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$ (CHIAVERINI, 2002).

4.3.3.2 Aplicação de conexões

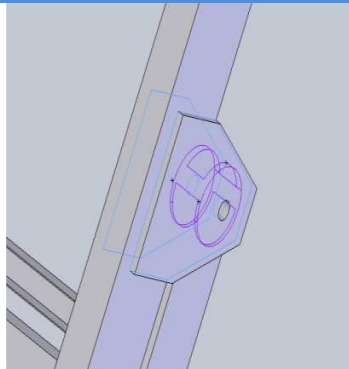
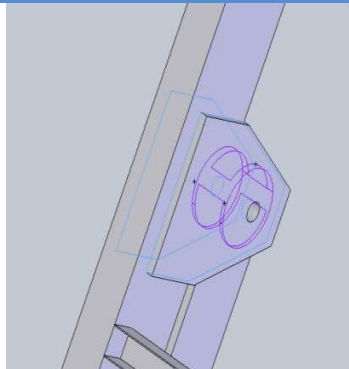
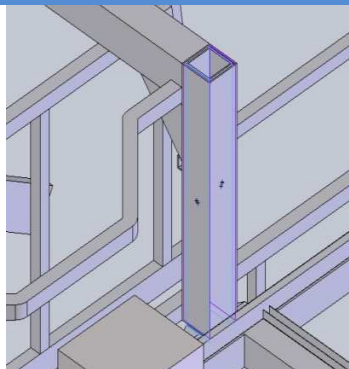
Aplicaram-se as conexões, que podem ser contato de componente ou conjunto de contatos. Estas conexões mostram como os componentes estão ligados (IST SISTEMAS, 2011). O quadro 7 mostra todos os tipos de conexões presentes nos estudos, bem como suas propriedades e imagens onde destacou-se os posicionamentos dos contatos entre as peças do modelo simulado.

Conexões	Imagem do contato	Propriedades de contato
Conjunto de contato-1		Tipo: Par de contato unido Entidades: 4 face(s)
Conjunto de contato-2		Tipo: Par de contato unido Entidades: 2 face(s)
Conjunto de contato-3		Tipo: Par de contato unido Entidades: 6 face(s)

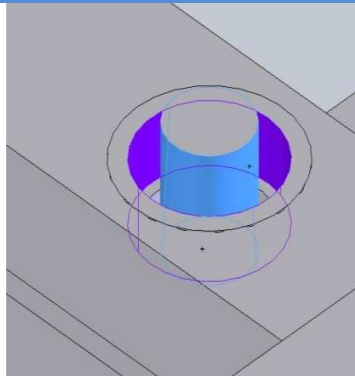
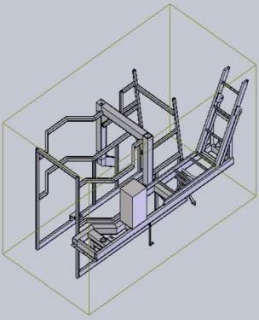
Quadro 7 Forma de contato entre os componentes do modelo analisado

(...continua...)

“Quadro 7, continuação”

Conexões	Imagem do contato	Propriedades de contato
Conjunto de contato-4		<p>Tipo: Sem par de contato de penetração</p> <p>Entidades: 3 face(s)</p> <p>Avançado: Superfície-superfície</p>
Conjunto de contato-5		<p>Tipo: Sem par de contato de penetração</p> <p>Entidades: 3 face(s)</p> <p>Avançado: Superfície-superfície</p>
Conjunto de contato-6		<p>Tipo: Par de contato unido</p> <p>Entidades: 4 face(s)</p>

“Quadro 7, conclusão”

Conexões	Imagem do contato	Propriedades de contato
Conjunto de contato-7		Tipo: Par de contato unido Entidades: 2 face(s)
Contato global		Tipo: Unidas Componente 1 Opções: Malha incompat.

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.3.3.3 Aplicação de fixações

Nesta etapa aplicaram-se, os acessórios de fixação que são adicionados ao modelo analisado para representar a maneira como o modelo físico foi sustentado. Os modelos simulados foram todos fixos por uma face de cada uma das três rodas, usando o acessório chamado geometria fixa, que torna imóvel as faces selecionadas.

4.3.3.4 Definição e aplicação de esforços

Levantaram-se todos os pesos próprios e forças dos componentes suprimidos e não suprimidos das análises. Os componentes que provocam esforços em sua maioria são componentes suprimidos da estrutura analisada, mas que fazem parte do estudo. Definiu-se cada um desses componentes como sendo uma força externa. Os componentes são eles os motores, bombas, tanque de combustível cheio, reservatório de café cheio, tanques de óleo hidráulico cheios, radiador cheio, bateria, calhas com café, elevadores com café, bicas com café, esteiras com café, mangueiras hidráulicas com óleo e água, cilindros de levantamento das rodas e do reservatório de café, cilindro de levantamento e posicionamento das bicas, vibradores além do peso próprio dos componentes da estrutura analisada e dos suportes diversos.

Para o levantamento de pesos dos componentes utilizou-se as seguintes técnicas:

- a) Pesagem direta dos componentes existentes, como motores diversos, bombas, radiador, bateria.
- b) Consulta a notas fiscais de compra dos componentes, motor diesel principal, outras bombas, painéis e mangueiras hidráulicas.
- c) Consulta ao software de desenho das massas dos componentes suprimidos, mas que estavam desenhados, como calhas, cocho, esteiras, bicas, elevadores, tanque de combustível, vibradores, cilindros do reservatório de café, cilindros das rodas, cilindros da bica, chapas e estrutura do reservatório de café.
- d) Dados estimados, como peso de 2 pessoas sobre a estrutura, cadeira de assento, volante de direção, suporte de passagem de mangueiras.

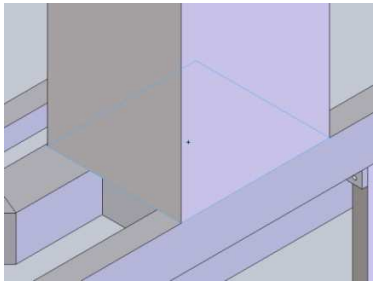
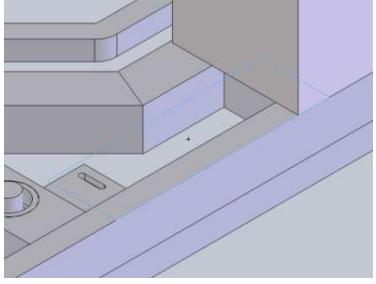
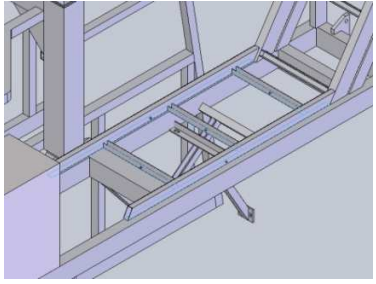
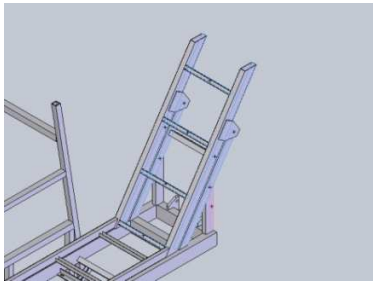
A tabela 3 apresenta a densidade média de alguns componentes utilizados para o cálculo de pesos.

Tabela 3 Densidades de substâncias

Componentes	Densidades (kg/l)
Óleo hidráulico	0,89
Óleo combustível	0,85
Água	0,99
Grão de café	0,70

Fonte: Dados da pesquisa, 2012

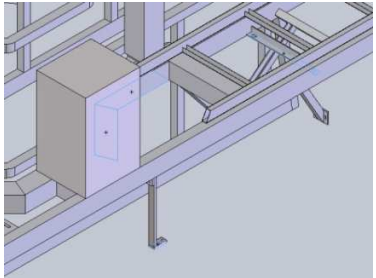
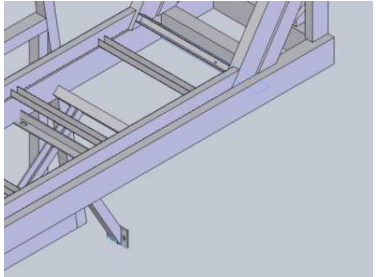
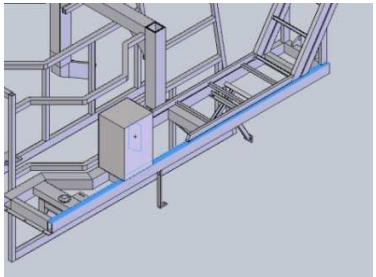
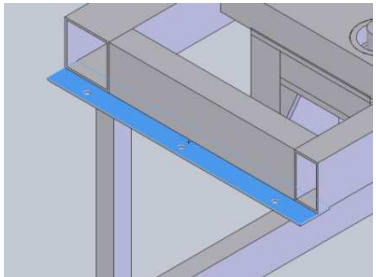
O quadro 8 mostra informações de esforços/cargas com valores em módulo e a localização destes na estrutura do modelo da máquina. Observa-se que o posicionamento dos componentes foi de caráter investigativo baseado em duas outras máquinas analisadas, podendo haver sugestões de mudança de suas posições conforme resultados da simulação.

Nome da carga	Locais de contato	Detalhes de carga
Força-1		<p>Entidades: 1 face(s)</p> <p>Valor: 1440 N Tanque de combustível cheio</p>
Força-2		<p>Entidades: 1 face(s)</p> <p>Valor: 500 N Radiador cheio</p>
Força-3		<p>Entidades: 5 face(s)</p> <p>Valor: 12000 N Parte 1 do reservatório de café cheio</p>
Força-4		<p>Entidades: 8 face(s)</p> <p>Valor: 3600 N</p> <p>Parte 2 do reservatório de café cheio</p>

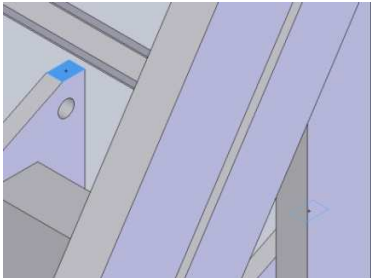
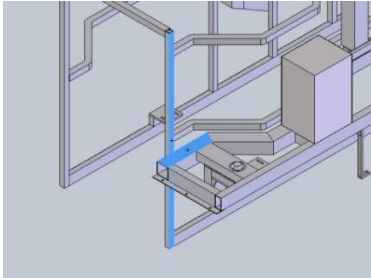
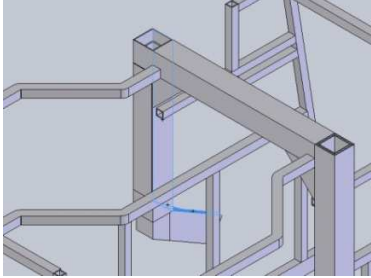
Quadro 8 Forças atuantes na estrutura

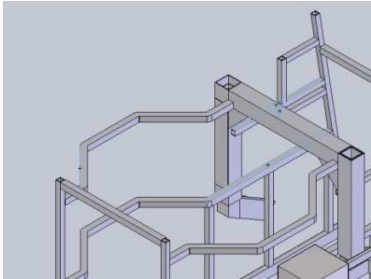
(...continua...)

“Quadro 8, continuação”

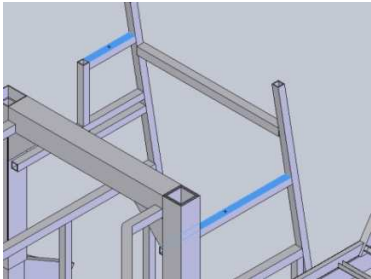
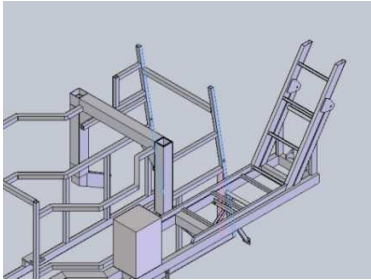
Nome da carga	Locais de contato	Detalhes de carga
Força-5		<p>Entidades: 4 face(s)</p> <p>Valor: 5000 N</p> <p>Motor diesel principal</p>
Força-6		<p>Entidades: 2 face(s)</p> <p>Valor: 300 N</p> <p>Reservatório de óleo 2</p>
Força-7		<p>Entidades: 2 face(s)</p> <p>Valor: 400 N</p> <p>Bateria</p>
Força-8		<p>Entidades: 1 face(s)</p> <p>Valor: 330 N</p> <p>Reservatório de óleo 1</p>

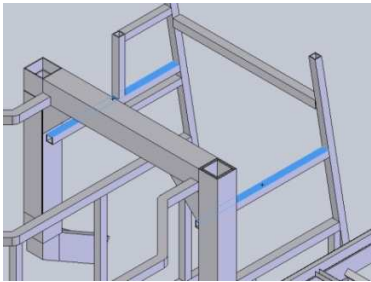
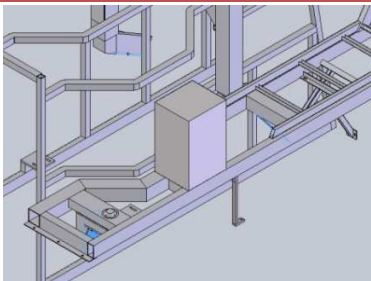
“Quadro 8, continuação”

Nome da carga	Locais de contato	Detalhes de carga
Força-9		<p>Entidades: 2 face(s)</p> <p>Valor: 500 N</p> <p>Pistões do reservatório de café cheio</p>
Força-10		<p>Entidades: 2 face(s)</p> <p>Valor: 350N</p> <p>Pistão do chassi dianteiro cheio (roda guia)</p>
Força-11		<p>Entidades: 3 face(s)</p> <p>Valor: 400N</p> <p>Pistão da roda direita cheio</p>

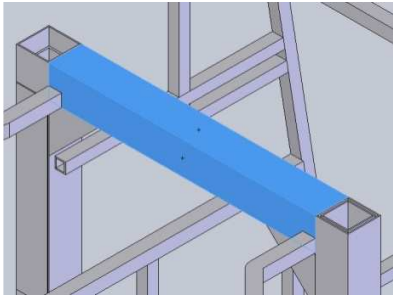
Nome da carga	Locais de contato	Detalhes de carga
Força-12		<p>Entidades: 4 face(s)</p> <p>Valor: 4150 N</p> <p>Bicas cheias com café, motor, 2 pistões e suportes da bica</p>

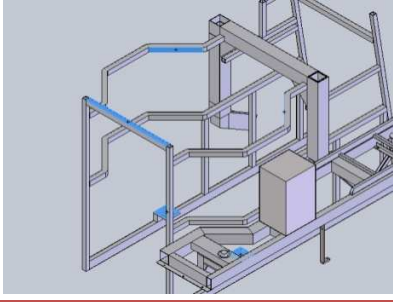
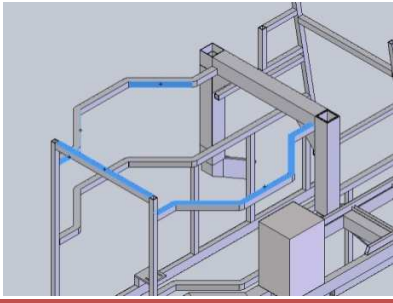
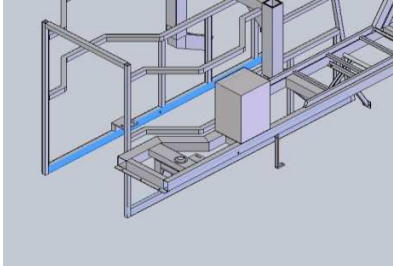
“Quadro 8, continuação”

Nome da carga	Locais de contato	Detalhes de carga
Força-13		<p>Entidades: 2 face(s)</p> <p>Valor: 1600 N</p> <p>Cocho com café e Motor</p>
Força-14		<p>Entidades: 2 face(s)</p> <p>Valor: 3600 N</p> <p>2 Elevadores cheios, saída de folhas e motores</p>

Nome da carga	Locais de contato	Detalhes de carga
Força-15		<p>Entidades: 2 face(s)</p> <p>Valor: 1000 N</p> <p>Calha para passagem de mangueiras hidráulicas cheias</p>
Força-16		<p>Entidades: 3 face(s)</p> <p>Valor: 2580N</p> <p>Componentes das rodas</p>

“Quadro 8, conclusão”

Nome da carga	Locais de contato	Detalhes de carga
Força-17		<p>Entidades: 2 face(s)</p> <p>Valor: 1800 N</p> <p>Painel, direção, cadeira e pessoa</p>

Nome da carga	Locais de contato	Detalhes de carga
Força-18		Entidades: 5 face(s) Valor: 6400 N 2 vibradores, motores e estrutura superior
Força-19		Entidades: 5 face(s) Valor: 3000 N Estrutura sobre vibradores
Força-20		Entidades: 2 face(s) Valor: 4500 N Esteira transportadora e recolhedores cheios

Fonte: Elaborado pelo autor.

Apresentou-se no Quadro 8 as forças atuantes no estudo cheio normal e estas forças são válidas para os estudos rodas desalinhadas e cheio inclinado respeitando a modificação natural dos valores devido a inclinação do modelo. Já o estudo vazio sofreu modificações nas forças 3 e 4, listadas no quadro 8, onde alterou-se os valores em módulo de 12000 N para 2000 N e de 3600 N para 500 N, respectivamente.

4.3.3.5 Definição e geração da malha

Outro ponto importante é definir adequadamente as características das malhas geradas para que elas não induzam a erros nos resultados.

Nesta etapa dividiu-se o modelo em elementos finitos com a escolha da malha mista como tipo de malha e aplicou-se um gerador de malha mista com tamanho do elemento variando entre 1,2 mm e 47,0 mm e malha de alta qualidade com densidade de malha fina. As mesmas características de malha foram seguidas em todos os estudos para efeito de correta comparação de resultados após execução dos estudos. Verificou-se a qualidade da malha pelo teste da razão de proporção dos elementos. Para IST Sistemas (2011) os valores de proporção em locais onde as tensões são muito importantes deve ser inferior a 50 e nos demais locais pode chegar a 1000. Encontrou-se um valor médio de 48 na razão de proporção de toda a estrutura analisada o que se mostrou uma malha de boa qualidade. Não se usou controle de malha para refinamento localizado.

Exibiu-se a malha gerada conforme Figura 32. Gerou-se 35121 nós e 102798 elementos apresentando um GL total de 107013.

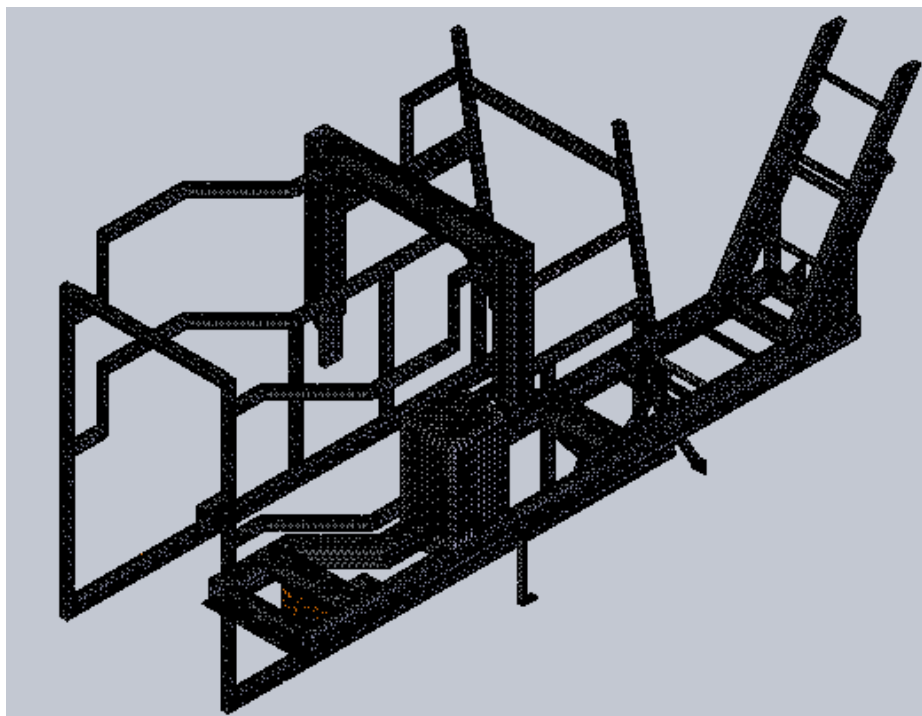


Figura 32 Malha gerada

Fonte: (Elaborado pelo autor).

4.3.3.6 Resolução dos estudos

Na última etapa, realizou-se a resolução das equações pelo software com os cálculos da tensão de Von Mises, deslocamento, deformação e fatores de segurança menores que 20,0 e menores que 5,0 solicitados como resultados plotados.

Para minimizar as possibilidades de erros, cada simulação foi repetida por 5 vezes e os resultados gerados a partir das simulações/estudos são apresentados no capítulo 5.

5 ANÁLISES E RESULTADO

Os resultados gerados foram apresentados por estudos.

5.1 Estudo 1 - Cheio normal com rodas traseiras alinhadas

Para esta simulação a tensão máxima de Von Mises ocorreu próximo à junção da barra da lateral direita superior com a trave como retrata a Figura 33.

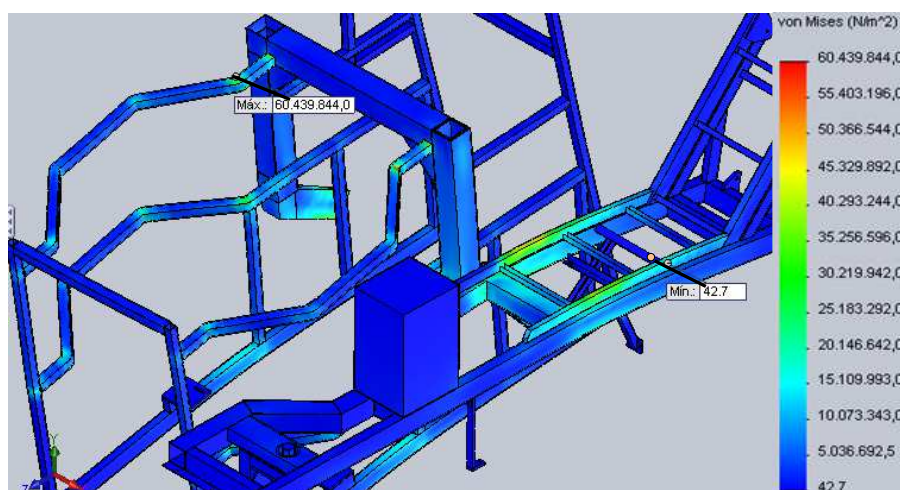


Figura 33 Plotagem de tensão de Von Mises no estudo cheio normal

Fonte: (Elaborado pelo autor).

O deslocamento máximo ocorreu na parte inferior da barra vertical da frente da lateral direita. É importante observar que as barras da frente, tanto barra superior, como lateral direita e lateral esquerda, sofreram maiores deslocamentos conforme mostra a Figura 34.

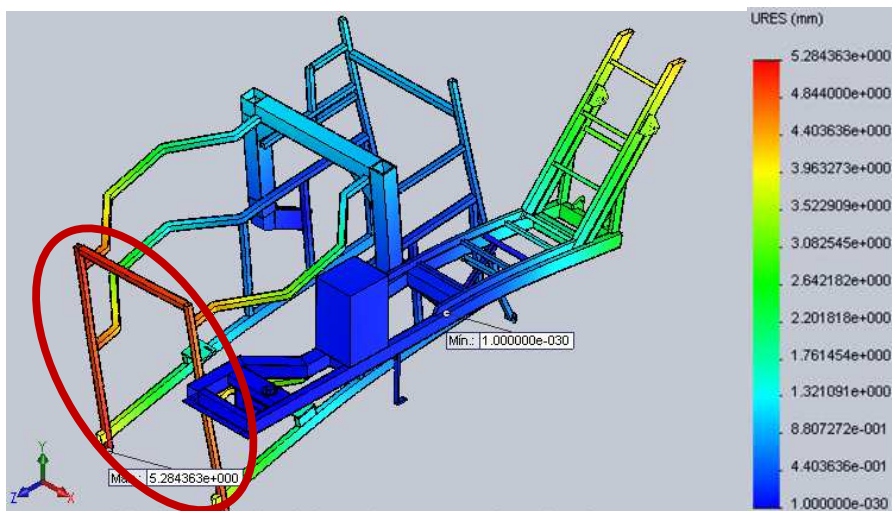


Figura 34 Plotagem de Deslocamento no estudo cheio normal

Fonte: (Elaborado pelo autor).

A deformação máxima ocorreu na parte inferior do chassi do motor, próximo à roda esquerda e a deformação mínima na parte inferior da roda guia como representado na Figura 35.

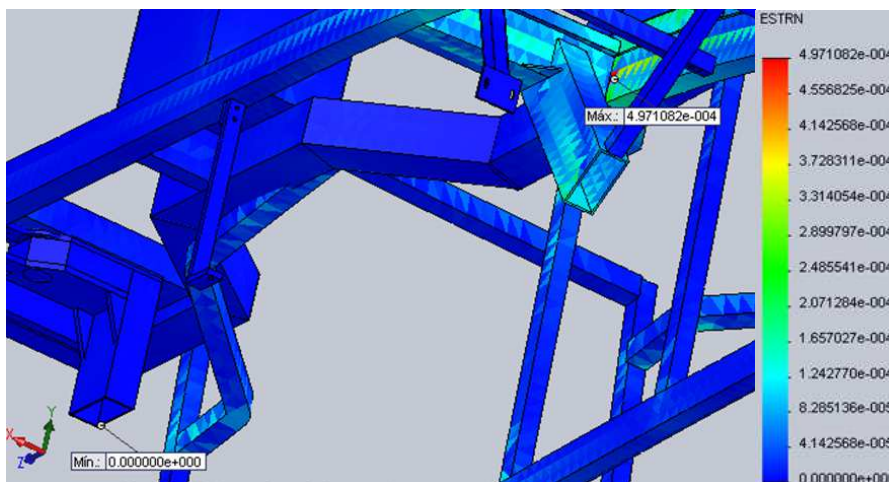


Figura 35 Plotagem de Deformações máximas e mínimas no estudo cheio normal

Fonte: (Elaborado pelo autor).

A Figura 36 mostra outras regiões onde houve grande deformação.

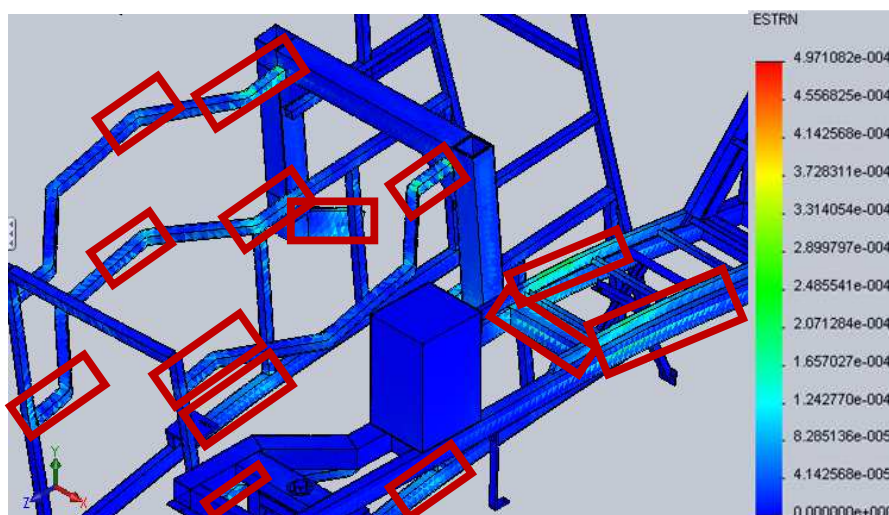


Figura 36 Plotagem de Deformação no estudo cheio normal

Fonte: (Elaborado pelo autor).

Quanto ao fator de segurança, na Figura 37, observaram-se regiões em vermelho com fator menor que 20. Observou-se que os menores fatores de segurança ocorreram nas regiões de grandes tensões e deformações quando comparados aos resultados das Figuras 33 e 36.

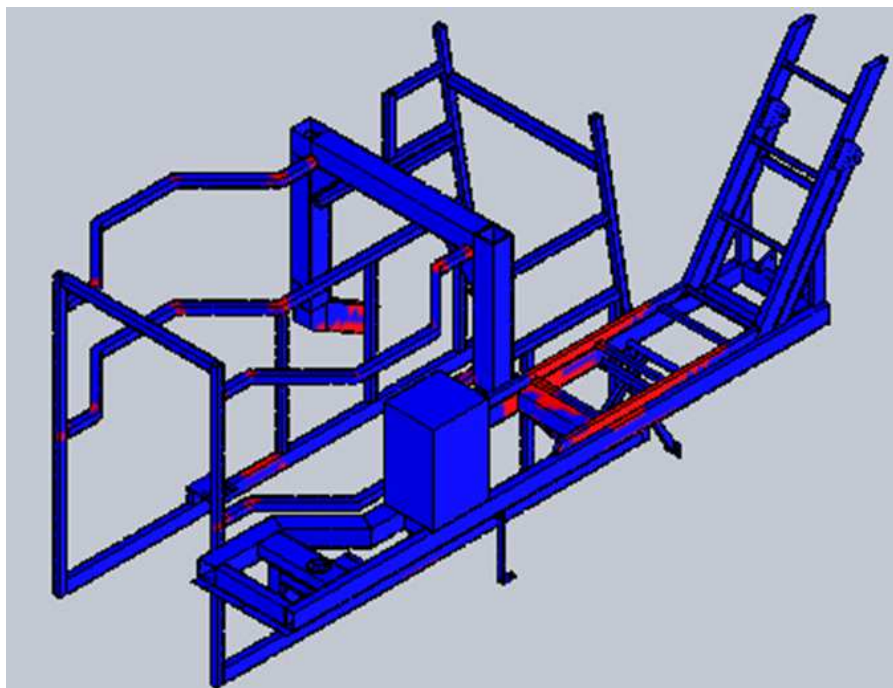


Figura 37 Plotagem de fator de segurança menor que 20 no estudo cheio normal
Fonte: (Elaborado pelo autor).

Para melhor verificar a segurança do projeto, gerou-se os resultados do fator de segurança menor que 5,0 e eles apareceram em 6 pequenas regiões do modelo analisado, de acordo com as Figuras 38, 39, 40 e 41.

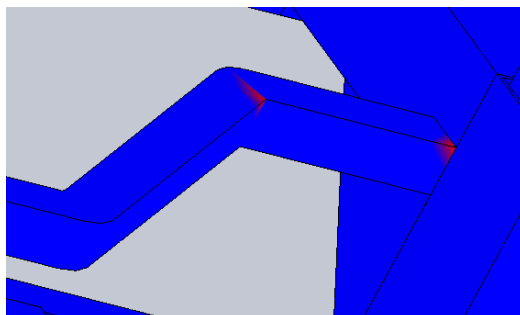


Figura 38 Regiões na lateral esquerda superior externa com trave no estudo cheio normal

Fonte: (Elaborado pelo autor).

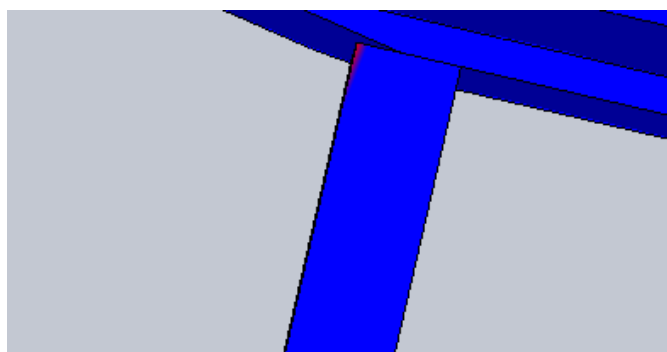


Figura 39 Região na lateral esquerda inferior central externa abaixo da trave no estudo cheio normal

Fonte: (Elaborado pelo autor).

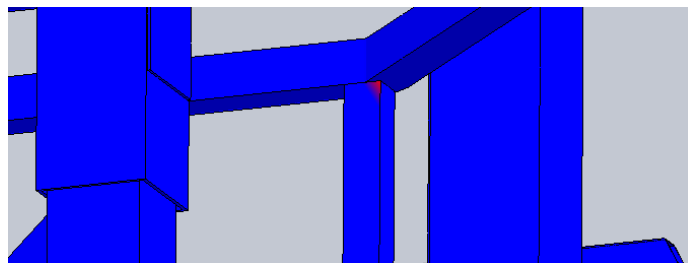


Figura 40 Região na lateral direita inferior central externa abaixo da trave no estudo cheio normal

Fonte: (Elaborado pelo autor).

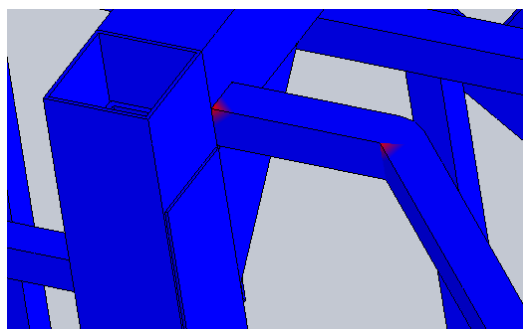


Figura 41 Regiões na lateral direita superior externa com trave no estudo cheio normal

Fonte: (Elaborado pelo autor).

A Figura 42 destaca as regiões que apresentam fator de segurança máximo e mínimo. O fator mínimo de 4,14 foi avaliado na parte superior externa da lateral direita em junção com a trave.

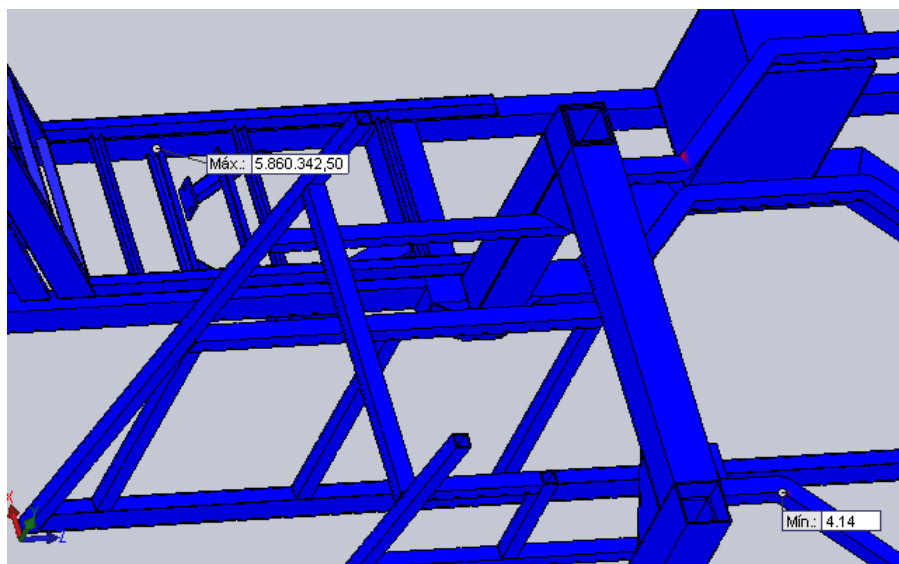


Figura 42 Fatores de segurança máximo e mínimo no estudo cheio normal

Fonte: (Elaborado pelo autor).

5.2 Estudo 2 - Cheio inclinado

Para este estudo apresentou-se os seguintes resultados:

A tensão máxima de Von Mises (em N/m^2) foi localizada lateral direita inferior com peça central vertical, como representado na Figura 43.

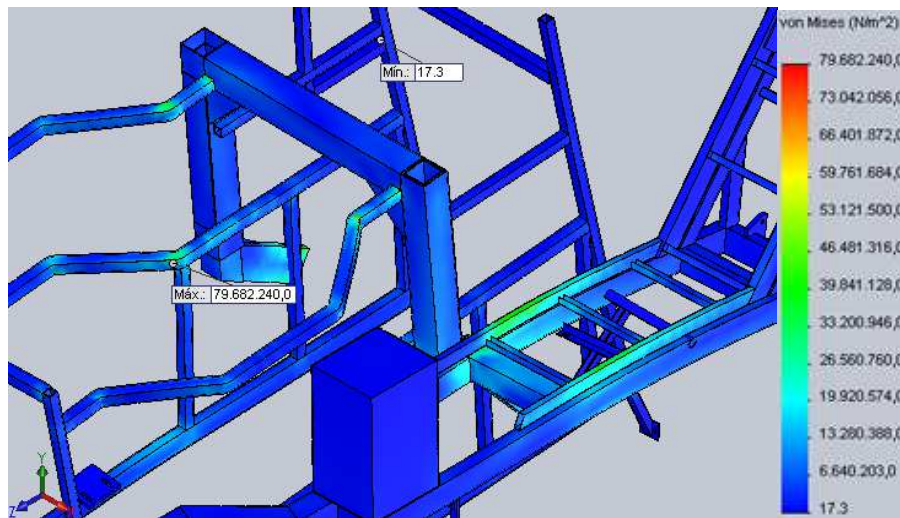


Figura 43 Plotagem de tensão de Von Mises máxima e mínima no estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

A Figura 44 destaca outros locais onde as tensões de Von Mises também apresentaram valores altos.

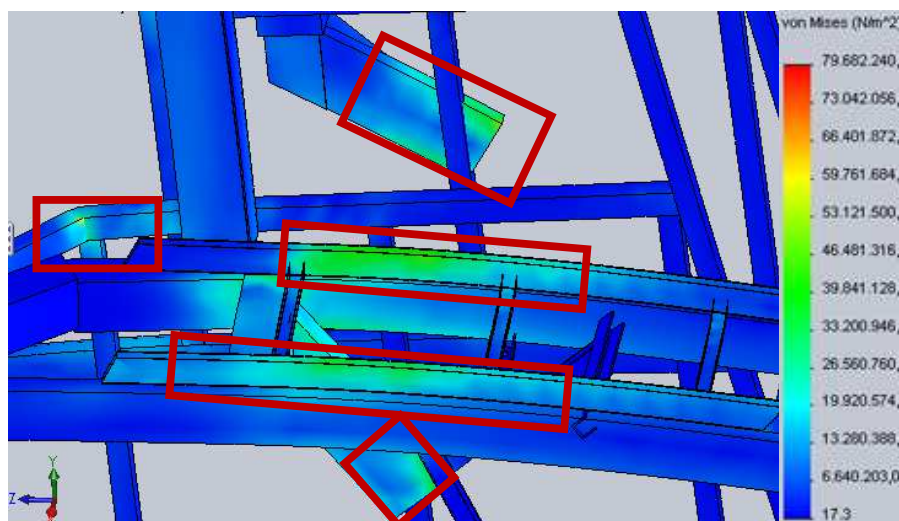


Figura 44 Plotagem de tensão de Von Mises no estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

Os resultados de deslocamentos deste estudo mostram deslocamento máximo na peça frontal superior da lateral direita, como representa a Figura 45.

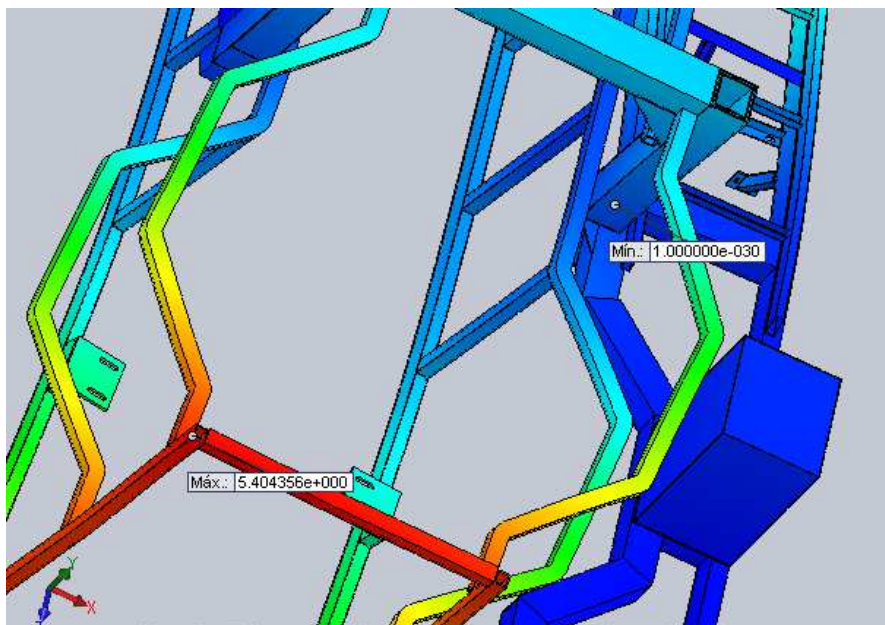


Figura 45 Plotagem de deslocamentos máximo e mínimo no estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

A Figura 46 representa os deslocamentos em todas as partes da estrutura do modelo para o estudo.

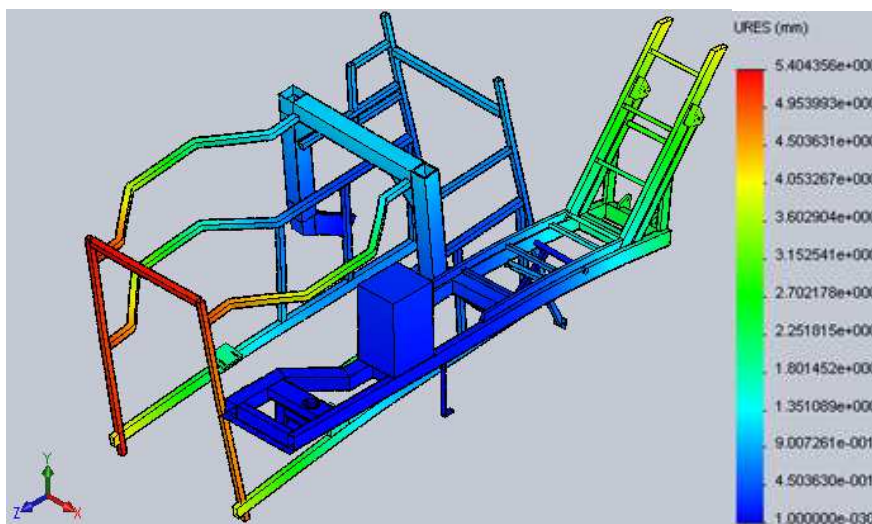


Figura 46 Plotagem de deslocamentos no estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

Os resultados de deformação máxima e mínima na Figura 47 foram apresentados.

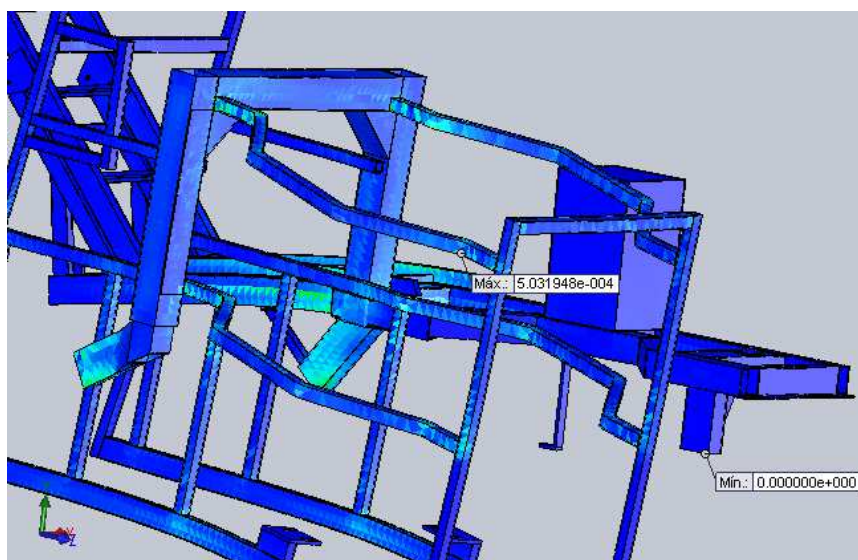


Figura 47 Plotagem de deformação máxima e mínima no estudo cheio inclinado
Fonte: (Elaborado pelo autor).

Na visualização do fator de segurança menor que 5,0 destacou-se as regiões em vermelho das Figuras 48 a 56, totalizando 10 regiões.

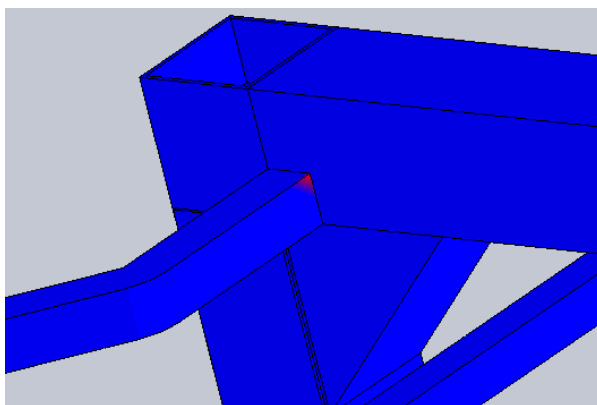


Figura 48 Região na lateral direita superior, parte interna, na junção com trave, do estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

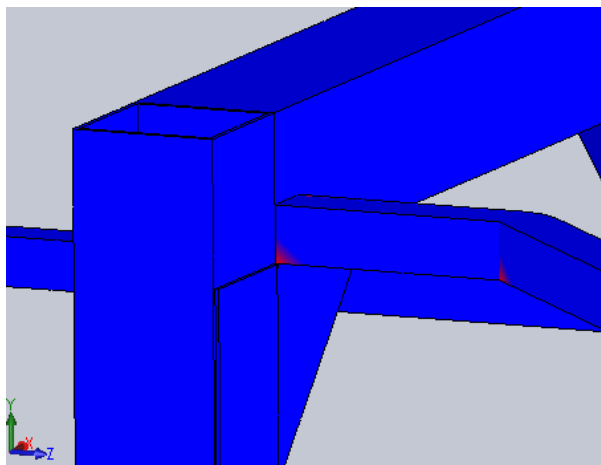


Figura 49 Regiões na lateral direita superior da parte externa, na junção com trave, do estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

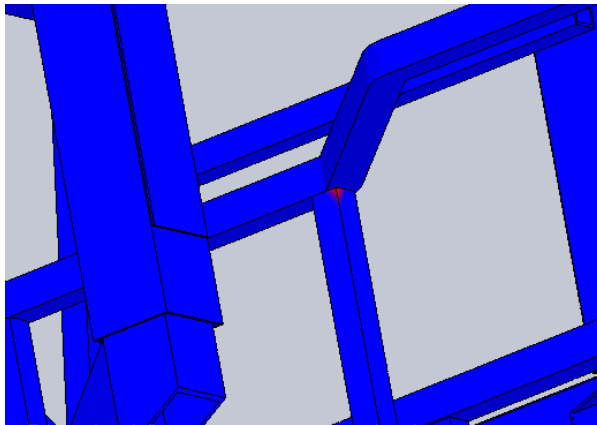


Figura 50 Região na lateral direita inferior, central, externa, abaixo da trave, no estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

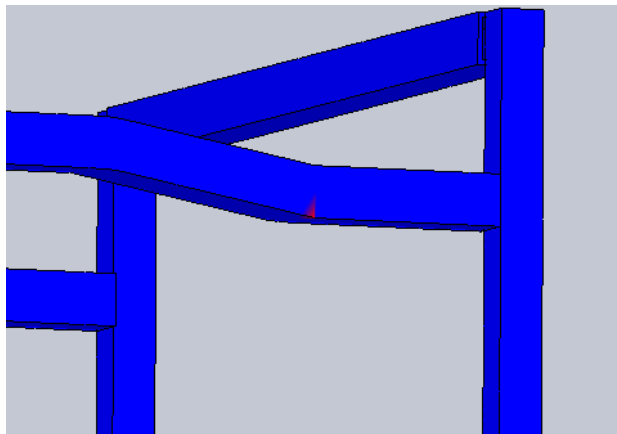


Figura 51 Região na lateral direita superior, parte externa, em junção com a parte frontal, no estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

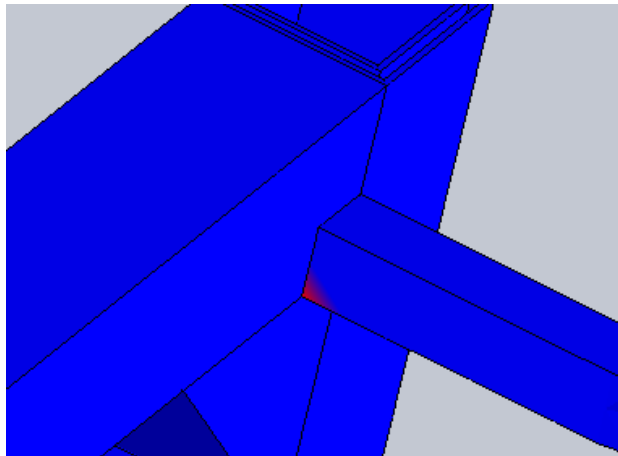


Figura 52 Região na lateral esquerda superior, parte interna em junção com trave, do estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

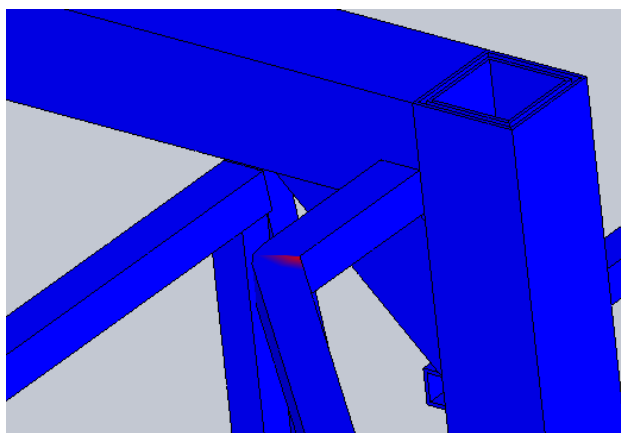


Figura 53 Região na lateral esquerda superior, parte externa em junção com trave, do estudo cheio inclinado

Favor: (Elaborado pelo autor).

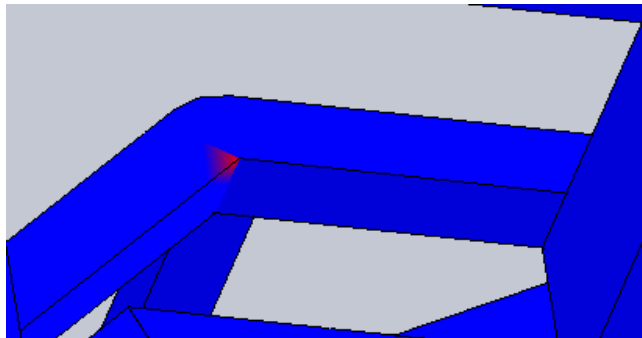


Figura 54 Região na lateral esquerda inferior central externa, abaixo da trave, no estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

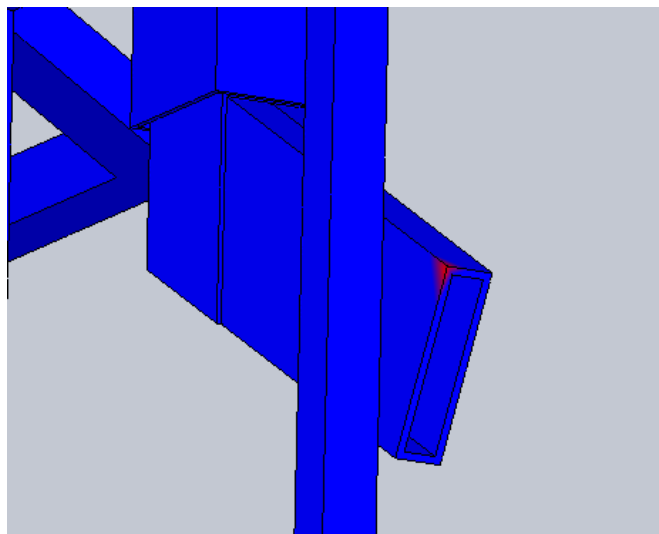


Figura 55 Região na parte interna da roda direita, no estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

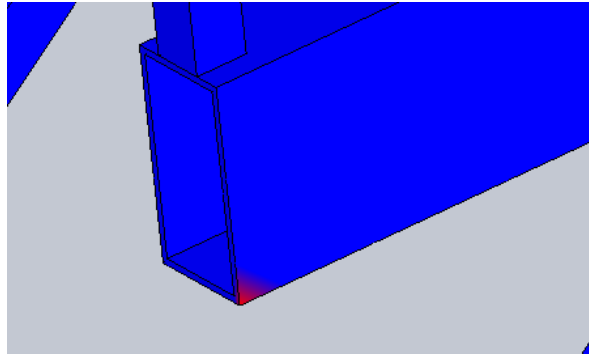


Figura 56 Região na roda esquerda, parte interna, do estudo cheio inclinado
Fonte: (Elaborado pelo autor).

A Figura 57 destaca os pontos de máximos e mínimos fatores de segurança para o estudo, sendo 3,14 o menor fator encontrado na lateral direita inferior, em junção com peça vertical central e o máximo na barra direita traseira.



Figura 57 Fatores de segurança máximo e mínimo no estudo cheio inclinado

Fonte: (Elaborado pelo autor).

5.3 Estudo 3 - Vazio

Para este estudo encontrou-se os resultados:

As tensões de Von Mises mais altas foram destacadas nas regiões da Figura 58.

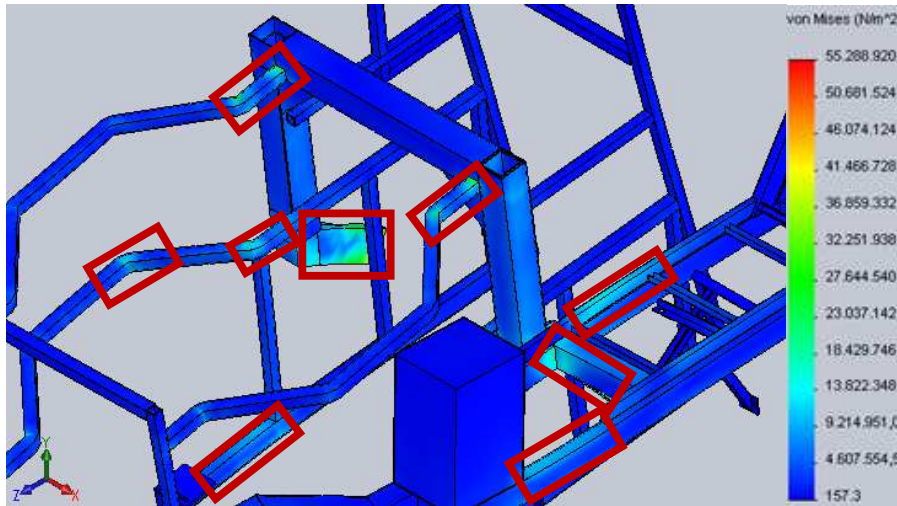


Figura 58 Plotagem de tensão de Von Mises no estudo vazio

Fonte: (Elaborado pelo autor).

A figura 59 mostra que o maior valor de tensão de Von Mises foi encontrado na posição da roda direita da máquina.

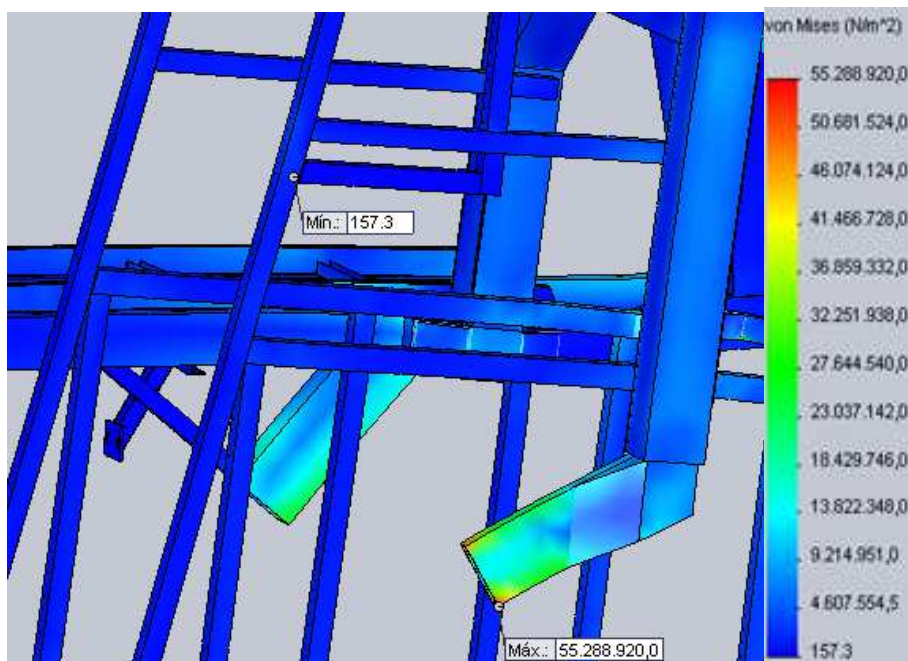


Figura 59 Plotagem de tensão de Von Mises máxima e mínima no estudo vazio
Fonte: (Elaborado pelo autor).

Os deslocamentos máximos (em mm) foram encontrados na região frontal do modelo, incluindo as barras vertical frontal esquerda e direita, com destaque para o maior valor encontrado na peça superior frontal como é ressaltado na Figura 60.

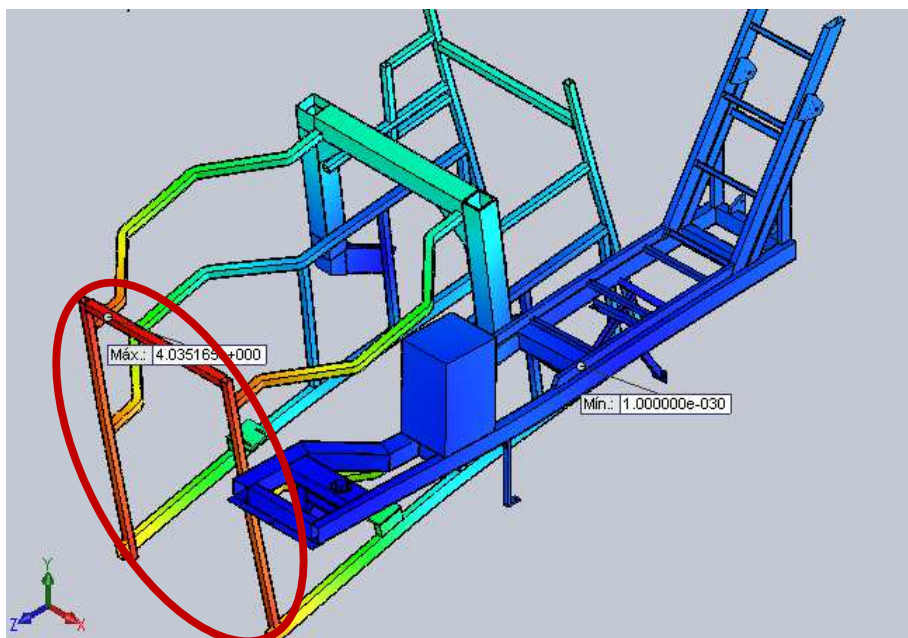


Figura 60 Plotagem de deslocamento máximo e mínimo no estudo vazio

Fonte: (Elaborado pelo autor).

A Figura 61 mostra que as deformações máximas foram encontradas nas guias das rodas traseiras, assim como nas tensões máximas de Von Mises, pois tensão é proporcional à deformação, obedecido o regime elástico do material.

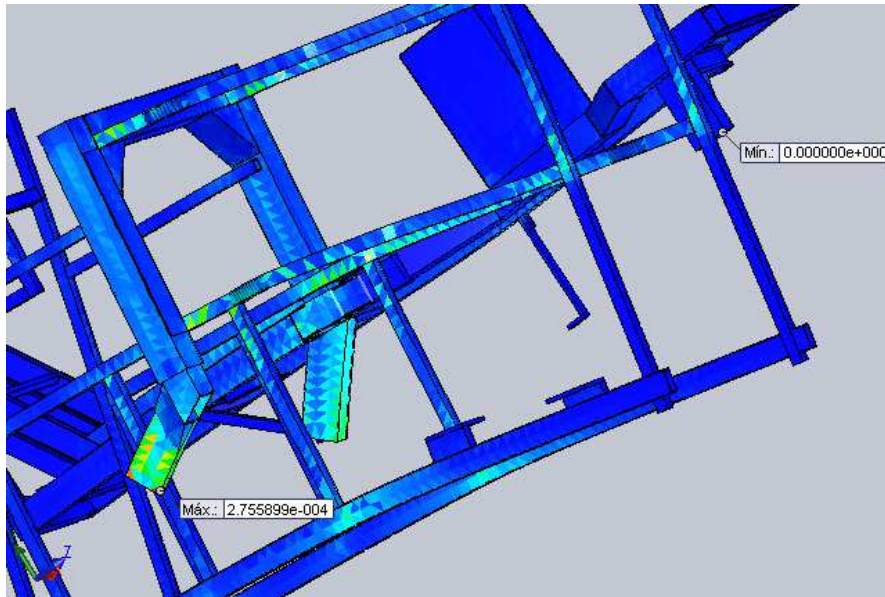


Figura 61 Plotagem de deformação máxima e mínima no estudo vazio

Fonte: (Elaborado pelo autor).

Destacou-se na Figura 62 um único fator de segurança menor que 5,0, encontrado na roda direita, que é o fator mínimo. Ainda de acordo com a Figura 62 verificou-se um grande fator de segurança em determinada parte direita traseira do modelo, o que implica, nesta região, pequenos valores de tensão de Von Mises e deformação.

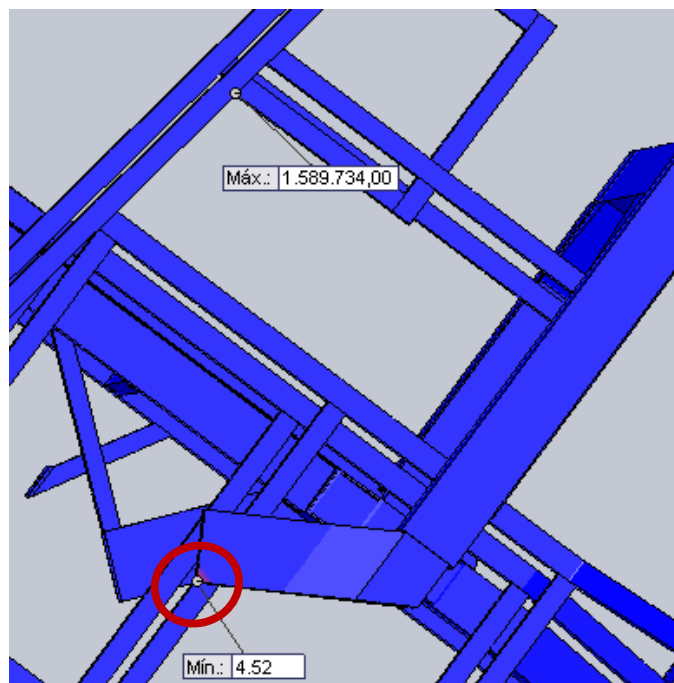


Figura 62 Fatores de segurança máximo e mínimo no estudo vazio

Fonte: (Elaborado pelo autor).

5.4 Estudo 4 – Rodas traseiras desalinhadas

Para este estudo, os resultados foram os seguintes:

Detectou-se a tensão de Von Mises máxima na lateral direita superior, próximo à trave como mostra a Figura 63.

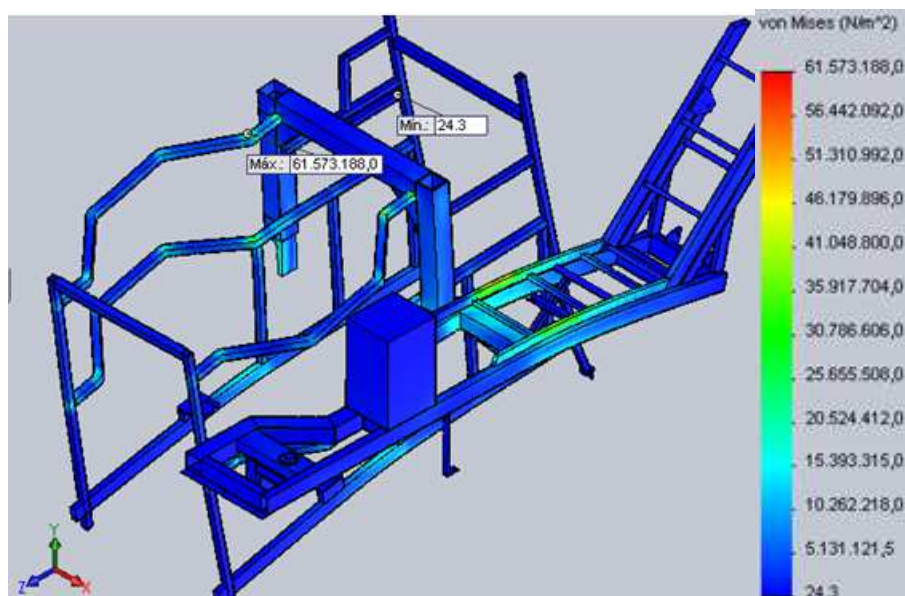


Figura 63 Plotagem de tensão de Von Mises máxima e mínima no estudo rodas desalinhas

Fonte: (Elaborado pelo autor).

Observou-se na Figura 64, um deslocamento máximo na região traseira inclinada do reservatório, o que nos estudos anteriores, foi detectado na região frontal da estrutura. Ainda na Figura 64 notou-se um deslocamento mínimo na região da roda esquerda.

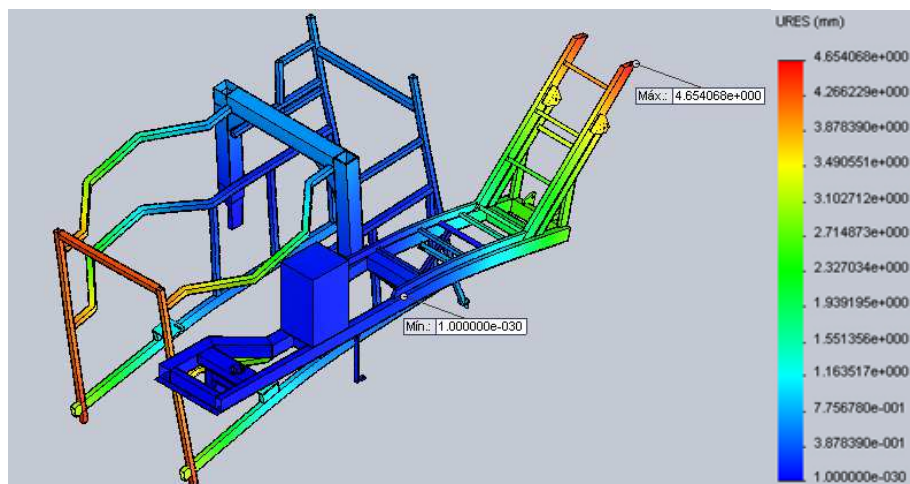


Figura 64 Plotagem de deslocamento máximo e mínimo no estudo rodas desalinhas

Fonte: (Elaborado pelo autor).

Detectou-se deformação mínima na posição da roda dianteira enquanto que a deformação máxima foi encontrada na barra da lateral direita superior com mostra a Figura 65.

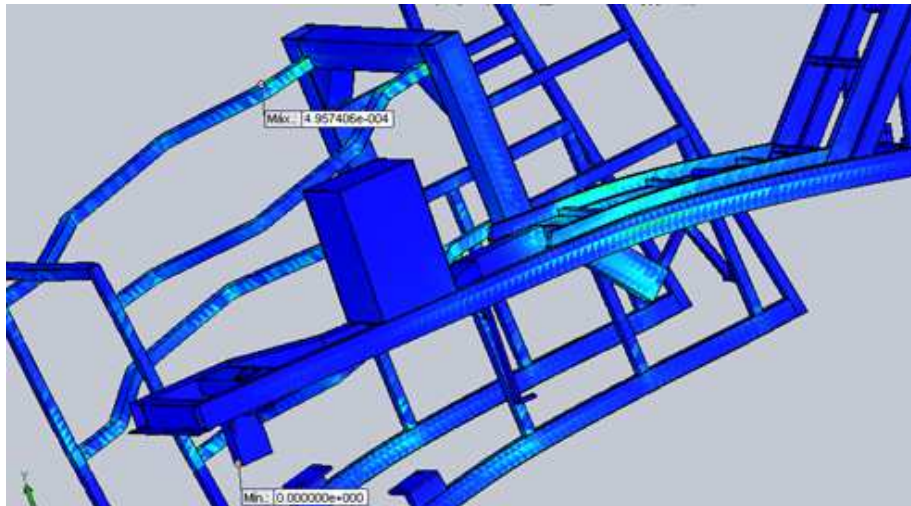


Figura 65 Plotagem de deformação máxima e mínima no estudo rodas desalinhadas

Fonte: (Elaborado pelo autor).

- Na análise dos fatores de segurança menores que 5,0 detectou-se 5 regiões que obedecem esta condição como representado nas Figuras, 66, 67, 68 e 69.

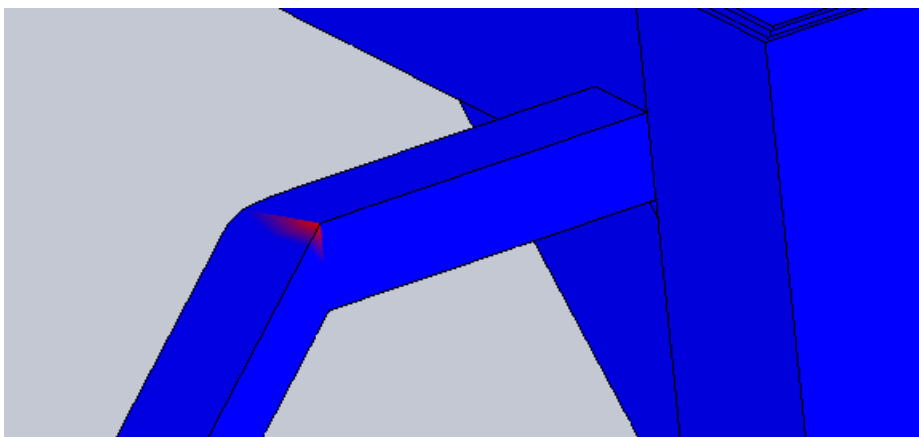


Figura 66 Região na lateral esquerda superior externa com trave, para o estudo rodas desalinhadas

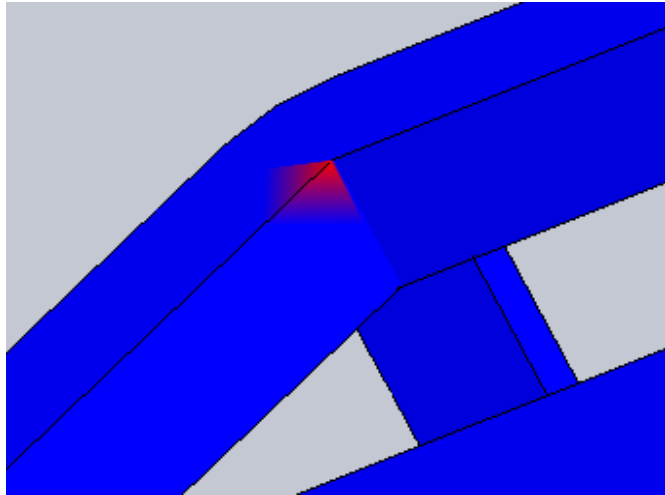


Figura 67 Região na lateral esquerda inferior, central e externa, para o estudo rodas desalinhadas

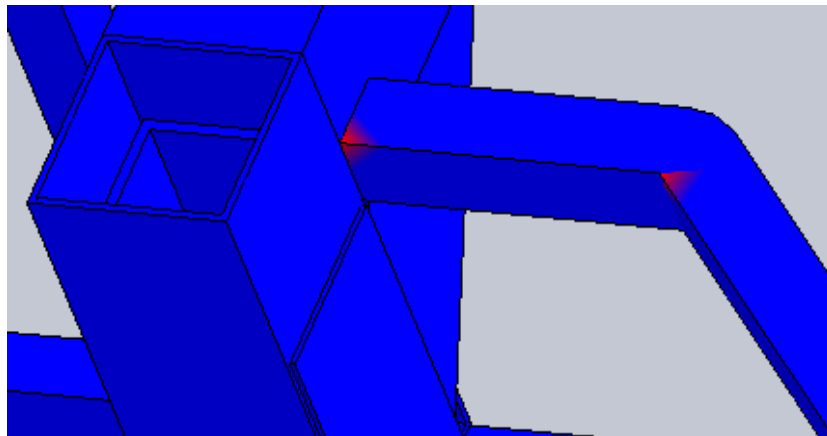


Figura 68 Regiões na lateral direita superior externa com trave, para o estudo rodas desalinhadas

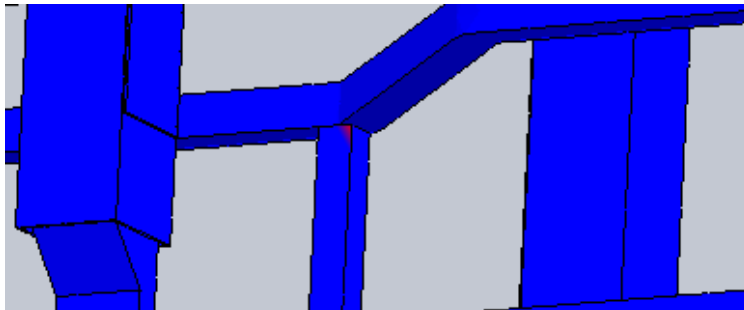


Figura 69 Região na lateral direita inferior, central e externa, para o estudo rodas desalinhadas

Na Figura 70 os fatores mínimos e máximos foram mostrados encontrados, onde se observou um fator máximo em posição na lateral esquerda superior traseira e o fator mínimo na parte externa da lateral direita superior.

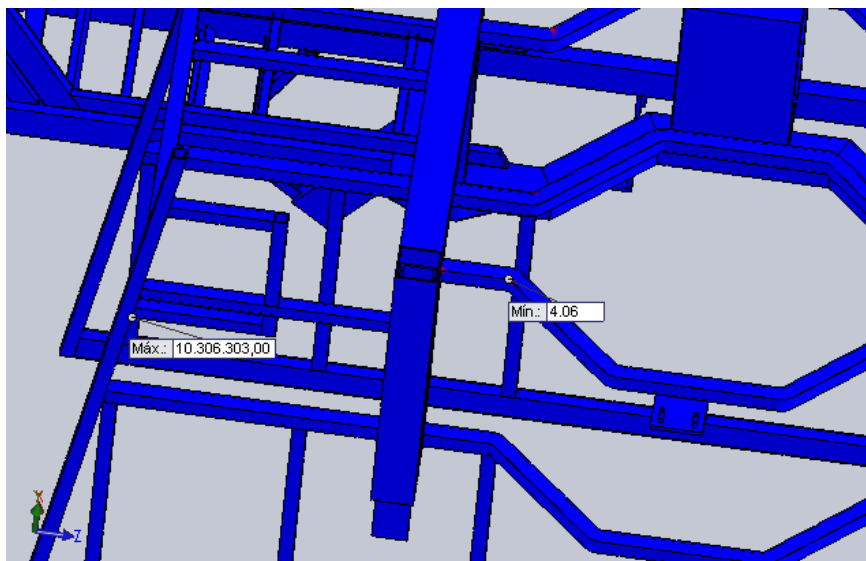


Figura 70 Fatores de segurança máximo e mínimo para o estudo rodas desalinhadas

Fonte: (Elaborado pelo autor).

O Gráfico 1 mostra que o maior valor da tensão máxima de Von Mises ocorreu no estudo cheio inclinado e o menor valor no estudo vazio.

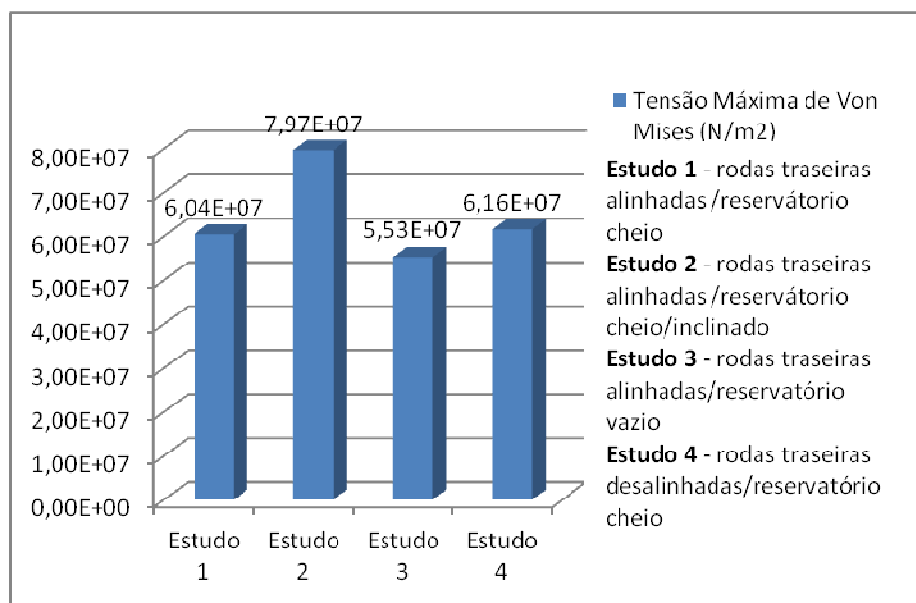


Gráfico 1 Comparativo de tensões máximas de Von Mises por tipo de estudo

O Gráfico 2 mostra que o maior valor da tensão média de Von Mises ocorreu no estudo cheio inclinado e o menor valor no estudo vazio. Observou-se comparando o estudo 4 com o estudo 1, que embora o estudo 4 apresente-se maior valor de tensão máxima (gráfico 1), o mesmo apresentou valor menor de tensão média (gráfico 2), mostrando melhores distribuições de tensão no estudo com rodas desalinhadas, onde houve um decréscimo de aproximadamente 4,5% no valor da tensão média.

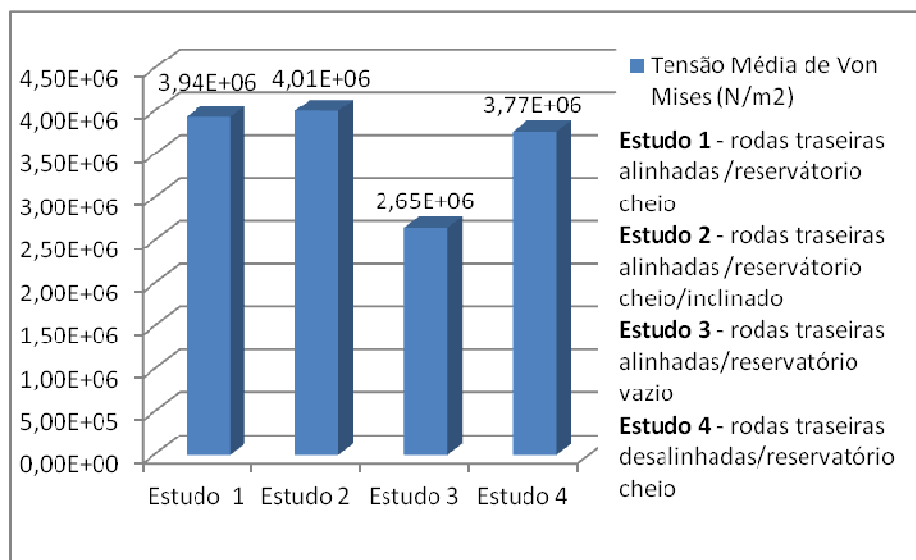


Gráfico 2 Comparativo de tensões médias de Von Mises por tipo de estudo

O Gráfico 3 mostra que o maior valor do deslocamento ocorreu no estudo cheio inclinado e o menor valor no estudo vazio. Ainda no gráfico 3 verificou-se que o estudo rodas desalinhadas apresentou menores valores de deslocamento máximo comparado ao estudo cheio normal.

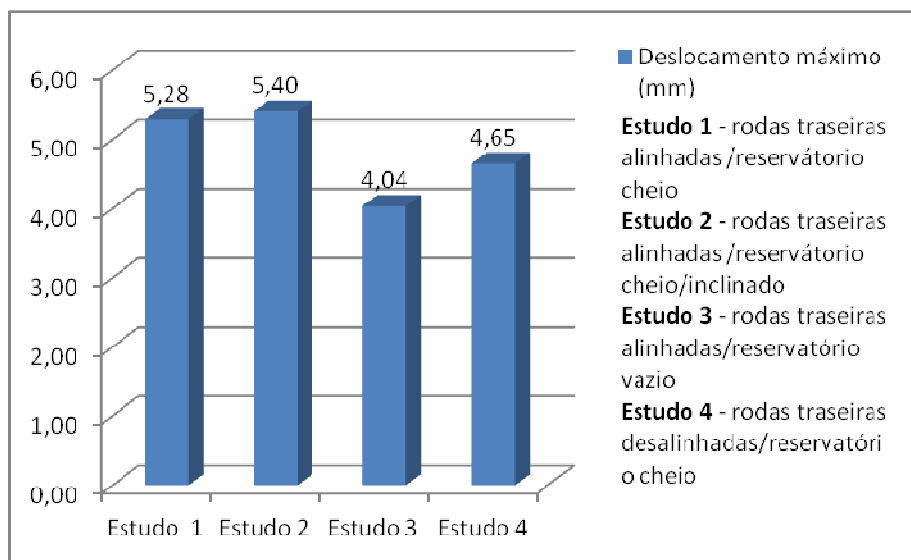


Gráfico 3 Comparativo de deslocamentos máximos por tipo de estudo

O Gráfico 4 mostra que o maior valor da deformação máxima ocorreu novamente no estudo cheio inclinado e o menor valor no estudo vazio. Ainda no gráfico 4, o estudo 4 apresentou menor valor de deformação em relação ao estudo 1 com uma diferença pequena de menos de 0,1%.

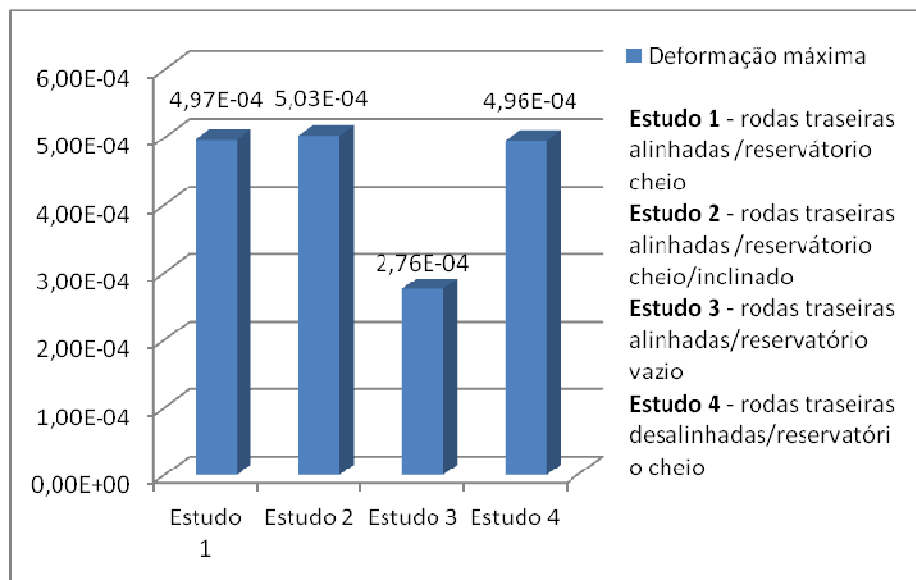


Gráfico 4 Comparativo de deformações máximas por tipo de estudo

Observou-se que o perfil de comparação dos gráficos de tensão de Von Mises média no Gráfico 2, deslocamento máximo no Gráfico 3 e deformação máxima no Gráfico 4, são semelhantes.

Comparou-se o fator mínimo de todos os estudos no Gráfico 5 e observou-se que o menor fator foi encontrado no estudo cheio inclinado, que possuía os maiores valores de tensão de Von Mises, deslocamento e deformação e o maior fator mínimo ocorreu no estudo vazio, que apresentou os menores valores de tensão de Von Mises, deslocamento e deformação. Menor fator mínimo indica que a estrutura está sendo mais solicitada em termos de tensões.

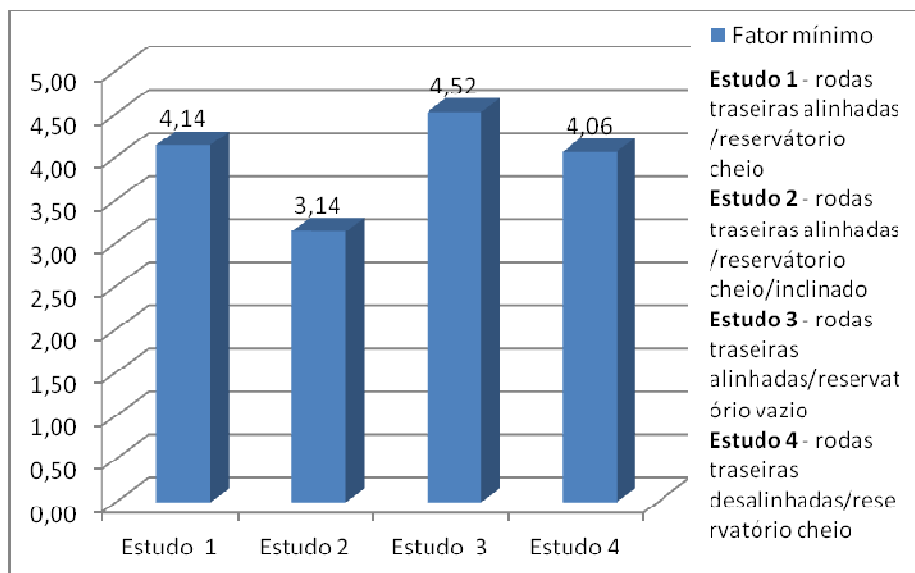


Gráfico 5 Comparativo do fator de segurança mínimo por tipo de estudo

Comparou-se o fator de segurança médio de todos os estudos no Gráfico 6 e observou-se que o perfil do fator médio foi diferente do perfil do fator máximo encontrado no gráfico 5. Ainda no gráfico 6 observou-se que o estudo 4 apresentou maior fator de segurança médio quando comparado ao estudo das rodas alinhadas (aumento de aproximadamente 4,5%), significando melhores condições de segurança/distribuição de cargas no estudo das rodas desalinhadas.

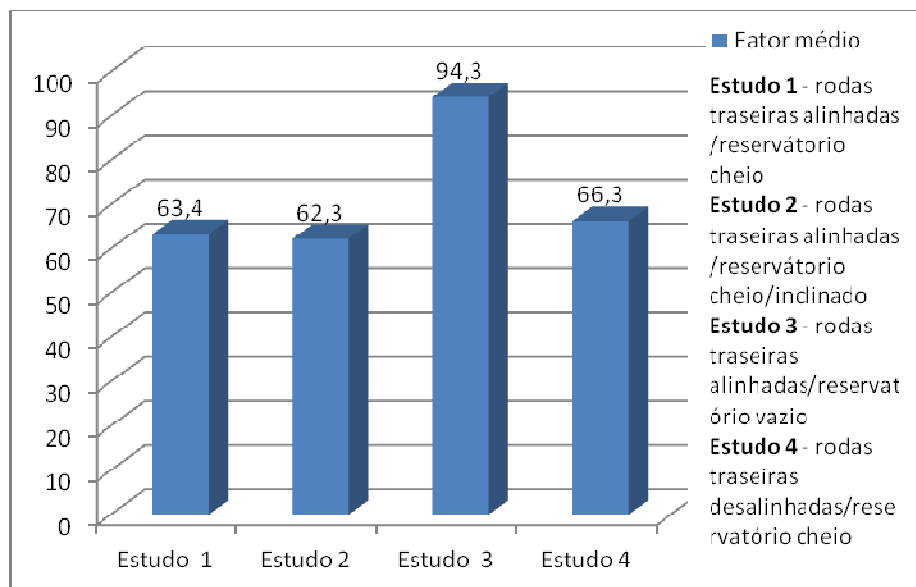


Gráfico 6 Comparativo do fator de segurança médio por tipo de estudo

O Gráfico 7 mostra que o estudo inclinado apresentou dez regiões com fator de segurança menor que 5,0 comparado ao estudo vazio que apresentou somente uma região com fator de segurança menor que 5,0. Ainda no gráfico 7 verificou-se que o estudo rodas desalinhadas apresentou uma redução de 6 para 5 no número de regiões com fator menor que 5, comparado ao estudo cheio normal.

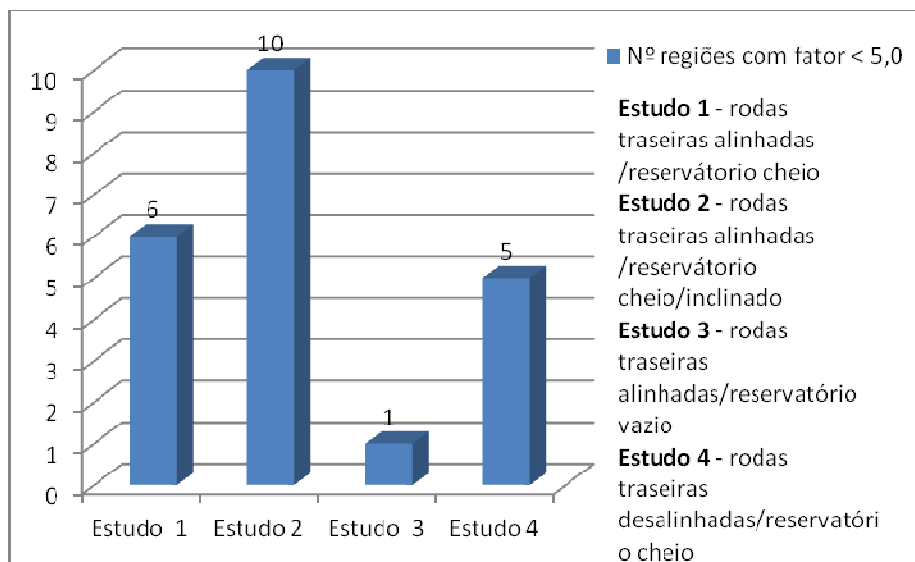


Gráfico 7 Comparativo entre estudos de acordo número de regiões onde o fator de segurança é menor que 5,0

O Gráfico 8 mostrou, para o estudo cheio normal, que as laterais direita e esquerda apresentaram maiores valores de tensão máxima de Von Mises, embora o maior valor de tensão média foi encontrado na roda esquerda.

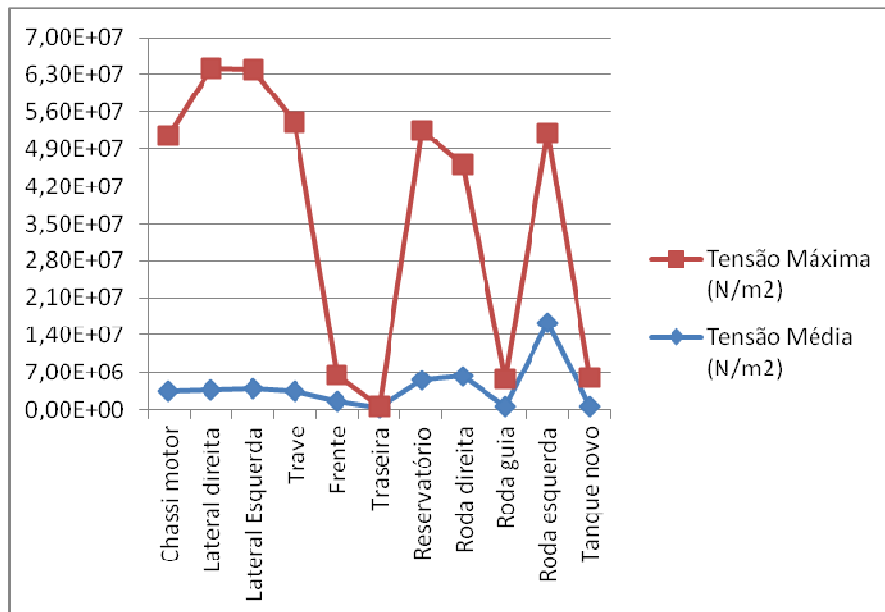


Gráfico 8 Tensões por partes do modelo no estudo cheio normal

O Gráfico 9 mostrou, para o estudo cheio inclinado, que a lateral direita apresentou maior valor de tensão máxima de Von Mises, embora o maior valor de tensão média foi encontrado novamente na roda esquerda.

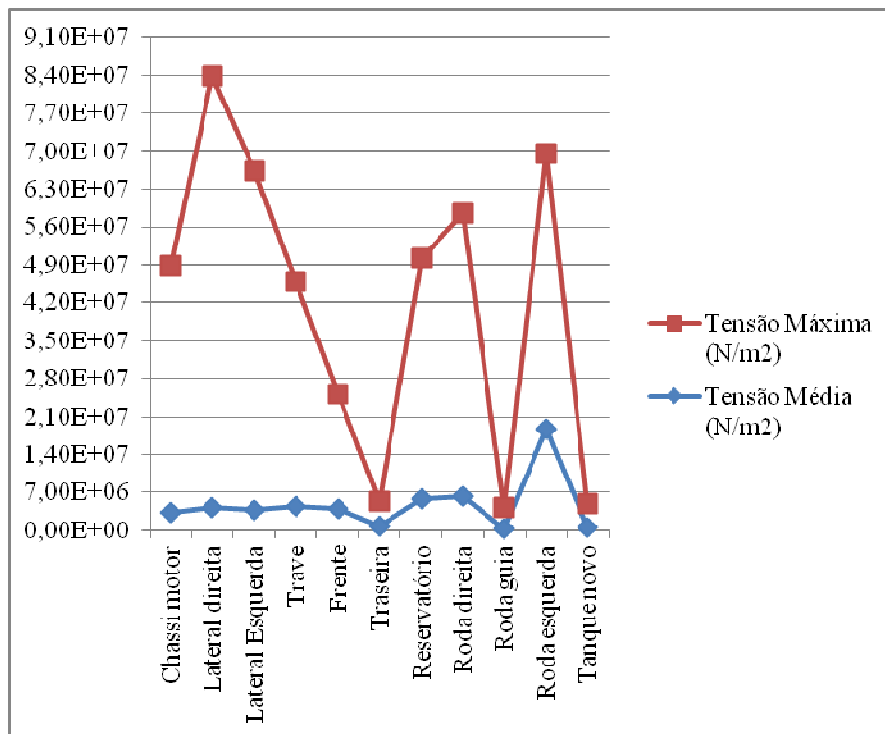


Gráfico 9 Tensões por partes do modelo no estudo cheio inclinado

O Gráfico 10 mostrou, para o estudo vazio, que a roda direita apresentou maior valor de tensão máxima de Von Mises, embora o maior valor de tensão média fosse encontrado novamente na roda esquerda.

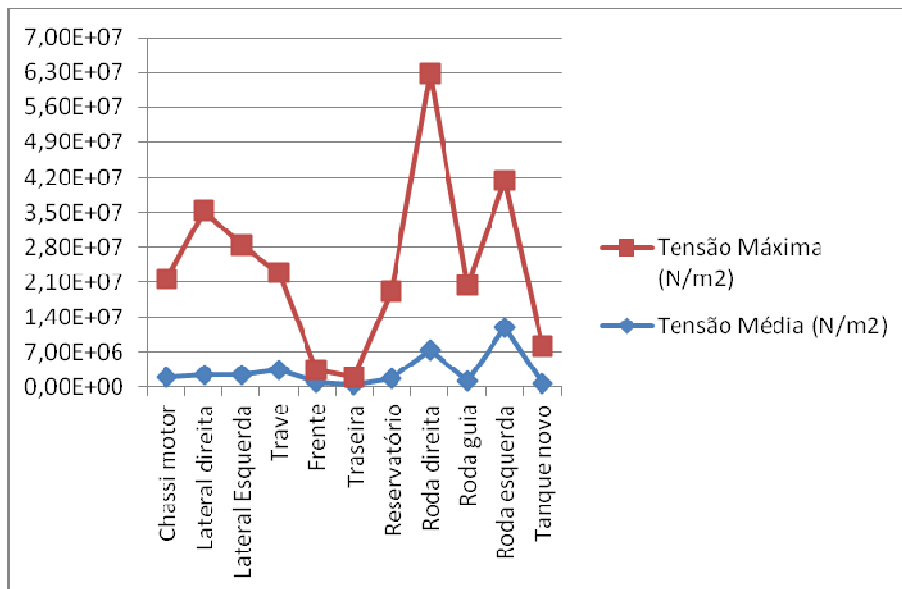


Gráfico 10 Tensões por partes do modelo no estudo vazio

O Gráfico 11 mostrou, para o estudo rodas desalinhadas, que as laterais da direita e esquerda apresentaram maiores valores de tensão máxima de Von Mises, embora o maior valor de tensão média fosse encontrado novamente na roda esquerda.

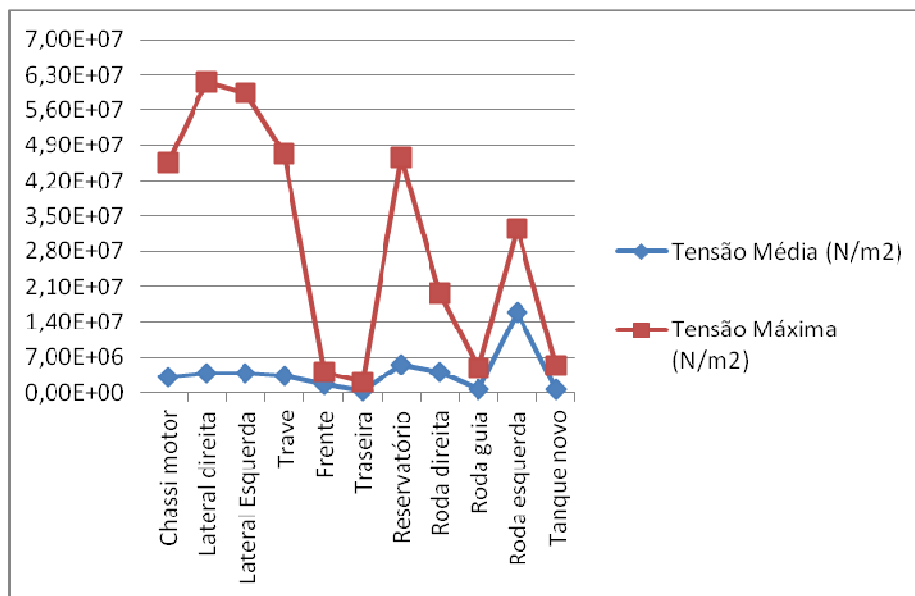


Gráfico 11 Tensões por partes do modelo no estudo rodas desalinhadas

Comparando -se os Gráficos 8, 9, 10,11 de todos os quatro estudos e em todos eles a roda esquerda apresentou sempre os maiores valores de tensão média e também altos valores de tensão máxima. Ainda comparando os Gráficos 8, 9, 10 e 11 verificou-se que, das três rodas, a roda guia apresentou sempre baixos valores de tensão máxima de Von Mises e tensão média, até mesmo comparando a roda guia com outras partes da estrutura do modelo da máquina.

Apresentou-se nos gráficos de 12 a 21 as tensões máximas e médias em cada subconjunto por tipo de estudo.

Mostrou-se no Gráfico 12, para o chassi do motor, que o maior valor de tensão máxima ocorreu no estudo cheio normal e o menor valor no estudo vazio. Ainda no Gráfico 12, o maior valor de tensão média ocorreu no estudo cheio inclinado e o menor no estudo vazio.

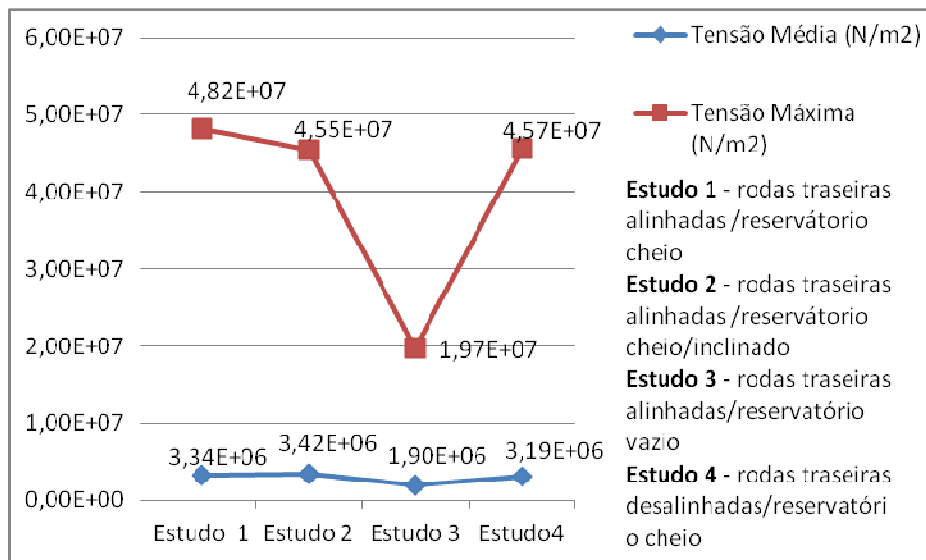


Gráfico 12 Tensões no chassi do motor por tipo de estudo

Pelo Gráfico 13, na análise da lateral direita, se observou maiores valores de tensão máxima e média no estudo cheio inclinado e menores valores de tensão máxima e média no estudo vazio.

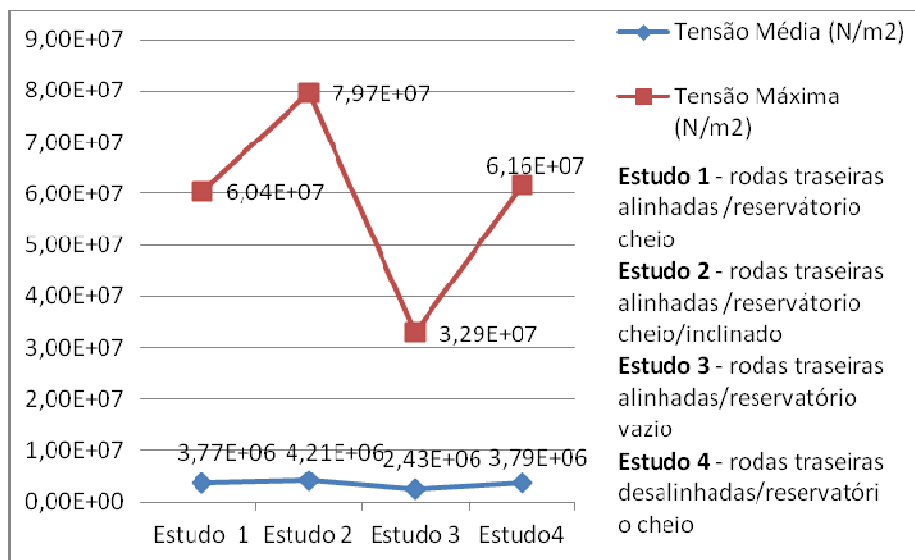


Gráfico 13 Tensões na lateral direita por tipo de estudo

Pelo Gráfico 14, na análise da lateral esquerda, observou-se maior tensão máxima no estudo cheio inclinada, enquanto que a maior tensão média ocorreu no estudo cheio normal e menores valores de tensão máxima e média no estudo vazio.

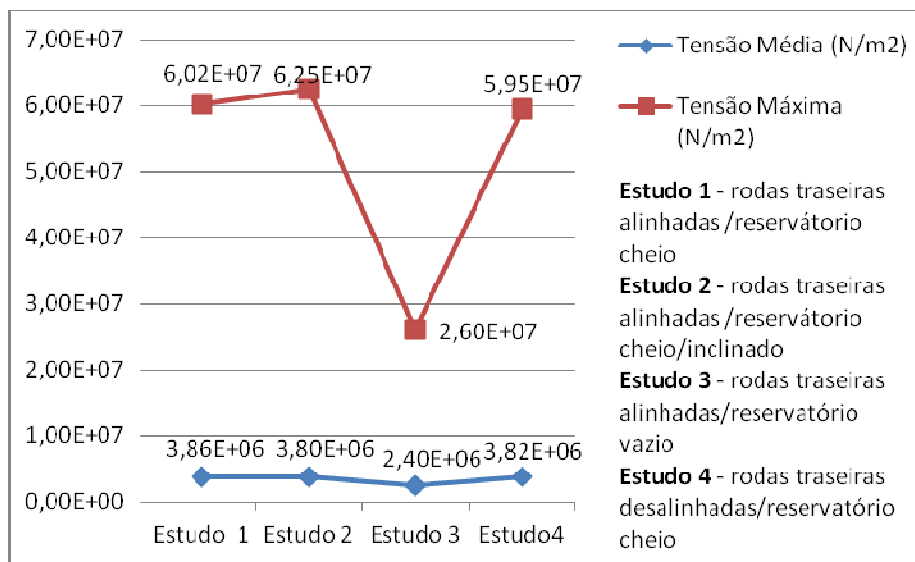


Gráfico 14 Tensões na lateral esquerda por tipo de estudo

Pelo Gráfico 15, na análise da trave, observou-se maior tensão máxima no estudo cheio normal e menor tensão máxima no estudo vazio, enquanto que a maior tensão média ocorreu no estudo cheio inclinado e o menor valor de tensão média ocorreu no estudo rodas desalinhadas.

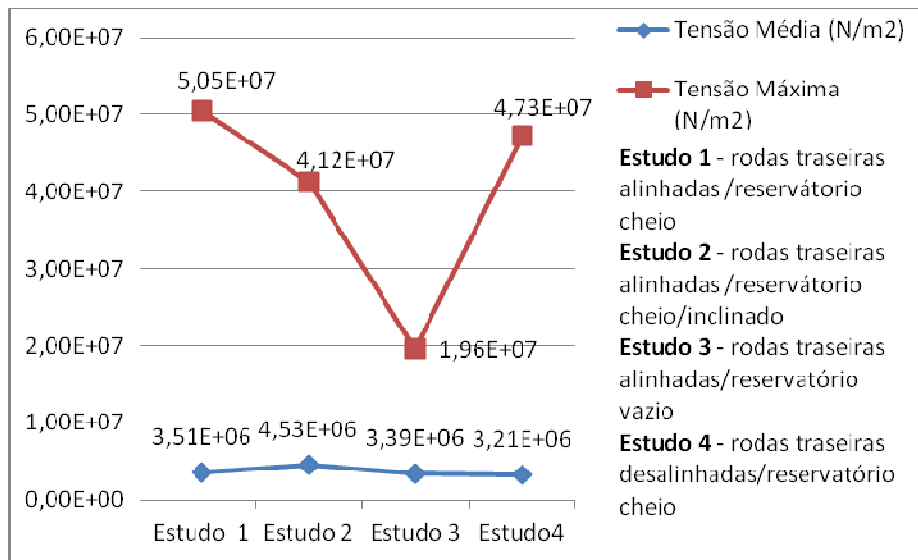


Gráfico 15 Tensões na trave por tipo de estudo

Pelo Gráfico 16, na análise da frente, observou-se maior valor de tensão máxima e média no estudo cheio inclinada e menores valores de tensão máxima e média no estudo vazio.

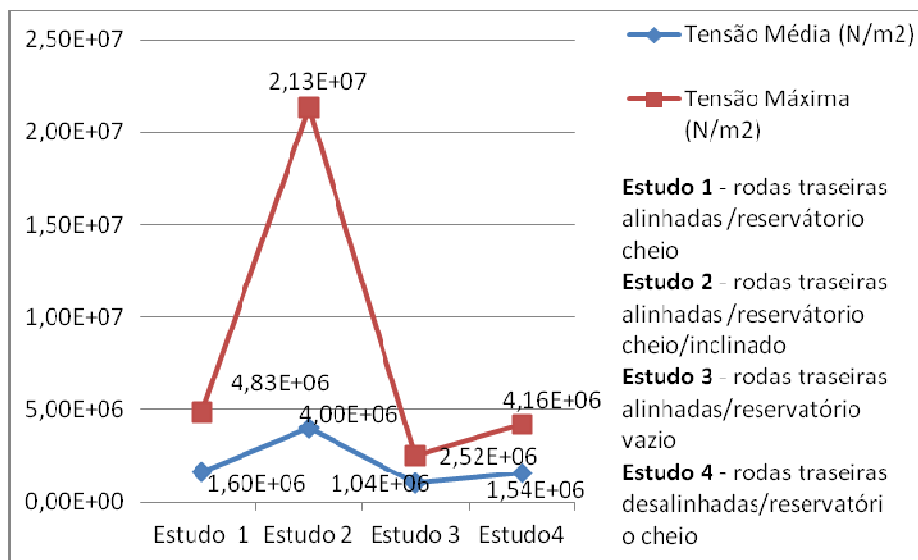


Gráfico 16 Tensões na frente por tipo de estudo

Pelo Gráfico 17, na análise da traseira, observou-se maior valor de tensão máxima e média no estudo cheio inclinada e menores valores de tensão máxima e média no estudo cheio normal.

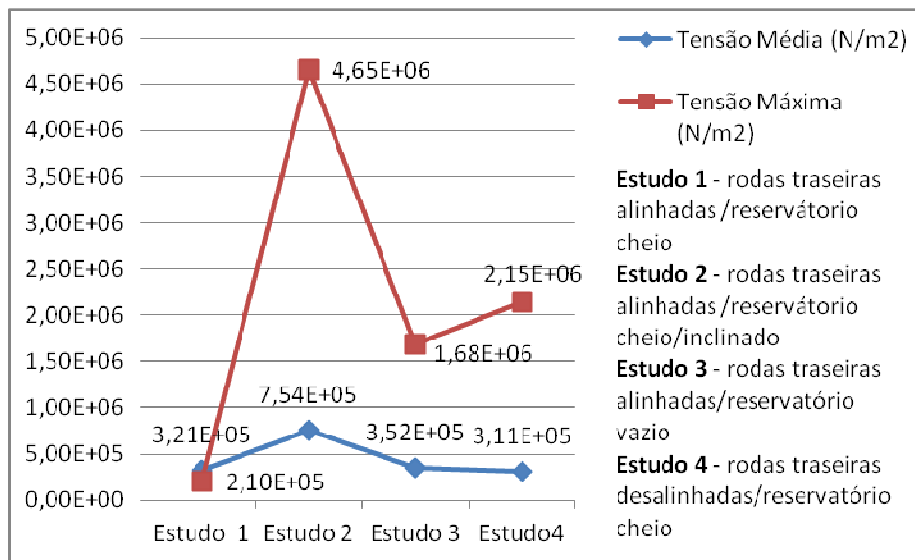


Gráfico 17 Tensões na traseira por tipo de estudo

Pelo Gráfico 18, na análise do reservatório de café, observou-se maior valor de tensão máxima no estudo cheio normal e maior valor de tensão média no estudo cheio inclinada e menores valores de tensão máxima e média no estudo vazio.

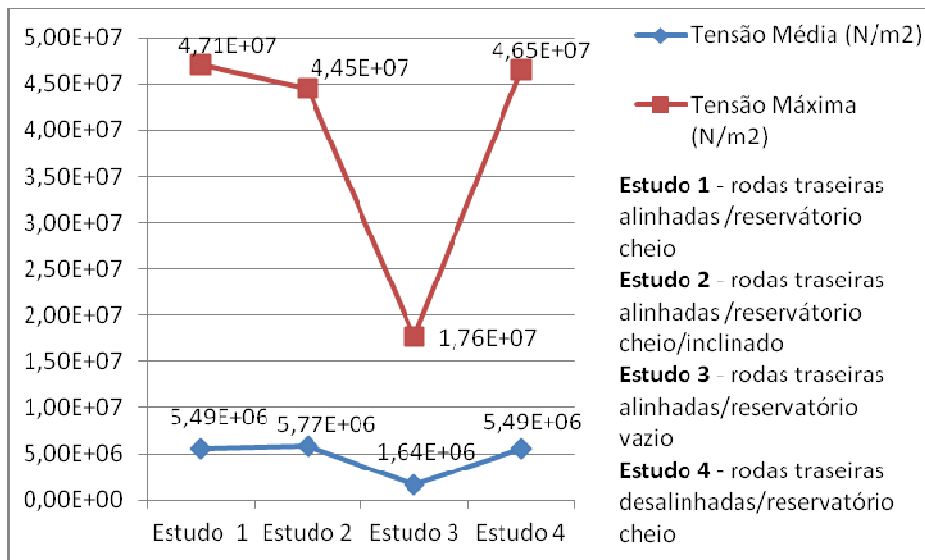


Gráfico 18 Tensões no reservatório de café por tipo de estudo

Pelo Gráfico 19, na análise da roda direita, se observou maiores valores de tensão máxima e média no estudo vazio e menores valores de tensão máxima e média no estudo rodas desalinhadas.

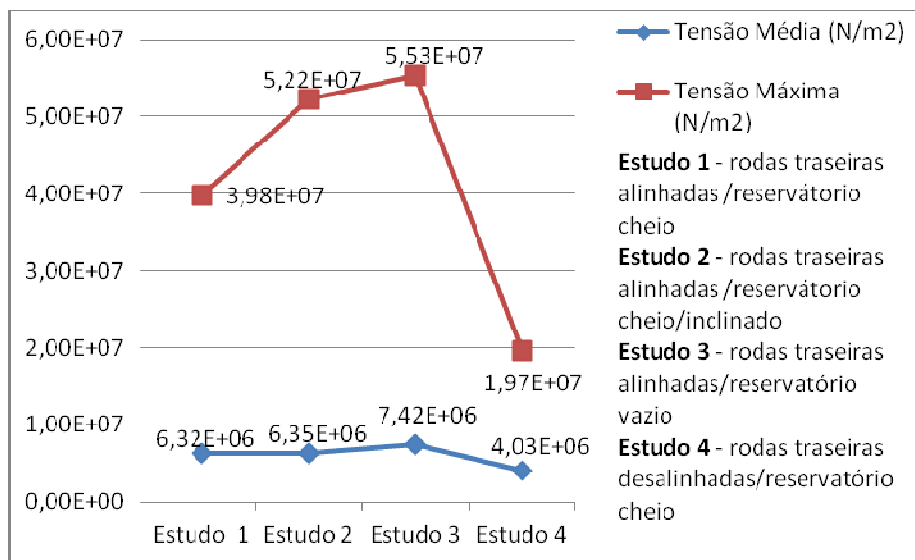


Gráfico 19 Tensões na roda direita por tipo de estudo

Pelo Gráfico 20, na análise da roda guia, se observou maiores valores de tensão máxima e média no estudo vazio, pois o reservatório de café estava vazio, propiciando a influência maior de outras forças em outras parte da estrutura como a roda guia. Encontrou-se e menores valores de tensão máxima e média no estudo cheio inclinado.

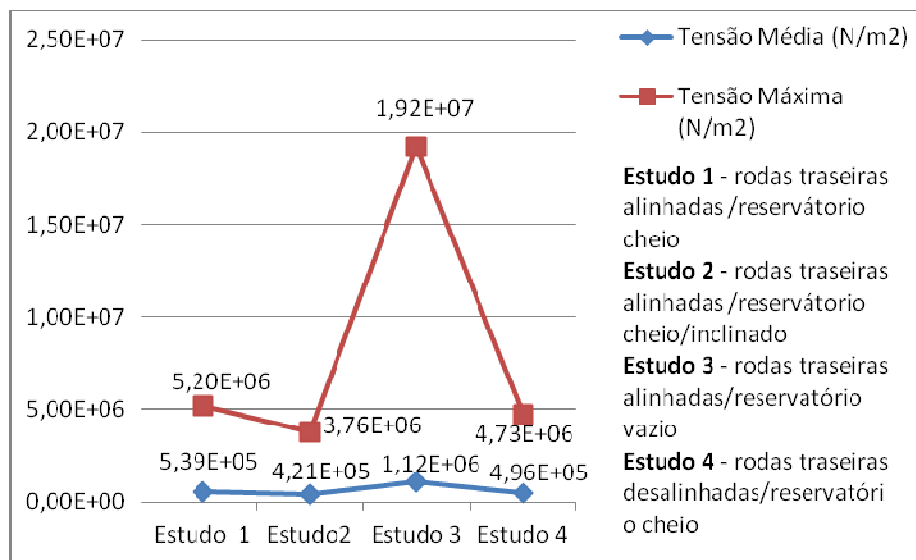


Gráfico 20 Tensões na roda guia por tipo de estudo

Pelo Gráfico 21, na análise da roda esquerda, se observou maiores valores de tensão máxima e média no estudo cheio inclinada e menores valores de tensão máxima e média no estudo vazio.

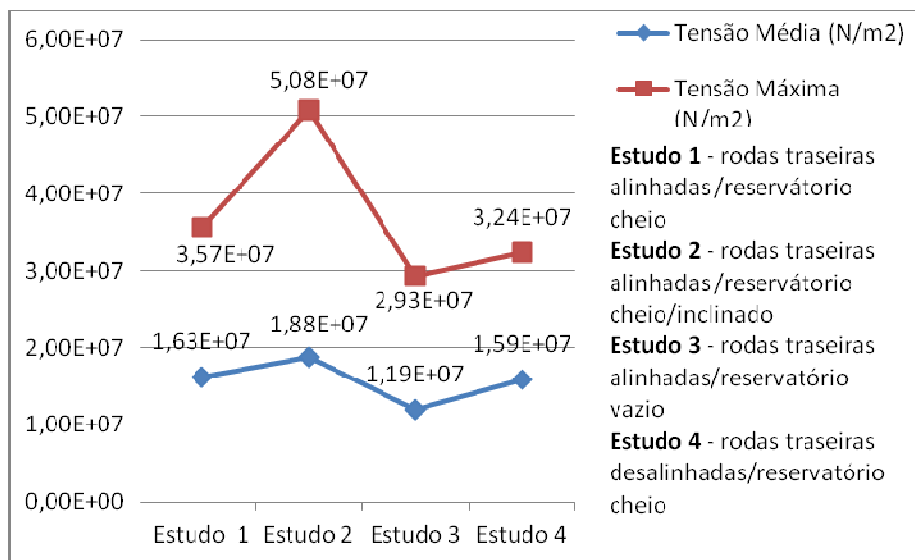


Gráfico 21 Tensões na roda esquerda por tipo de estudo

Analisaram-se os Gráficos de 12 a 21 e observou-se que a tensão média foi menor em 7 das 10 partes analisadas no estudo rodas desalinhadas (estudo 4) comparado ao estudo cheio normal (estudo 1).

Os valores das tensões máximas e médias dos estudos cheio normal e rodas desalinhadas apresentadas nos Gráficos 19, 20 e 21 foram comparados e se verificou que o estudo rodas desalinhadas apresentou menores valores nas três rodas, indicando melhor distribuição de tensões no estudo rodas desalinhadas.

6 CONCLUSÃO

Quanto aos resultados, o estudo vazio apresentou somente uma região com fator de segurança menor que 5,0. Já o estudo cheio inclinado apresentou 10 regiões com fator abaixo de 5,0, apresentando o menor fator de segurança e assim como maiores valores de tensão de Von Mises, deslocamento e deformação, indicando maiores exigências de resistência dos componentes onde foram localizados estes fatores. A roda esquerda apresentou maiores valores de tensão média e também altos valores de tensão máxima. A roda guia apresentou sempre baixos valores de tensão máxima e média de Von Mises comparado às outras rodas, até mesmo comparada a outras partes da estrutura do modelo da máquina, o que mostra uma desigualdade de cargas/forças aplicadas entre as rodas. O estudo rodas desalinhadas (estudo 4) apresentou menores valores de tensões máxima e média nas três rodas e também apresentou menores valores de deslocamento máximo, com maior fator de segurança médio, indicando melhor distribuição de tensões, embora apresentou-se com maior tensão máxima de Von Mises e menor fator de segurança comparado ao estudo cheio normal (estudo 1).

Algumas partes das laterais da esquerda e da direita de todos os estudos sofreram grandes tensões e deformações, então se sugeriu acrescentar tubos verticais e cantoneiras inclinadas revestidos com chapa de aço fina para melhor distribuição das tensões, reforçando assim essas estruturas. A parte frontal da máquina sofreu maiores deslocamentos e no estudo rodas desalinhadas houve uma redução significativa dos deslocamentos máximos. Sugeriu-se também o uso de cantoneiras nas junções da peça superior na parte da frente com as laterais direita e esquerda superiores. As sugestões foram implantadas baseadas nos estudos do MEF, de acordo como as fotos da Figura 71.

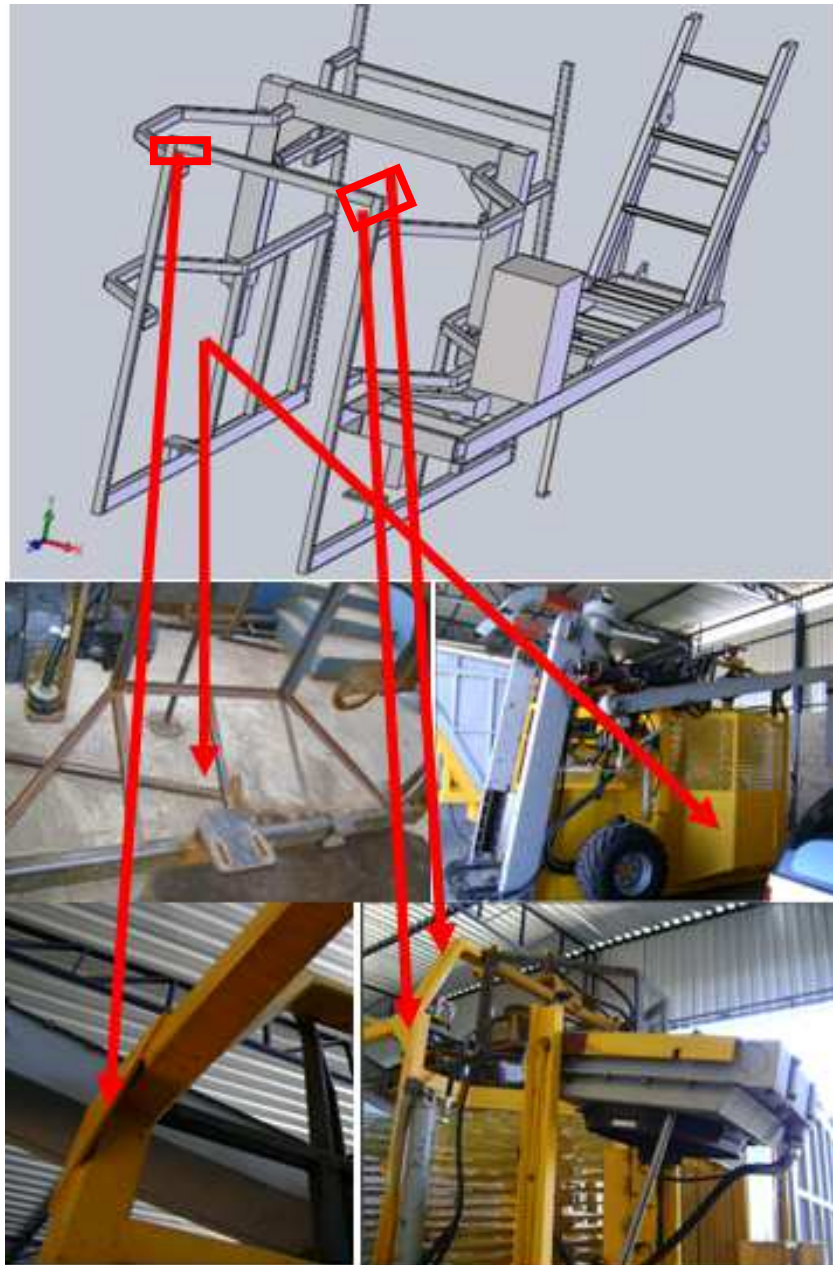


Figura 71 Desenho e fotos ilustrativas de máquina colhedora após estudos
Fonte Acervo próprio, 2012.

Após sugestões implantadas via MEF, não houve ocorrências de quebra da estrutura e a máquina continua funcionando normalmente na colheita de café.

Como sugestões para trabalhos futuros propõem-se novas simulações estáticas a partir das modificações sugeridas. Sugere-se também utilizar a extensometria para validar os resultados de deformação, além do uso da simulação dinâmica com análise de fadiga e análise vibratória da estrutura, pois o mecanismo principal da colheita do café funciona por vibração de hastes.

REFERÊNCIAS

ALVES FILHO, A. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. São Paulo: Érica, 2006. 320 p.

ANDOLFATO, R. P.; CAMACHO, J. F.; BRITO, G. A. de. **Extensometria básica**. Ilha Solteira: UNESPE, 2003. 45 p.

BEER, F. P.; JOHNSTON JÚNIOR, E. R. **Resistência dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Makron Books, 1995. 1255 p.

CHIAVERINI, V. **Aços e ferros fundidos**. 7. ed. São Paulo: Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, 2002. 561 p.

CHUNG, K. F.; LIU, T. C. H.; KO, A. C. H. Steel beams with large web openings of various shapes and sizes: an empirical design method using a generalized moment-shear interaction curve. **Journal of Constructional Steel Research**, New York, v. 59, n. 9, p. 1177-1200, Sept. 2003.

COMPANHIA AGROPECUÁRIA MONTE ALEGRE. Disponível em: <<http://www.cma.agr.br/index.php/como-chegar-cma.html>>. Acesso em: 10 mar. 2013.

COSTA, E. T. **Transdução e medida de deslocamento**. 2005. 42 p. Monografia (Graduação em Engenharia Elétrica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2005.

CRUZ NETO, F.; MATIELLO, J. B. Estudo comparativo de rendimento de colheita entre cultivares Mundo Novo e Catuaí, em lavouras com diferentes níveis de produtividade. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE PESQUISAS CAFEEIRAS, 9., 1981, São Lourenço. **Anais...** Rio de Janeiro: MA/PROCAFE, 1981. p. 329-333.

FIALHO, A. B. **Pro/Enginner wildfire 5.0: teoria e prática no desenvolvimento de produtos industriais**. São Paulo: Érica, 2006. 586 p.

FILGUEIRAS, W. H. **Modelagem da planta de café por elementos finitos para estudo de colheita por vibração**. 2000. 81 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2000.

FISCHER, U. **Manual de tecnologia metal mecânica**. São Paulo: E. Blucher, 2008. 412 p.

GOMES, F. C. **Silos para armazenamento de Laranjas**. 1994. 106 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Estruturas) - Universidade de São Paulo, São Carlos, 1994.

HARTOG, J. P. den. **Vibrações nos sistemas mecânicos**. São Paulo: E. Blucher, 1972. 366 p.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 3. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2000. 670 p.

HUANG, T. et al. A virtual prototyping system for simulating construction processes. **Automation in Construction**, Amsterdam, v. 16, n. 5, p. 576-585, 2007.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **Estimativas das populações residentes, 2010**. Disponível em: <http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/populacao/censo2010/sinopse/sinopse_tab_uf_pdf.shtm>. Acesso em: 10 dez. 2011.

IST SISTEMAS. **Apostila SolidWorks®, SolidWorks® simulation**. Americana, 2011. 490 p.

JORGE, R. M. N.; DINIS, L. M. J. S. **Teoria da plasticidade**. Porto: Universidade do Porto, 2004. 65 p.

JUVINALL, R.; MARSHEK, K. **Projeto de componentes de máquinas**. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 518 p.

KNIGHT, C. E. **The finite element method in mechanical design**. Boston: PWS-KENT, 1993. 326 p.

LAW, A. M.; KELTON, W. D. **Simulation on modeling and analysis**. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 1991. 795 p.

LOGAN, D. L. **A first course in the finite element method**. Boston: PWS-KENT, 1992. 976 p.

MAGALHÃES, A. C. et al. Modelagem de máquina pneumática recolhadora de frutos de café em terreiro usando análise por elementos finitos. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 26, n. 2, p. 483-492, 2006.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional: fundamentos e coordenadas generalizadas**. Rio de Janeiro: LTC, 1995. 424 p.

NORTON, R. L. **Design of machinery: an introduction to the synthesis and analysis of mechanisms and machines**. New York: McGraw-Hill, 1992. 714 p.

PATANKAR, S. V. **Numerical heat transfer and fluid flow**. Washington: Hemisphere, 1980. 197 p.

PEFEIL, W.; PEFEIL, M. **Estruturas de aço: dimensionamento prático**. Rio de Janeiro: LTC, 2009. 357 p.

PIMENTA, P. de M. **Fundamentos da mecânica dos sólidos e das estruturas**. São Paulo: USP, 2006. 388 p.

QUEIROZ, D. M. **Steering performance simulation of rubber-tracked tractor**. 1996. 233 p. Thesis (Ph.D. in Agricultural Engineering) - Purdue University, West Lafayette, 1996.

SHANMUGAM, N. E.; LIAN, V. T.; THAVENDRAN, V. Finite element modeling of plate girders with web openings. In: _____. **Thin-walled structures**. Singapore: Elsevier, 2002. p. 443-464.

SHEN, Q. et al. A cooperative virtual prototyping system for mechatronic solution elements based assembly. **Advanced Engineering Informatics**, Oxford, v. 19, n. 2, p. 169-177, 2005.

SILVA, F. M. da. **Colheita mecanizada e colheita seletiva de café**. Lavras: UFLA/FAEPE, 2004. 75 p.

SILVEIRA, G. M. **As máquinas para colheita e transporte**. São Paulo: Globo, 1990. 184 p.

SOUZA, C. M. A. de. **Desenvolvimento e modelagem de sistemas de derrica e de abanação de frutos do cafeeiro**. 2004. 123 p. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2004.

SOUZA, C. M. A. et al. Modelo de simulação do processo de trilha e separação mecânica em uma recolhedora-trilhadora de fluxo axial para feijão. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 23, n. 1, p. 96-105, 2003.

TABILE, R. A. et al. Design and development of the architecture of an agricultural mobile robot. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 31, n. 1, p. 130-142, 2011.

TAVARES, G. **Elementos orgânicos fundamentais de máquinas e implementos agrícolas**. Londrina: Universidade Estadual de Londrina, 2000. 247 p.

THOMSON, W. T. **Teoria da vibração com aplicações**. Rio de Janeiro: Interciência, 1978. 562 p.

UGURAL, A. C. **Mecânica dos materiais**. Rio de Janeiro: LTC, 2009. 638 p.

WINSTON, W. L. **Operations research: applications and algorithms**. 3rd ed. Belmont: Wadsworth, 1994. 1353 p.