



EVANDRO PEREIRA DA SILVA

**PROJETO ESTRUTURAL DE UMA COLHEDORA DE CAFÉ
OPERANDO EM TERRENOS DECLIVOSOS**

**LAVRAS - MG
2018**

EVANDRO PEREIRA DA SILVA

**PROJETO ESTRUTURAL DE UMA COLHEDORA DE CAFÉ OPERANDO EM
TERRENOS DECLIVOSOS**

Tese apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Engenharia Agrícola, Máquinas e Mecanização Agrícola, para a obtenção do título de Doutor.

Prof. Dr. Fábio Moreira da Silva
Orientador

Prof. Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães
Co-orientador

**LAVRAS - MG
2018**

**Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema de Geração de Ficha Catalográfica da Biblioteca Universitária da UFLA,
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).**

Silva, Evandro Pereira da.

Projeto estrutural de uma colhedora de café operando em terrenos declivosos / Evandro Pereira da Silva. - 2018.

114 p. : il.

Orientador: Fábio Moreira da Silva.

Coorientador: Ricardo Rodrigues Magalhães.

Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Lavras, 2018.

Bibliografia.

1. Colheita mecanizada de café. 2. Projeto mecânico. 3. Análise modal e estrutural. I. Silva, Fábio Moreira da. II. Magalhães, Ricardo Rodrigues. III. Título.

EVANDRO PEREIRA DA SILVA

**PROJETO ESTRUTURAL DE UMA COLHEDORA DE CAFÉ OPERANDO EM
TERRENOS DECLIVOSOS**

**STRUCTURAL DESIGN OF A COFFEE HARVESTER OPERATING ON SLOPING
TERRAIN**

Tese apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, área de concentração em Engenharia Agrícola, Máquinas e Mecanização Agrícola, para a obtenção do título de Doutor.

APROVADA em 23 de abril de 2018.

Prof. Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães	UFLA
Prof. Dr. Ednilton Tavares de Andrade	UFLA
Prof. Dr. Henrique Leandro Silveira	UFLA
Prof. Dr. Adriano Rodrigues	UNILAVRAS

Prof. Dr. Fábio Moreira da Silva
Orientador

**LAVRAS - MG
2018**

AGRADECIMENTOS

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

A FAPEMIG pelo apoio financeiro.

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, apoiando-me e fazendo-me 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;

As minhas filhas, Laura e Laís, pela compreensão do uso do tempo no trabalho que poderia ser dedicado a elas;

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

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

Ao professor Dr. Ednilton Tavares de Andrade pelos ensinamentos;

Ao professor Dr. Henrique Leandro pela disponibilidade e sugestões;

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

A secretária Helen pelas orientações e disponibilidade incondicional;

Ao professor Dr. Adriano Rodrigues, por aceitar o convite de participação da banca sem hesitação.

RESUMO GERAL

Este trabalho tem como objeto de estudo a realização de um projeto estrutural de uma colhedora de café que opere em terrenos declivosos, tendo em vista a importância dessa parcela de terrenos presentes em várias regiões e também a falta de projetos de colhedoras que operem nessas condições. O objetivo principal deste trabalho foi obter resultados de projeto, ao se realizar análises na estrutura de um de uma nova concepção de máquina colhedora de café, que opere em terrenos com declive de 50%. As simulações foram feitas com o uso de software, utilizando a técnica de elementos finitos, considerando análise estática, com geração de resultados de tensões, deslocamentos, fatores de segurança e forças de reação nas regiões da roda que compõem a estrutura. Foi realizada, também, análise modal com objetivo de determinar as diversas frequências naturais que provocam deslocamentos, com o objetivo de se evitar o fenômeno da ressonância, o qual amplia os deslocamentos/deformações dos componentes. Com o uso de simulações em software, pode-se prever situações de trabalho dessas máquinas, reduzindo-se tempo e custos com construções de protótipos. Para esse fim, analisou-se, como primeira parte do trabalho, os componentes estruturais principais da máquina, em que modelou-se a colhedora, seguindo alguns critérios de projeto baseados em peso, dimensões reduzidas para melhor mobilidade, deslocamento nos dois sentidos, tendo como características principais: o modelamento e simulação de uma colhedora com três rodas em distribuição triangular, estrutura superior em formato também triangular, cilindros vibradores desalinhados entre si de 300 mm, altura e largura máxima de 3,0 m e principalmente alturas diferentes entre as laterais da máquina, que permitam que operem em terrenos com até 50% de declividade. Foram obtidos alguns resultados de projeto que propiciaram importantes informações para uma nova simulação, que foi realizada após o modelamento mais completo da colhedora e foram aplicadas cargas em sua estrutura considerando componentes como: reservatório de café cheio, motor principal, cilindros vibradores, radiador, tanque de combustível, sistemas de transporte de café horizontais e verticais, motorista, dentre outros. Como resultados, obteve-se um fator de segurança mínimo dentro do aceitável para materiais dúcteis, distribuição desigual de carga entre as duas rodas do lado direito, quando comparada com a roda do lado esquerdo, que apresentou menores valores de carga sobre ela, sugerindo-se uma melhor distribuição de pesos entre as rodas. Os valores de deslocamentos foram de pequena intensidade, mas os valores dos deslocamentos, em algumas frequências naturais determinadas, foram considerados de grande magnitude. Na segunda parte do trabalho, na qual publicou-se um artigo, foram geradas vinte formas modais, após análise modal, considerando o reservatório da colhedora vazio e cheio de café. As simulações foram realizadas pelo método dos elementos finitos em que foram aplicadas condições de contorno reais no chassi motor da colhedora. Como resultados, observaram-se regiões dos componentes com tensões acima do limite de escoamento do material. Observou-se também, na parte traseira do chassi, maiores deslocamentos, o que sugere novo posicionamento da roda traseira para obtenção de distribuição uniforme das cargas. Algumas frequências naturais, que apresentaram maiores deslocamentos/deformações, podem ser alcançadas pelo funcionamento do motor principal associado também ao sistema de vibradores na derriça do café, podendo causar falha de componentes.

Palavras-chave: Colheita mecanizada de café. Projeto mecânico. Análise modal e estrutural.

GENERAL ABSTRACT

This work has as object of study the accomplishment of a structural project of a coffee harvester operating in sloping terrain, due to the importance that this parcel of land present in several regions and also because of the lack of harvester projects that operate in these conditions. The main objective of this work was to obtain project results, when analyzing the structure of a new coffee harvesting machine design, which operates on slopes of 50%. The simulations were performed using software, considering the finite element technique and static analysis, generating results of stresses, displacements, safety factors and reaction forces in the regions of the wheel that composes the structure. A modal analysis was also carried out in order to determine the different natural frequencies that caused displacements in order to avoid the phenomenon of resonance, which amplifies the displacements/deformations of the components. With the use of software simulations, it is possible to predict the working situations of these machines, reducing time and costs with prototype constructions. Thus, the main structural components of the machine were analyzed as the first part of the work, where the harvester was modeled, following some design criteria based on weight, reduced dimensions for better mobility, main characteristics: the modeling and simulation of a three-wheel harvester in triangular distribution, upper structure in a triangular shape, 300 mm misaligned vibrating cylinders, maximum height and width of 3,0 m and mainly different heights between the sides of the machine, which allow them to operate on land with up to 50% slope. It was obtained some project results that provided important information for a new simulation, which was performed after the most complete modeling of the harvester and where loads were applied in its structure considering components, such as: full coffee tank, main engine, cylinders vibrators, radiator, fuel tank, horizontal and vertical coffee transportation systems, driver, among others. As a result, a minimum safety factor was obtained within the acceptable values for ductile materials, uneven load distribution between the two right-hand wheels when compared to the left-hand wheel, which presented lower load values on it, suggesting a better distribution of weights between the wheels. The values of displacements were of small intensity, but the values of the displacements, in some given natural frequencies, were considered of great magnitude. In the second part of the study, in which an article was published, twenty modal forms were generated after modal analysis, considering the empty and full coffee harvester's reservoir. The simulations were performed by the finite element method, in which real contour conditions were applied to the motor chassis of the harvester. As a result, regions of the components with stresses above the material flow limit were observed. At the rear of the chassis, greater displacements were also observed, suggesting a new positioning of the rear wheel to obtain uniform load distribution. Some natural frequencies, which present greater displacements/deformations might be achieved by the operation of the main motor associated with the vibrating system in the coffee cup, which may cause failure of components.

Keywords: Mechanical harvesting of coffee. Mechanic project. Modal and structural analysis.

LISTA DE FIGURAS

PRIMEIRA PARTE

Figura 1 - Colhedora de café do tipo acoplada a trator.	17
Figura 2 - Colhedora de café do tipo arrasto.	17
Figura 3 - Partes de uma colhedora de café autopropelida.	18
Figura 4 - Dimensões atuais de colhedora de café.	19
Figura 5 - Colhedora de café autopropelida descarregando o café colhido.	19
Figura 6 - Região de lavoura de café em terreno declivoso.	20
Figura 7 - Modelo de colhedora.	20
Figura 8 - Modelo de colhedora.	21
Figura 9 - Modelo de colhedora.	21
Figura 10 - Modelo de colhedora.	22
Figura 11 - Modelo de colhedora.	23
Figura 12 - Modelo de colhedora operada por controle remoto.	23
Figura 13 - Fases de projeto.	28
Figura 14 - Modelo de procedimento da engenharia de sistemas para as diferentes fases de vida de um produto.	29
Figura 15 - Etapas de trabalho da fase de concepção.	31
Figura 16 - Etapas de trabalho principais no anteprojeto.	32
Figura 17 - Gráfico de tensão-deformação para material dúctil.	39
Figura 18 - Modos de vibração.	48
Figura 19 - Modelo de colhedora.	53
Figura 20 - Modelo de colhedora.	53
Figura 21 - Detalhes de inclinação do terreno.	55
Figura 22 - Detalhes de comprimento, largura e posição de cilindros.	58
Figura 23 - Detalhes das rodas e altura.	59
Figura 24 - Rodas articuladas.	59
Figura 25 - Desnível e componentes	60
Figura 26 - Posições das cargas.	61
Figura 27 - Malhas geradas nos estudos plano e declivoso de 50%.	62
Figura 28 - Tensões de von Mises	63
Figura 29 - Deslocamentos.	64

Figura 30 - Deformações na estrutura da colhedora.....	64
Figura 31 - Fatores de segurança.....	65
Figura 32 - Comparativo de tensões por rodas.....	66
Figura 33 - Comparativo de deslocamentos por rodas.....	67
Figura 34 - Tensões de Von Mises.....	68
Figura 35 - Deslocamentos (mm).....	69
Figura 36 - Deformações específicas (mm/mm).....	69
Figura 37 - Fatores de segurança.....	70
Figura 38 - Comparativo de tensões por rodas.....	71
Figura 39 - Comparativo de deslocamentos por roda.....	72
Figura 40 - Comparativo de tensões máximas por tipo de estudo.....	73
Figura 41 - Comparativo de deslocamentos máximos por tipo de estudo.....	73
Figura 42 - Comparativo de deformações máximas por tipo de estudo.....	74
Figura 43 - Comparativo de fatores de segurança mínimos por tipo de estudo.....	75
Figura 44 - Comparativo de tensões máximas por tipo de estudo nos suportes das rodas.....	75
Figura 45 - Comparativo de deslocamentos máximos por tipo de estudo nos suportes das rodas.....	76
Figura 46 - Modal 1.....	77
Figura 47 - Modal 2.....	77
Figura 48 - Modal 3.....	78
Figura 49 - Modal 4.....	78
Figura 50 - Modal 5.....	79
Figura 51 - Modais: a) Modal 1 (7,6 Hz); b) Modal 2 (10,1 Hz); c) Modal 3 (14,8 Hz); d) Modal 4 (36,2 Hz); e) Modal 5 (39,5 Hz).....	79
Figura 52 - Modelo de colhedora para declive de 50% - vista perspectiva.....	80
Figura 53 - Modelo de colhedora para declive de 50% - vista superior.....	81
Figura 54 - Modelo de colhedora para declive de 50% - vista frontal.....	81
Figura 55 - Modelo de colhedora para declive de 50% - vista lateral.....	82
Figura 56 - Malha.....	83
Figura 57 - Posição de cargas.....	84
Figura 58 - Tensões de von Mises.....	85
Figura 59 - Regiões de maiores tensões de von Mises.....	86
Figura 60 - Deslocamentos.....	86
Figura 61 - Deformações.....	87

Figura 62 - Fator de segurança.	88
Figura 63 - Forças de reações nas rodas.	89
Figura 64 - Modal 1.	90
Figura 65 - Modal 2.	90
Figura 66 - Modal 3.	91
Figura 67 - Modal 4.	91
Figura 68 - Modal 5.	92

SEGUNDA PARTE - ARTIGO

ARTIGO 1

Figura 1. Modelo avaliado: 1 - conjunto motor principal; 2 - reservatório de café; 3 - bateria; 4 - Reservatório de óleo; 5 - Tanque de combustível; e 6 - Radiador	105
Figura 2. Resultados de tensão de Von Mises (MPa) para o reservatório de café cheio (A); Resultados de tensão de Von Mises (MPa) para o reservatório de café vazio (B)	106
Figura 3. Resultados de deslocamentos (mm) para o reservatório de café cheio (A);.....	107
Figura 4. Resultados de deslocamentos (mm) para reservatório de café cheio (A); Resultados de deslocamentos (mm) para reservatório de café vazio (B)	108
Figura 5. Parte inferior do chassi com o conjunto motor acoplado em 2 momentos.....	110

LISTA DE TABELAS

PRIMEIRA PARTE

Tabela 1 - Aços estruturais.	47
Tabela 2 - Propriedades físicas e mecânicas do material da estrutura do modelo.....	56

SEGUNDA PARTE - ARTIGO

ARTIGO 1

Tabela 1. Pesos de componentes da colhedora de café	105
---	-----

SUMÁRIO

	PRIMEIRA PARTE	13
1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Objetivo geral	14
1.2	Objetivos específicos.....	14
1.3	Hipóteses.....	14
1.4	Conteúdo da Tese	15
2	REVISÃO DE LITERATURA	16
2.1	As colhedoras de café	16
2.1.1	Tipos e principais características das colhedoras.....	16
2.1.2	Propostas de inovações em colhedoras	22
2.2	Metodologia e sistemática de projetos	24
2.2.1	Definição e objetivos dos projetos.....	24
2.2.2	Critérios em projetos.....	24
2.2.3	Fases do projeto	27
2.3	Softwares para desenhos e simulações.....	33
2.4	O método de elementos finitos.....	35
2.4.1	Definições do método.....	36
2.4.2	Sequências aplicadas no método dos elementos finitos.....	37
2.4.3	Características importantes do MEF	38
2.5	Análise de estruturas.....	38
2.5.1	Tensões, deformações e fator de segurança	39
2.5.2	Critério de falhas em materiais	41
2.5.2.1	Critério de tensão de von Mises máxima.....	42
2.5.2.2	Critério de tensão de cisalhamento máxima	43
2.5.2.3	Critério de tensão de Mohr-Coulomb	44
2.5.2.4	Critério de tensão normal máxima	44
2.5.3	Materiais estruturais	45
2.5.4	Análise de frequências.....	47
2.5.5	Fadiga de componentes	50
3	MATERIAL E MÉTODOS	52
3.1	Origem dos dados	52
3.2	Etapas do projeto.....	52
3.2.1	Levantamentos de características de colhedoras.....	52
3.2.2	Projeto conceitual/modelos geométricos	53
3.2.3	Análises.....	54
3.2.4	Simulações numéricas	55
3.2.5	Interpretação dos resultados	57
3.2.6	Novas simulações	57
4	RESULTADOS	58
4.1	Modelos de colhedora projetados/desenhados.....	58
4.2	Resultados para o estudo 1	62
4.2.1	Tensões de von Mises	62
4.2.2	Deslocamentos.....	63
4.2.3	Deformações específicas.....	64
4.2.4	Fatores de segurança.....	65
4.2.5	Tensões nos suportes das rodas.....	66
4.2.6	Deslocamentos nos suportes das rodas	66

4.3	Resultados para o estudo 2	67
4.3.1	Tensões de Von Mises	67
4.3.2	Deslocamentos	68
4.3.3	Deformações específicas	69
4.3.4	Fatores de segurança	70
4.3.5	Tensões nos suportes das rodas	71
4.3.6	Deslocamentos nos suportes das rodas	71
4.3.7	Comparativo entre estudos	72
4.3.7.1	Comparativo entre tensões de Von Mises máximas	72
4.3.7.2	Comparativo entre deslocamentos máximos	73
4.3.7.3	Comparativo entre deformações máximas específicas	73
4.3.7.4	Comparativo entre fatores de segurança mínimos	74
4.3.7.5	Comparativo entre tensões de Von Mises máximas nos suportes das rodas	75
4.3.7.6	Comparativo entre deslocamentos máximos nos suportes das rodas	76
4.4	Resultados para o estudo 3 - análise modal	76
4.5	Análises de colhedora em declive de 50% completa	80
4.5.1	Tensões de Von Mises	85
4.5.2	Deslocamentos	86
4.5.3	Deformações específicas	87
4.5.4	Fatores de segurança	87
4.5.5	Forças de reações nas regiões das rodas	88
4.5.6	Análise modal	89
5	CONCLUSÃO	93
	REFERÊNCIAS	94
	SEGUNDA PARTE - ARTIGO	99
	ARTIGO 1 - SIMULAÇÕES ESTRUTURAL ESTÁTICA E DE FREQUÊNCIAS MODAIS NO CHASSI DE UMA COLHEDORA DE CAFÉ	99

PRIMEIRA PARTE

1 INTRODUÇÃO

Para Ferraz et al. (2007), a alta produção de café aliada ao seu grande consumo nos últimos anos exige, na colheita, o uso de máquinas eficientes, uma vez que a mão de obra disponível e habilitada, destinada a essa tarefa, tem sido reduzida de maneira acentuada conforme dados mais recentes do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE, 2016).

Como problema e justificativa deste trabalho salienta-se que no mercado atual existem máquinas projetadas capazes de realizar colheita em terrenos com inclinação de, no máximo, 25%, mas existe uma grande parcela de café que é cultivada em áreas declivosas, com inclinações superiores a 25%. Poucos estudos são encontrados ainda no projeto de máquinas para terrenos com grandes inclinações, exemplo disso, 50 %, não se têm informações de resistência estrutural quando se trabalha nessa declividade, o que pode comprometer a máquina, gerando quebras de componentes estruturais e parada de produção.

Um fator importante a ser considerado é o alto custo de fabricação de protótipos de máquinas colhedoras de café. Nesse cenário, surge o uso da simulação em software, conhecidos como plataforma CAE, que consiste em, a partir do desenho da estrutura da máquina e alimentação do software com informações dos esforços atuantes, a obtenção de respostas ou variáveis de saída úteis para o projeto. Muitos softwares comercialmente disponíveis fazem uso da técnica de elementos finitos, em que, cada componente modelado geometricamente, é dividido em pequenos volumes formando uma malha total com vários elementos e nós. Por meio da aplicação das equações constitutivas, são gerados resultados de tensões, deformações, deslocamentos e fatores de segurança, reações e frequências naturais de vibração necessárias ao projeto de máquinas.

A vantagem do uso de simulação numérica é o fato da redução de custos, quando comparado à construção de protótipo físico e também na redução de tempo de desenvolvimento do produto.

Este trabalho se justifica pela necessidade de se projetar colhedoras que operem em terrenos declivosos, visto que muitas plantações de café estão nessas áreas e, também, pelo fato de existirem poucos projetos nessa linha; outro fato é a necessidade da redução de custos e tempo no projeto/construção de máquinas, obtida quando se faz o uso de simulação, ao invés de construção de protótipo de forma direta pelo método de tentativa e erro, tendo em vista, também, as quebras recorrentes em máquinas.

1.1 Objetivo geral

Desenvolver, projetar e analisar a estrutura de uma nova concepção de projeto do modelo de uma colhedora de café do tipo automotriz, capaz de operar em terrenos declivosos, especificamente 50%, obtendo resultados de tensões de Von Mises, deformações, deslocamentos, fatores de segurança, forças de reação e frequências naturais de vibração.

1.2 Objetivos específicos

- a) Executar os estudos de simulação envolvendo os componentes previamente selecionados, utilizando plataforma CAE;
- b) Interpretar os resultados gerados na simulação com identificação das partes fragilizadas;
- c) Sugerir modificações estruturais na máquina colhedora de café em função dos resultados obtidos em simulações;
- d) Comparar resultados de tensões, deformações, fatores de segurança e forças de reação entre 2 tipos de simulações (terreno plano e terreno com 50% de inclinação);
- e) Como contribuições originais da tese tem-se:
 - Concepção, projeto e análise de colhedora capaz de operar em terrenos declivosos;
 - Listar demais conteúdos inovadores ainda não publicados.

1.3 Hipóteses

- a) Fazer uso de ferramentas específicas de análise estrutural/modal, e, assim, ser possível desenvolver uma nova concepção de colhedora mais eficiente para a colheita de café;
- b) Realizar simulações numéricas por meio do método dos elementos finitos, via software comercial, observando parâmetro de malha refinado de alta qualidade e de resistência dos materiais baseado no critério de Von Mises para materiais dúcteis;
- c) Aplicar o MEF como importante ferramenta na análise e otimização da nova estrutura da colhedora de café, introduzindo e controlando o fator de segurança

para os materiais envolvidos o uso de simulação possibilitando a previsão e direcionando o projeto para a prevenção de falhas.

Com isso, espera-se gerar resultados de tensões, deformações e deslocamentos mínimos, médios e máximos, fatores de segurança, reações em partes da estrutura e também frequências modais, orientando o projeto para que se evite o fenômeno da ressonância, úteis na análise de projetos estruturais de máquinas agrícolas sujeitas a condições específicas de trabalho.

Trabalhos envolvendo análise estática de tensões em colhedoras, foram desenvolvidos por Silva (2013) e Silva, Silva e Magalhães (2014), obtendo-se resultados significativos para o projeto de estruturas e predizendo situações, antes mesmo da construção do protótipo.

1.4 Conteúdo da Tese

Esta tese está dividida em duas partes. A primeira parte é composta por quatro seções, (1) introdução, (2) referencial teórico, contendo os principais tópicos abordados no trabalho e que também dará ao leitor embasamento teórico para melhor compreensão do artigo apresentado na segunda parte do corpo desta tese, (3) material e métodos e (4) considerações finais e conclusão, parte na qual serão expostos os principais resultados apresentados no artigo presente na segunda parte da tese.

A segunda parte contempla um artigo que trata de resultados de tensões, deslocamentos e frequência modais após simulações na estrutura de parte de uma colhedora de café do tipo automotriz. Os resultados mostraram que, algumas regiões da estrutura apresentaram tensões máximas acima do limite de escoamento do material, o que não é aceitável no projeto, pois esse resultado deveria ficar abaixo da tensão de escoamento resultando em um fator de segurança maior que 1,0, o que permitiria à estrutura, maior segurança com menor possibilidade de quebra de componentes. Outros resultados mostraram deslocamentos excessivos em algumas regiões da máquina. Resultados mostraram, ainda, que as frequências modais geradas, após aplicação das massas adicionais na estrutura da colhedora, podem ser obtidas pelo funcionamento do motor principal combinado também com o funcionamento dos cilindros de derricha do café, podendo ocasionar o fenômeno da ressonância, gerando ruptura de componentes, o que foi realmente evidenciado em campo.

2 REVISÃO DE LITERATURA

2.1 As colhedoras de café

Um fato importante a se considerar para se justificar o uso de colhedoras de café é que ela colhe, em média, 60 sacas de café ben. h⁻¹, dependendo da quantidade de horas trabalhada por dia, e é capaz de substituir uma quantidade de até 100 trabalhadores (ORTEGA; JESUS; MOURO, 2009). Com isso, a colheita seria finalizada em menor tempo para se atender as demandas, possibilitando o gerenciamento efetivo da operação de colheita (SILVA et al., 2013). Esses fatos são destacados por Santinato et al. (2014).

Outro aspecto é que a mecanização da colheita, por meio do uso de colhedoras, propõe-se como alternativa que reduz o custo do processo produtivo, esta é, em média, 50% mais econômica que a colheita manual (OLIVEIRA et al., 2007; SILVA et al., 2003).

Um critério importante que afeta decisões sobre o gerenciamento de um projeto de uma colhedora é baseado no seu desempenho relativo à sua função com eficiência, trabalhando em ambientes diversos (TAYLOR; SCHROCK; STAGGENBORG, 2002).

2.1.1 Tipos e principais características das colhedoras

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

A colhedora é do tipo acoplada quando conectada ao engate de três pontos de um trator e tem uma roda de apoio para sustentação, é 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 inclinação lateral, consegue operar mesmo em terrenos declivosos. O ajuste da altura de trabalho possibilita a derriça em cafeeiros dos mais variados portes. Operam com velocidade variando de 360 a 1.080 m/h. A Figura 1 destaca um modelo desse tipo de colhedora.

Figura 1 - Colhedora de café do tipo acoplada a trator.



Fonte: Grupo Jacto (2017).

Existe também um tipo de colhedora de arrasto que opera a cavaleiro, fazendo a derriça no chão, tracionada a trator, 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 Figura 2 evidencia esse modelo.

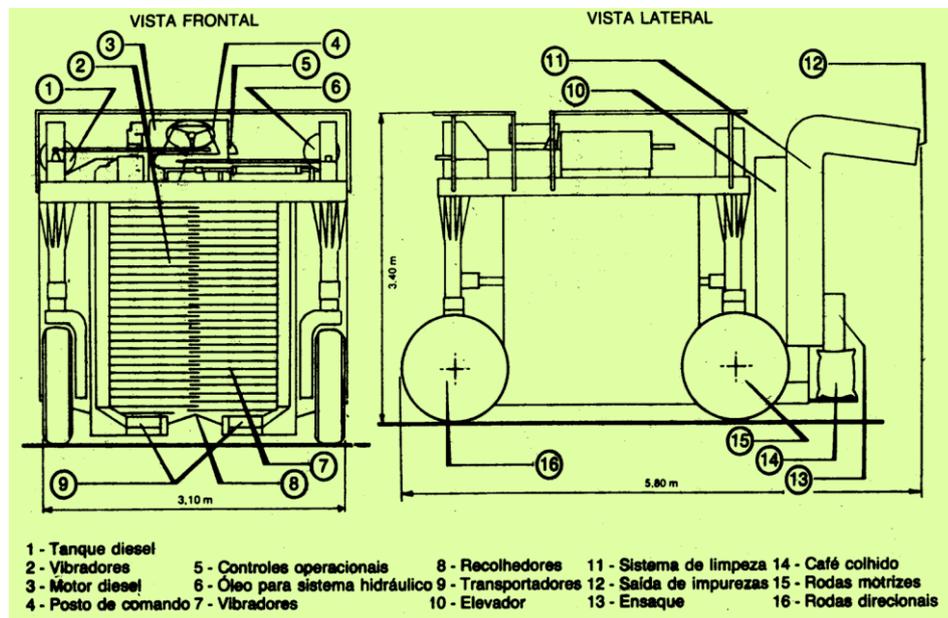
Figura 2 - Colhedora de café do tipo arrasto.



Fonte: Grupo Jacto (2017).

Na colhedora autopropelida há um envolvimento de toda a planta pela máquina, caminhamento contínuo e vibração dos ramos do cafeeiro, visando à derricha 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 m a 1,80 m. Acionada por um motor diesel colocado na parte superior da estrutura, assemelha-se a um trator de grande altura, 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 3 destaca as partes principais de uma colhedora do tipo motriz.

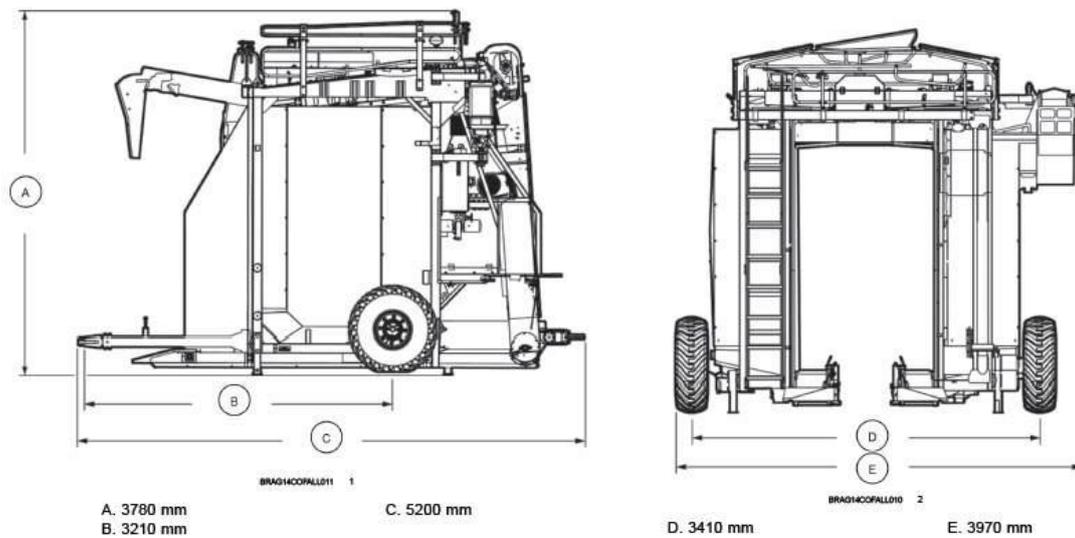
Figura 3 - Partes de uma colhedora de café autopropelida.



Fonte: Silveira (1990).

Atualmente os modelos passaram a apresentar maiores dimensões em virtude da grande variedade de plantas de café, como destaca a Figura 4.

Figura 4 - Dimensões atuais de colhedora de café.



Fonte: Case IH (2017).

A amplitude de deslocamento e frequência das hastes podem ser ajustadas ao tamanho e à estrutura dos cafeeiros. As cerejas de café são coletadas no fundo da máquina e transportadas para tanques ou para outro recipiente externo conforme destacado na Figura 5.

Figura 5 - Colhedora de café autopropelida descarregando o café colhido.



Fonte: Case IH (2017).

A velocidade de trabalho desse tipo de colhedora varia de 500 a 2.000 m/h (SILVEIRA, 1990).

Silva et al. (2003) avaliaram três tipos de modelos de colhedoras automotrizes, são elas: K3, Korvan e Brastoft e verificaram que a produção média das colhedoras foi de 55

medidas/h, para a velocidade de deslocamento de 550 m/h e para vibração de 850 ciclos/min e em condições mais favoráveis, chegaram a colher 120 med./h para o modelo K3.

Um fator importante a ser considerado no projeto de máquinas colhedoras de café é a inclinação do terreno. São gerados degraus formando regiões triangulares entre os níveis do terreno, como destacado na Figura 6.

Figura 6 - Região de lavoura de café em terreno declivoso.



Fonte: Do autor (2017).

As Figuras 7, 8, e 9 apresentam modelos de colhedora com reservatório para, em média, 3.000 litros de café, com altura livre de colheita de até 3,50m, com capacidade operacional de até 14.000 litros/hora.

Observar na Figura 7 que, neste modelo de colhedora, a cabine de operação fica situada na lateral direita da máquina (parte superior) em relação à vista frontal e o conjunto motor principal do lado esquerdo, na mesma altura em relação à cabine de operação.

Figura 7 - Modelo de colhedora.



Fonte: Grupo Jacto (2017).

Figura 8 - Modelo de colhedora.



Fonte: Grupo Jacto (2017).

Na Figura 9, o posto de operação, onde se situa o operador, fica na parte superior centralizada.

Figura 9 - Modelo de colhedora.



Fonte: Busollo Usinagens (2017).

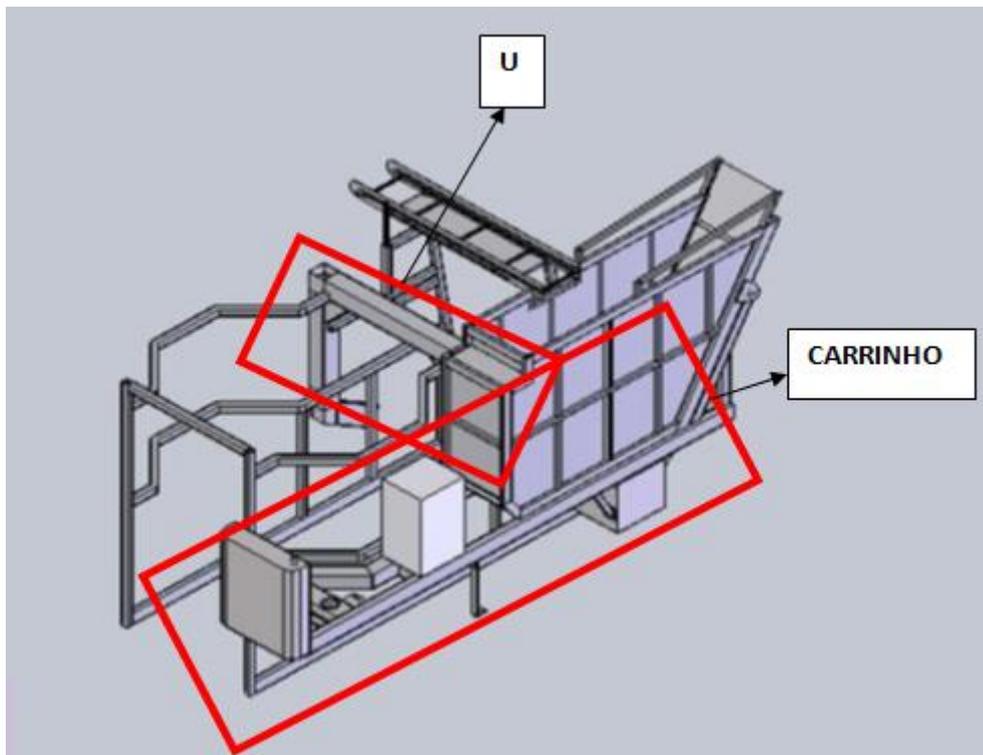
As limitações dessas máquinas são: colhem com uma declividade de terreno de até 20% somente, e possuem comprimento excessivo, com valor médio de 5,50m e largura com média de bitola (distância entre rodas no sentido transversal) de 3,40m, o que eleva o peso

efetivo da estrutura, aumentando, assim, o consumo de combustível e dificultando as manobras.

2.1.2 Propostas de inovações em colhedoras

Outros projetos têm sido recentemente apresentados na busca de melhorias com relação aos aspectos citados anteriormente. Silva (2013) apresenta, na Figura 10, um modelo estrutural com uma viga perfil U principal que liga os dois lados da colhedora e com destaque para o carrinho lateral que comporta componentes como: reservatório de café, reservatório de óleo hidráulico, radiador e motor principal.

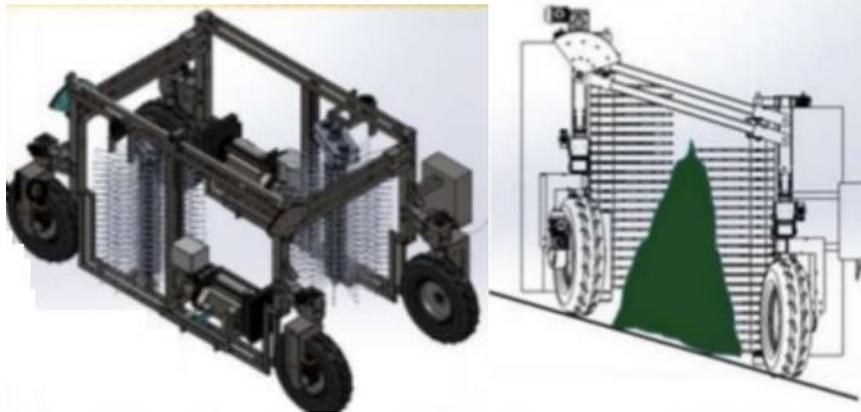
Figura 10 - Modelo de colhedora.



Fonte: Do autor (2017).

Outro modelo foi desenvolvido para trabalho em terrenos com inclinação de até 50% com sistemas articulados conforme imagens das Figuras 11 e 12. Nesse modelo, foi automatizado o seu sistema de direção (VELOSO, 2013).

Figura 11 - Modelo de colhedora.



Fonte: Laboratório de Mecanização Agrícola (LMA) do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa (2017).

A Figura 11 mostra que a máquina possui uma estrutura de pórtico com quatro rodas, formando um quadrilátero, em qualquer vista ortográfica, e com painel de comando direcional de esterçamento das rodas, na qual foram utilizados dois sistemas de comandos remotos: sistema Arduíno e Controle lógico programável (CLP).

Figura 12 - Modelo de colhedora operada por controle remoto.



Fonte: Laboratório de Mecanização Agrícola (LMA) do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa (2017).

A Figura 12 mostra o teste de esterçamento das rodas . Segundo Veloso (2013), foram obtidos resultados satisfatórios de comandos das articulações das rodas, utilizando os dois tipos de controladores, o que foi o objetivo principal do trabalho.

Com relação à análise estrutural, não foram avaliadas as resistências dos componentes da máquina, quando esta realizava seus movimentos em curvas planas e principalmente nos terrenos declivosos, pois a máquina estava ainda em fase de testes de movimentação no terreno plano com os testes de sistemas de comandos.

Como contribuição original, esta tese avalia um projeto estrutural para máquinas com três rodas e em formato de pórtico triangular em sua vista superior, possibilitando menor peso e maior mobilidade em relação à máquina avaliada por Veloso (2013).

2.2 Metodologia e sistemática de projetos

Conhecer os objetivos de um projeto, bem como as fases envolvidas, são características essenciais para que este projeto seja desenvolvido com qualidade, atendendo aos requisitos específicos definidos previamente.

2.2.1 Definição e objetivos dos projetos

Para Budynas e Nisbett (2016), projetar é traçar um plano que atenda a resolução de um problema e se esse plano for uma construção de um objeto concreto, então o produto será confiável, seguro, funcional, competitivo e próprio para ser fabricado e utilizado, esse projeto é caracterizado como inovador e repetitivo e também um processo de tomada de decisão.

De acordo com Norton (2013), o projeto de máquinas tem como objetivo principal dar forma aos elementos de máquinas, dimensionando, escolhendo materiais e processos de produção adequados, promovendo condições para a máquina resultante possa desempenhar a sua função programada e sem falhas, requerendo uma análise de tensão e deflexão para os componentes envolvidos.

2.2.2 Critérios em projetos

Para Mott (2015), algumas características em projetos devem ser seguidas como:

- a) Aplicação: na qual se questiona questões relativas à quantidade produzida, a técnicas de fabricação adotadas, ao fator segurança, custos do projeto, dimensão física, peso, vida útil dos componentes, tipo de manutenção e inspeção;
- b) Ambiente: local onde se fazem perguntas relativas à temperatura, corrente elétrica, voltagem, corrosão, acesso para manutenção, ruído e vibração;
- c) Cargas: determinação dos tipos de cargas solicitadas como estáticas, cíclicas e reversas, flutuantes, por choque ou impacto e também suas magnitudes como mínimas, médias e máximas;
- d) Tipos de tensão: associada à natureza, verificar se são de tração direta, compressão, cisalhamento direto, flexão ou cisalhamento torcional, podem ser aplicados dois ou mais tipos de tensão ao mesmo tempo e também em direções uniaxial (uma direção), biaxial (duas direções) ou triaxial (três dimensões). Verificar se existe flambagem nos componentes;
- e) Material: verificar as propriedades tensão de escoamento, resistências máximas à tração, à compressão, à fadiga, rigidez, ductilidade, tenacidade, fluência, resistência à corrosão e em determinados projetos as propriedades térmicas e elétricas devem ser consideradas; identificar tipo de material, classificando se é ferroso como carbono simples, liga de aço, aço inoxidável, aço estrutural ou ferro fundido ou é não ferroso, como alumínio, latão, bronze, titânio, magnésio ou zinco; verificar se o material é frágil, com alongamento percentual menor que 5% ou dúctil, com alongamento percentual maior que 5%, considerando que os materiais dúcteis apresentam melhores propriedades quando submetidos a cargas por choque, impacto ou fadiga; considerar a utilização de materiais compósitos, plásticos, cerâmica e madeira;
- f) Confiança: verificar grau de confiabilidade nas propriedades dos materiais, valores de cargas aplicadas e critérios no cálculo de tensões; garantir controle na fabricação/montagem dos componentes para que sejam fabricados/montados conforme projetados verificando precisão dimensional, acabamento de superfície; verificar manuseio, exposição a intempéries dos componentes, que podem causar defeitos que diminuam sua vida útil e segurança afetando diretamente na escolha do fator de segurança adequado para o projeto.

Ainda de acordo com Mott (2015), poderá haver diferença na ordem de análise de projeto, esta é dependente do que já foi especificado e do que será determinado. Assim pode haver variações como:

- a) A geometria do componente e as cargas aplicadas são conhecidas: aplica-se o fator de segurança desejado, de acordo com as tensões esperadas, para se determinar as resistências exigidas do material a ser adequadamente escolhido;
- b) As cargas são conhecidas e o material foi escolhido: calcula-se uma tensão de projeto (tensão máxima admissível) com a aplicação de um fator de segurança desejado à resistência adequada do material; após determina-se qual o perfil e dimensões do componente;
- c) Material, geometria e carregamento foram definidos: calcula-se a tensão máxima aplicada e a tensão de projeto, comparando-as para se determinar o fator de segurança de projeto verificando sua aceitabilidade. Um novo projeto pode ser solicitado considerando o fator de segurança determinado, caso seu valor seja muito alto (conservativo) ou muito baixo (inseguro).

Budynas e Nisbett (2016) consideram como características importantes no projeto: a funcionalidade, a resistência/tensão, a distorção/deflexão/rigidez, o desgaste, a corrosão, a segurança, a confiabilidade, a fabricabilidade, a utilidade, o custo, o atrito, o peso, a vida, o ruído, o estilo, a forma, o tamanho, o controle, as propriedades térmicas, a superfície, a lubrificação, a mercantibilidade, a manutenção, o volume, a responsabilidade pelo produto e a refabricação/recuperação de recursos, muitas dessas características podem estar relacionadas entre si como critério proposto por Mott (2015).

Já Pahl et al. (2005), consideram como características associadas aos critérios de projetos ou diretrizes para o anteprojeto: dilatação dos componentes e entre eles, a fluência e a relaxação, corrosão, desgaste, ergonomia, forma, produção, montagem, a manutenção, a reciclagem, o risco e as normas.

Juvinall e Marshek (2016) entendem que as características principais de um projeto são divididas em:

- a) Considerações clássicas: materiais, geometria, condições operacionais, custo, disponibilidade, possibilidades de produção e vida dos componentes;
- b) Considerações modernas: segurança, ecologia e qualidade de vida;

- c) Considerações diversas: confiabilidade e conservação, ergonômicas e estéticas, montagem e desmontagem e análise.

Ainda de acordo com Juvinall e Marshek (2016), existe a hierarquia das necessidades de Maslow que é uma teoria da motivação, segundo a qual as necessidades humanas estão organizadas e dispostas em níveis, numa hierarquia de importância e de influência, em cuja base (1) estão representadas as necessidades mais baixas e no topo, as necessidades mais elevadas e que obedece a seguinte ordem:

- 1) Sobrevivência;
- 2) Segurança;
- 3) Sociabilidade;
- 4) Status ou reconhecimento e autossatisfação.

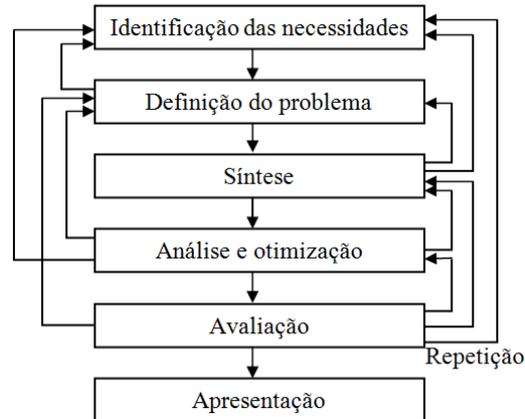
2.2.3 Fases do projeto

Norton (2013, p. 6), diz que a metodologia de projetos segue as fases:

- a) Identificação da necessidade;
- b) Pesquisa de suporte;
- c) Definição dos objetivos;
- d) Especificações de tarefas;
- e) Síntese;
- f) Análise;
- g) Seleção;
- h) Projeto detalhado;
- i) Protótipo e teste e
- j) Produção.

Já Budynas e Nisbett (2016) entendem que as fases são as apresentadas na Figura 13, na qual são identificadas as diversas realimentações e repetições.

Figura 13 - Fases de projeto.



Fonte: Budynas e Nisbett (2016).

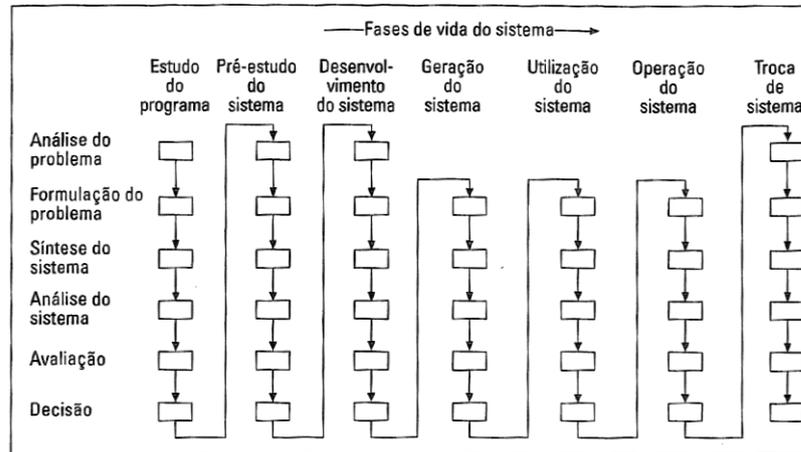
Destaca-se que o projeto é um processo repetitivo, no qual se percorrem várias etapas, avaliam-se os resultados e retorna-se à etapa anterior. A análise e otimização exige que se criem modelos matemáticos abstratos do sistema, que permitam a utilização de alguma forma de verificação matemática e que um desses modelos possa simular adequadamente o sistema físico real. A avaliação implica em testes de um protótipo em laboratório, é a prova de um projeto que obteve sucesso, verificando se este projeto corresponde às necessidades, se é confiável, viável economicamente, dentre outros fatores. A apresentação é a última etapa em que o projeto é transmitido a terceiros.

De acordo com Pahl et al. (2005), para que um produto tenha aceitação do mercado, é necessário um procedimento que seja planejável, flexível, otimizável e verificável, é necessário que o projetista, além do conhecimento especializado, saiba trabalhar de modo sistemático. A metodologia de projeto é entendida como um procedimento planejado com indicações concretas de condutas a serem observadas no desenvolvimento, que resultaram de conhecimentos na área da ciência de projeto e da psicologia cognitiva e também da experiência com diferentes aplicações. Uma metodologia de projeto deverá:

- a) Possibilitar um procedimento orientado por problemas para ser aplicada em qualquer atividade de projeto, independentemente da especialidade;
- b) Ser compatível com conceitos, métodos e conhecimentos de outras disciplinas;
- c) Incentivar invenções e conhecimentos, ou seja, facilitar a busca de soluções ótimas;
- d) Não gerar soluções somente por acaso;
- e) Ser apropriada para ser usada no computador.

Nesse sentido, a Figura 14 mostra os procedimentos de engenharia associadas às fases do ciclo de vida de um produto.

Figura 14 - Modelo de procedimento da engenharia de sistemas para as diferentes fases de vida de um produto.



Fonte: Pahl et al. (2005).

Ainda conforme Pahl et al. (2005), é necessário se fazer uma análise de valores, que possui como importantes características o desdobramento da função global a ser satisfeita em subfunções de complexidade decrescente, bem como sua correlação com os portadores de funções. A análise de valores se aproxima dos objetivos de uma metodologia geral do projeto, tendo em vista que ela não seja efetuada somente posteriormente à apresentação dos desenhos do anteprojeto ou de desenhos de componentes específicos, mas já durante o desenvolvimento do conceito. Assim é apresentado um procedimento geral da análise de valor, segundo a DIN 69910 (DEUTSCH INGENIURNORMEN - DIN, 1978) em que se deve:

- a) Preparar o projeto: escalar a equipe, análise de valor com delimitação do escopo e definir a organização e o sequenciamento;
- b) Analisar o objeto (situação atual): identificar funções e determinar o custo das funções;
- c) Definir situação-alvo: definir as funções-alvo, determinar os demais requisitos e relacionar metas de custo com as funções-alvo;
- d) Desenvolver ideias de solução: coletar as ideias existentes e buscar novas ideias;
- e) Definir soluções: avaliar as ideias das soluções, detalhar as soluções das ideias de soluções selecionadas e avaliar e decidir com relação às soluções;

- f) Materializar soluções: detalhar as soluções selecionadas e planejar a concretização.

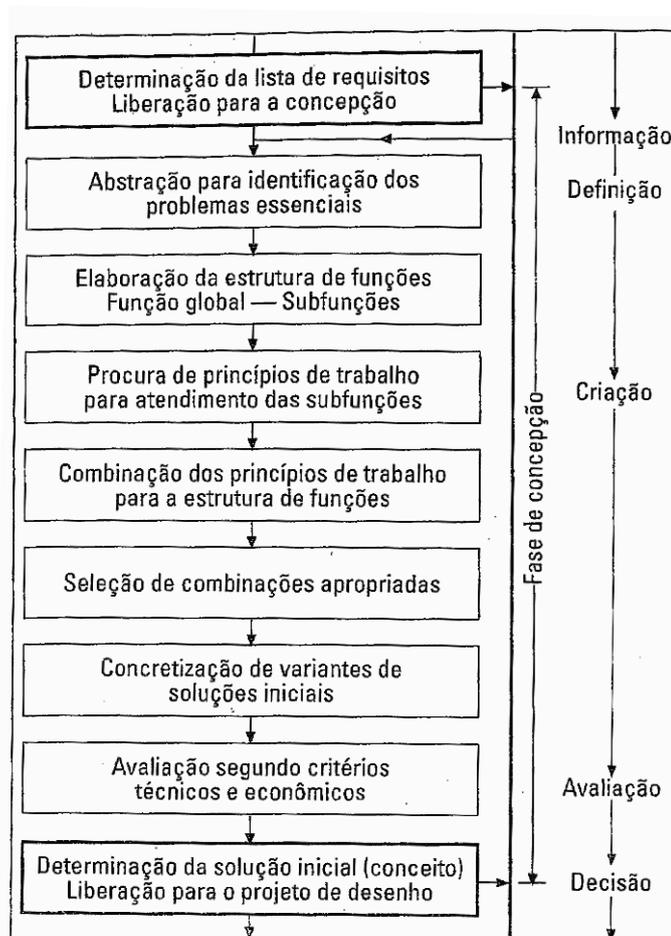
De acordo com Pahl et al. (2005), alguns métodos recorrentes relacionados a projetos entendidos como fundamentos do trabalho metódico são:

- a) Analisar: perceber, definir, estruturar e ordenar, uma vez que as informações adquiridas são processadas e convertidas em conhecimento, significando separar o relevante do irrelevante e, para problemas mais complexos, prepará-los para uma solução discursiva por desdobramento em subproblemas específicos, identificáveis e com análise dos pontos fracos e falhas;
- b) Abstrair: generalização, simplificação ao prescindir de detalhes, atua como um redutor de complexidade, mas possibilita ressaltar particularidades importantes;
- c) Síntese: é o processo de busca e descoberta, organização e combinação. Pensamento sistêmico significando que, no processamento de subtarefas específicas ou de etapas sucessivas, deve-se considerar as tarefas globais para que não se corra o risco de não alcançar uma solução global favorável, apesar da otimização de subconjuntos ou etapas específicas;
- d) Método do questionamento objetivo: concentrar-se em questões e fazer perguntas com questionários para cada etapa de trabalho;
- e) Métodos da negação e da nova concepção: parte-se de uma solução conhecida, desdobra-se em partes separadas ou as descreve por afirmativas ou conceitos específicos e nega cada uma dessas asserções em sequência ou em grupo, e dessa inversão. podem surgir novas soluções;
- f) Método do avanço: partindo de um primeiro princípio de solução, experimenta-se tomar todos os caminhos concebíveis que desviem da solução inicial e forneçam novas soluções;
- g) Método do retrocesso: o ponto de partida é o objetivo e não da situação inicial do problema, a partir do objetivo vai se retrocedendo e se começa a desenvolver todos os caminhos possíveis que levem a esse objetivo;
- h) Método da fatoração: é a decomposição de um sistema complexo em fatores compactos, de menor complexidade, porém específicos e que indiquem um evento;

- i) Método da sistematização: tem-se uma representação esquemática das particularidades e das soluções, tem-se uma ordem geral na qual se obtém uma síntese completa de soluções;
- j) Divisão do trabalho e trabalho conjunto: necessidade de divisão de trabalho para execução de tarefas extensas e complexas, devido aos tempos de execução disponíveis serem menores. A divisão de trabalho exige colaboração interdisciplinar e trabalho em equipe, uma vez que é necessária a clara definição de responsabilidades.

Conforme Pahl et al. (2005), concepção é a parte do projeto que, após esclarecimento do problema, caracteriza-se pela definição preliminar de uma solução. Assim se definem essas etapas, conforme Figura 15.

Figura 15 - Etapas de trabalho da fase de concepção.

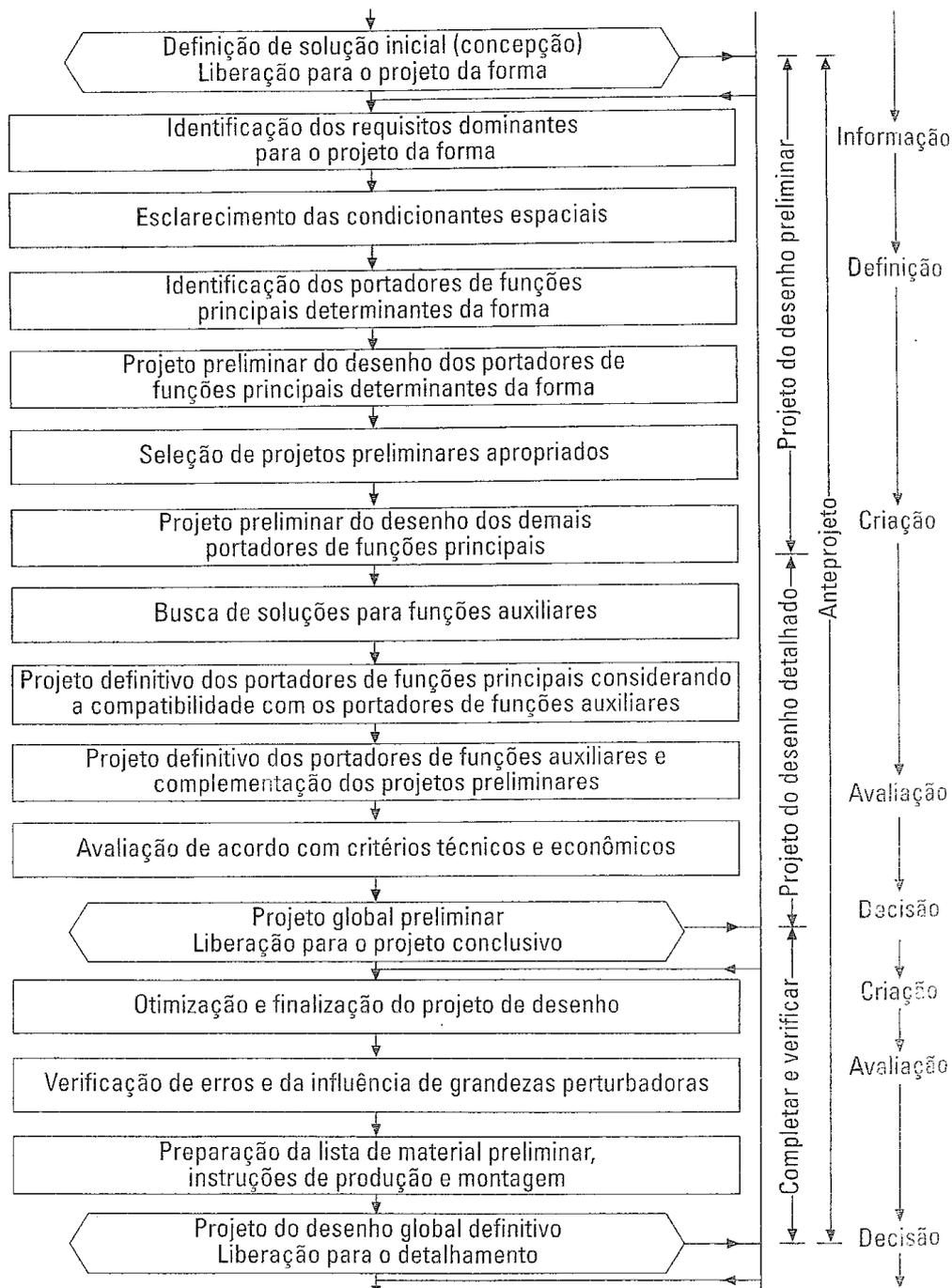


Fonte: Pahl et al. (2005).

“Por metodologias para o anteprojeto entende-se a parte do projeto de um produto técnico que, partindo da estrutura de funcionamento ou da solução básica constrói de maneira clara e completa a estrutura do produto, segundo critérios técnicos e econômicos” (PAHL et al., 2005).

Seguindo essa definição, são apresentadas, na Figura 16, as etapas de trabalho no anteprojeto.

Figura 16 - Etapas de trabalho principais no anteprojeto.



Fonte: Pahl et al. (2005).

2.3 Softwares para desenhos e simulações

Para Silva et al. (2014), o projeto assistido por computador (CAD) vem auxiliando a concepção de projeto em áreas da Engenharia como: Mecânica, Civil, Eletrotécnica, Arquitetura e do Design industrial e Agrícola e se constitui um grande contribuinte para o desenvolvimento da tecnologia, da pesquisa e do crescimento industrial.

Conforme Fialho (2006), nos anos 70, foram desenvolvidos softwares CAD, que permitiram aos engenheiros 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.

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). O sistema CAM apresenta soluções de software que aumentam a produtividade por aplicações especializadas, automatizadas que reduzem o tempo de desenvolvimento do produto. Isso tudo permite 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 de análise.

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 no 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 propiciam 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.

Dym e Little (2010) afirmam que os desenhos no sistema CAD são usados no processo de projeto de várias maneiras como:

- a) Servir como plataforma de lançamento de um novo projeto;
- b) Apoiar a análise de um projeto à medida que ele evolui;
- c) Simular o comportamento ou desempenho de um projeto;
- d) Fornecer um registro da forma ou geometria de um projeto;
- e) Facilitar a comunicação das ideias de projeto entre projetistas;
- f) Garantir que um projeto esteja completo, pois um desenho e os comentários feitos à margem associados podem nos lembrar de partes ainda não finalizadas desse projeto;
- g) Comunicar o projeto final para os especialistas em fabricação.

2.4 O método de elementos finitos

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, derrçadoras 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 desse 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 geométrica e de material estabelecidos para vigas de aço com aberturas circulares na alma; um estudo paramétrico foi realizado para investigar e comparar as capacidades de cargas de vigas de aço com aberturas de vários tamanhos e formas.

Niemczewski et al. (2014) afirmam que simulações pelo método de elementos finitos auxiliam os projetos estruturais, térmicos e de vibração, em componentes de formatos variados. Para Leake e Borgerson (2015), esse método, como teoria clássica, é baseado na relação entre tensão e deformação de um material e é capaz de refletir situações reais ocorridas em campo, podendo reduzir o tempo de projeto e custos com protótipos. Castillo e Cruchaga (2012), Figueiredo, Silva e Barnabé (2016), Han et al. (2010), He, Wang e Gao (2010), Magalhães, Fontes e Melo (2012) e Petracconi, Ferreira e Palma (2010) apresentam várias aplicações da técnica com resultados experimentais. Destacam-se resultados importantes na engenharia agrícola, utilizando-se simulações estruturais, como em Celik, Rennie e Akinci (2011), Hernandez et al. (2016), Li et al. (2013), Magalhães et al. (2006), Nilnonta et al. (2012), Oliveira et al. (2014) e Silva, Silva e Magalhães (2014), e também em estudos de vibração realizados por Almeida, Abrahão e Tereso (2015) e Pinho et al. (2014).

Para Silva et al. (2014), 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 a 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.

2.4.1 Definições do método

A análise por elementos finitos consiste na divisão de uma estrutura, 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).

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).

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

Com o MEF, é possível analisar qualquer forma geométrica, 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.

2.4.2 Sequências aplicadas no método dos elementos finitos

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, considerando que o ponto de partida para qualquer análise é o modelo geométrico que pode ser uma peça ou montagem. Em seguida, atribuem-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 infinitesimalmente pequenos, mas apenas razoavelmente pequenos em comparação com o tamanho global do modelo. 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 é 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.

c) Pós-processamento:

É a análise dos resultados.

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

a) Construção do modelo de elementos finitos.

b) Resolução do modelo de elementos finitos.

c) Análise dos resultados.

2.4.3 Características importantes do MEF

Para Norton (2013), os elementos utilizados na técnica de elementos finitos podem ser de uma, duas ou três dimensões ou elementos de linha, área e volume e ser de diferentes ordens de função utilizada para interpolar o deslocamento no interior do elemento. Citam-se os elementos tetraédricos com 4 nós, triangular com 3 nós, triangular com 6 nós. Os elementos de alta ordem são utilizados em contornos curvos com maior complexidade e que podem trabalhar com tensões mais altas, enquanto os elementos lineares aplicam-se a contornos retos, o que exige menor tempo de processamento.

Ainda de acordo com Norton (2013) o refino da malha se mostra importante nas regiões e alta concentração de tensões.

Budynas e Nisbett (2016) afirmam que, como o método de elementos finitos é uma técnica numérica que discretiza uma estrutura contínua, não se podem surgir erros, uma vez que existem erros computacionais e erros de discretização, em que o emprego de um número finito de elementos para modelar a estrutura pode gerar erros na correspondência da geometria com a distribuição de deslocamentos devido às limitações matemáticas inerentes dos elementos.

Budynas e Nisbett (2016) destacam, ainda, a importância de se estabelecer como os componentes são restringidos, ou seja, como são as condições iniciais de contorno para que não haja geração de resultados diferentes dos esperados. Essas condições de contorno estão associadas aos graus de liberdade (GL), que condicionam como serão movidos os componentes com rotação ou translação, por exemplo. Esse entendimento também é percebido por Norton (2013).

2.5 Análise de estruturas

As estruturas estão sujeitas a cargas que provocam respostas em forma de deformações, que estão relacionadas aos materiais envolvidos no projeto das estruturas e também aos critérios de falhas selecionados, que representarão essas respostas. A tolerância aceita nos projetos é definida no fator de segurança que os componentes da estrutura estão sujeitos.

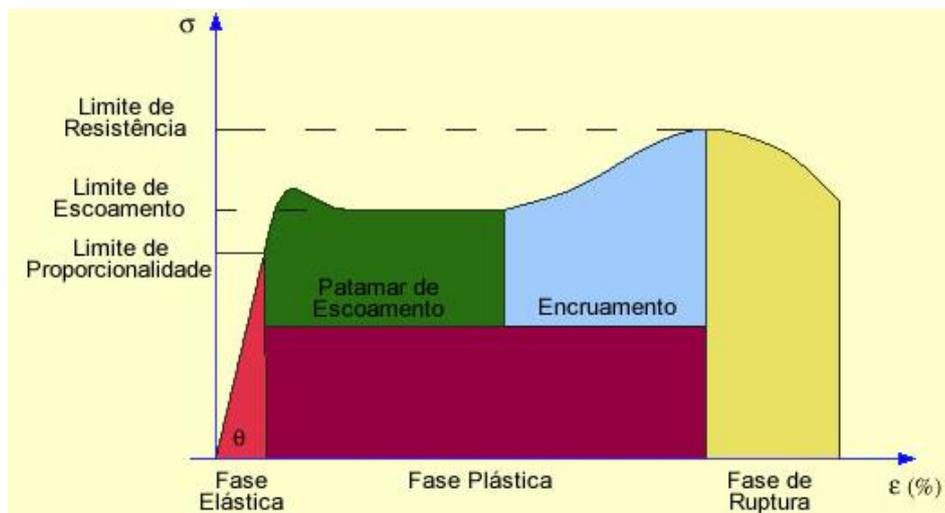
2.5.1 Tensões, deformações e fator de segurança

As análises realizadas em alguns softwares obedecem às seguintes características:

- As tensões no material atuam no regime linear no qual as tensões são proporcionais às 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, esse 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.

A Figura 17 mostra a tensão aplicada σ e a deformação ϵ , para o comportamento de um material ensaiado com região linear como a fase elástica.

Figura 17 - Gráfico de tensão-deformação para material dúctil.



Fonte: Jorge e Dinis (2004).

Pimenta (2006) 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) em que se define a deformação específica (ε) pelas Equações 1, 2 e 3:

$$\varepsilon = \Delta L/L \quad (1)$$

$$\varepsilon = \frac{\Delta S}{S} \quad (2)$$

$$\varepsilon = \Delta V/V \quad (3)$$

Em que:

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;

- a) 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. Quando a rigidez estrutural não é alterada no processo de deformação, essa deformação será classificada como pequena e, caso haja alteração significativa na rigidez estrutural, a deformação será considerada como grande;
- b) As cargas são estáticas, o que leva ao entendimento de que todas as cargas, assim como as restrições, não são alteradas com o tempo, partindo do princípio de que as cargas são aplicadas de forma lenta para ignorar os efeitos inerciais, e consideradas como estáticas as cargas de gravidade, forças centrífugas com velocidade constante, pressão, dentre outras.

Mott (2015) entende que os métodos de projeto ou métodos de previsão de falha definem a relação entre as tensões aplicadas sobre um componente estrutural e a resistência do material de que é feito, com relação aos tipos de carregamentos. Assim, consideram-se como métodos de previsão de falhas:

- a) Tensão normal máxima com aplicação em tensão estática uniaxial sobre materiais frágeis;

- b) Tensão de escoamento aplicada em tensão estática uniaxial sobre materiais dúcteis;
- c) Tensão máxima de cisalhamento com cisalhamento direto, vertical e torcional sobre materiais dúcteis;
- d) Resistência à fadiga com tensão de cisalhamento normal reversa/cíclica sobre materiais dúcteis;
- e) Goodman com tensão flutuante sobre materiais dúcteis.

No projeto de uma estrutura mecânica, depois de conhecidas as tensões, a 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.

Já Mott (2015) considera que para materiais dúcteis utiliza-se o fator de segurança N com valor compreendido entre:

- a) 1,5 e 2,0 para projetos de estruturas suportadas por cargas estáticas, em que há um nível elevado de confiança em todos os dados;
- b) 2,0 e 2,5 para carregamento dinâmico com confiança média em todos os dados;
- c) 2,5 e 4,0 para estruturas estáticas sobre carregamento dinâmico com incerteza sobre cargas, propriedades dos materiais, análise de tensão ou ambiente;
- d) 4,0 ou mais para projeto de estruturas estáticas sobre carregamento dinâmico com incerteza sobre algumas combinações de cargas, propriedades dos materiais, análise de tensão ou ambiente, no qual se deve proporcionar segurança extra para componentes críticos.

Já para os materiais frágeis, o valor do fator de segurança varia entre 3,0 e 8,0.

2.5.2 Critério de falhas em materiais

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, este 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.

Mott (2015) avalia que os critérios de falha normalmente predizem a falha de um material sujeito a um estado de tensão multiaxial, ou seja, um material pode se comportar de maneira maleável (facilmente dobrável ou conformado) ou friável (frágil, quebradiço), dependendo da temperatura, taxa de carregamento, ambiente químico e processo de formação. Não existe um critério de falha único que possa ser aplicado a um material sob quaisquer condições. Deve-se utilizar todas as informações disponíveis sobre o material para selecionar um critério de falha. Destacam-se alguns critérios de falhas em materiais :

- a) Critério de tensão de von Mises máxima;
- b) Critério de tensão de cisalhamento máxima;
- c) Critério de tensão de Mohr-Coulomb;
- d) Critério de tensão normal máxima (cascas).

Para modelos específicos para composição de cascas utiliza-se o critério de tensão máxima, critério de falha de Tsai-Hill e critério de falha de Tsai-Wu.

2.5.2.1 Critério de tensão de von Mises máxima

De acordo com Ugural (2009), esse critério é baseado na teoria de von Mises-Hencky, também conhecida como teoria da energia de cisalhamento ou teoria da energia de distorção máxima. As tensões principais atuantes em um corpo são σ_1 , σ_2 , σ_3 , e a tensão de von Mises é expressa pela Equação 4:

$$\sigma_{vonMises} = \{ [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2] / 2 \}^{1/2} \quad (4)$$

Essa teoria afirma que um material dúctil começa a escoar em um local onde a tensão de von Mises se torna igual ao limite de tensão. Na maioria dos casos, o limite de escoamento é usado como limite de tensão, no qual existe a condição da Equação 5:

$$\sigma_{vonMises} \geq \sigma_{limit} \quad (5)$$

O valor especificado do limite de escoamento deve levar em consideração a temperatura do componente. O fator de segurança (FOS) em um local, é uma relação entre a tensão limite e a tensão de von Mises, calculado pela Equação 6:

$$FOS = \sigma_{limit} / \sigma_{vonMises} \quad (6)$$

No caso do cisalhamento puro deve-se considerar a Equação 7:

$$\sigma_{12max} = 0.5777 \sigma_{yield} \quad (7)$$

2.5.2.2 Critério de tensão de cisalhamento máxima

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 componente falha quando a máxima tensão tangencial atingir a um valor $f\tau$, Este é, então, o 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 $\tau_{m\acute{a}x\ abs}$ 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 pela Equação 8:

$$\tau_{m\acute{a}x\ abs} \leq 1/2 \cdot \sigma_E \quad (8)$$

Em que σ_E é a tensão de escoamento e é determinada por um teste de tração simples e a tensão $\tau_{m\acute{a}x}$ é o maior valor de abs (σ_{12} , σ_{23} , σ_{13}) em que, pelas Equações 9, 10 e 11:

$$\sigma_{12} = (\sigma_1 - \sigma_2) / 2 \quad (9)$$

$$\sigma_{23} = (\sigma_2 - \sigma_3) / 2 \quad (10)$$

$$\sigma_{13} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2, \quad (11)$$

Em que $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ são as principais tensões em ordem decrescente.

O fator de segurança é dado pela Equação 12:

$$FOS = \sigma_{limit} / (2 * \tau_{max}) \quad (12)$$

Para Norton (2013), é importante ressaltar que o critério de tensão máxima de cisalhamento é mais conservador do que o critério de tensão de von Mises, uma vez que o hexágono que representa o critério de tensão de cisalhamento está contido na elipse que representa o critério de tensão de von Mises. Para uma condição de cisalhamento puro, o critério de tensão de von Mises prevê falha em 0,577 do limite de resistência, enquanto o critério de tensão de cisalhamento prevê falha a 0,5 do limite de escoamento. Testes reais de torção, usados para desenvolver cisalhamento puro, mostraram que o critério de tensão de von Mises proporciona resultados mais precisos do que a teoria de tensão de cisalhamento máxima.

2.5.2.3 Critério de tensão de Mohr-Coulomb

Para Mott (2015), o critério é baseado na teoria de Mohr-Coulomb, também chamada de Teoria do Atrito Interno. É usado para materiais frágeis com propriedades de tração e compressão diferentes. Materiais frágeis não possuem um ponto de escoamento específico e, portanto, não é recomendado usar o limite de escoamento para definir a tensão limite para esse critério. A teoria prevê a ocorrência de falha quando a combinação da tensão principal máxima e mínima exceder seus respectivos limites de tensão. Para as tensões principais σ_1, σ_2 e σ_3 classificadas como $|\sigma_1| > |\sigma_2| > |\sigma_3|$, a teoria Mohr - Coulomb prevê a ocorrência de falhas.

2.5.2.4 Critério de tensão normal máxima

Para Norton (2013), o critério de tensão normal máxima, também conhecido como critério de Coulomb, é baseado na teoria de tensão normal máxima. De acordo com essa teoria, a falha ocorre quando a tensão principal máxima atinge a resistência máxima do material para tensão simples. Esse critério é usado para materiais frágeis. Ele presume que a resistência máxima do material sob tensão ou compressão é a mesma. Essa suposição não é válida para todos os casos. Por exemplo, rachaduras diminuem a resistência do material sob

tensão consideravelmente, enquanto seu efeito é bem menor na compressão, pois as rachaduras tendem a fechar. Materiais frágeis não possuem um ponto de escoamento específico e, portanto, não é recomendado usar o limite de escoamento para definir a tensão limite para esse critério. Essa teoria prevê a ocorrência de falha quando satisfaz a Equação13:

$$\sigma_1 \geq \sigma_{limit} \quad (13)$$

Em que:

σ_1 é a tensão principal máxima.

O fator de segurança (FOS) é calculado pela Equação14:

$$FOS = \sigma_{limit} / \sigma_1 \quad (14)$$

2.5.3 Materiais estruturais

Para Mott (2015), a maior parte dos aços estruturais é designada pelos números ASTM, estabelecidos pela American Society for Testing and Materials. A classe ASTM A36 tem um ponto de escoamento mínimo de 248 MPa muito dúctil e é caracterizado como um aço de baixo teor de carbono, laminado a quente, disponível em chapas, placas, barras e perfis estruturais, como vigas de abas largas, vigas padrão norte-americano, perfis U e cantoneiras. Os perfis estruturais tubulares - HSS -Hollow Structural Sections normalmente são fabricados a partir do aço ASTM A500, que é formado a frio e fundido ou feito sem emendas. Estão nessa categoria os tubos redondos e os perfis quadrados e retangulares, e alguns dos produtos HSS são feitos a partir do aço formado a quente, que tem propriedades semelhantes aos perfis de aço laminado a quente ASTM A36. Várias classes de aços estruturais com resistência mais alta estão disponíveis para o uso em construções, veículos e aplicações em máquinas e fornecem de 290 a 700 MPa, que são aços de alta resistência e baixa liga (HSLA) e podem ser citados o ASTM A 242, A440, A514, A572 e A913

O grande uso do aço pode ser atribuído às notáveis propriedades dessa liga, à abundância das matérias-primas necessárias à sua produção e ao 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).

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.

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

- a) 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 essa tensão seja atingida na seção transversal das barras, como forma de limitar a sua deformação;
- b) Módulo de Young ou módulo de elasticidade (E): é razão entre a tensão exercida e a deformação sofrida pelo material. Caracteriza-se 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;
- c) Coeficiente de Poisson (ν): é a propriedade que mede a deformação transversal em relação à direção longitudinal de aplicação da carga;
- d) 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.

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 têm suas propriedades químicas e mecânicas exibidas na Tabela 1:

Tabela 1 - 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 ruptura (MPa)	400-550	450 mín.	485 mín.
Limite de escoamento(MPa)	250 mín.	345 mín.	345 mín.

Fonte: Chiaverini (2002), modificada.

2.5.4 Análise de frequências

A análise de frequência modal utiliza o método de iteração matricial, que de acordo com Rao (2009), determina várias frequências naturais de vibração, começando pela mais baixa, associando a cada frequência os resultados de deslocamento/deformação total, uma vez que os resultados são gerados de acordo com a resolução da Eq.15, caracterizada como equação de movimento com autovalores e autovetores, para vários graus de liberdade.

$$[M]\{\ddot{D}\} + [C]\{\dot{D}\} + [K]\{D\} = \{F\} \quad (15)$$

Em que:

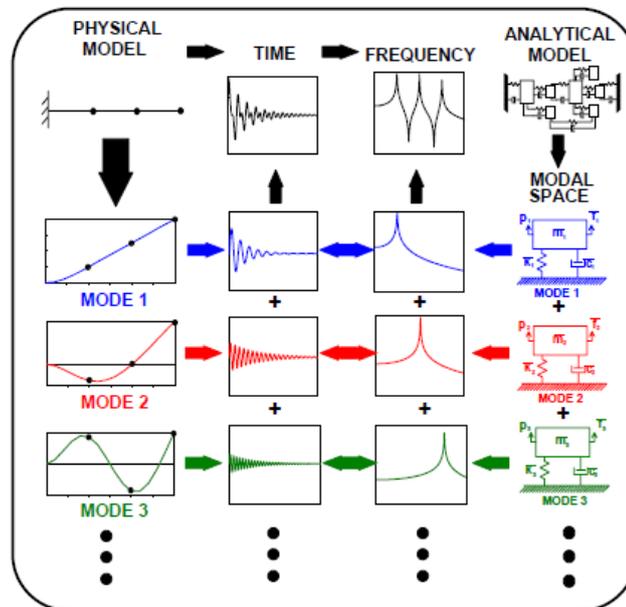
$\{D\}$ = vetor de deslocamento nodal;

$\{\dot{D}\}$ = vetor de velocidade nodal;

- $\{\ddot{D}\}$ = vetor de aceleração nodal;
 $\{F\}$ = vetor de força externa nodal;
 $[M]$ = matriz de massa;
 $[C]$ = matriz de amortecimento;
 $[K]$ = matriz de rigidez.

Avitabile (1998), explicando a teoria de vibração considerou uma barra excitada por um pulso em sua ponta, conforme Figura 18.

Figura 18 - Modos de vibração.



Fonte: Avitabile (1998).

De acordo com Avitabile (1998), a resposta na ponta da barra irá conter a resposta de todos os modos do sistema. Observe que haverá resposta em várias frequências diferentes. Essa resposta de tempo, na ponta da barra, pode ser convertida para o domínio da frequência executando uma transformada de Fourier do sinal. A representação do domínio da frequência, desse sinal de tempo convertido, é, muitas vezes, referida como a função de resposta de frequência, ou FRF (mostrado no gráfico de frequência preto). Observe que existem picos nesse gráfico que correspondem às frequências naturais do sistema. A barra terá muitas frequências naturais de vibração. Em cada uma dessas frequências naturais, a deformação estrutural terá um padrão definido, chamado de modo. Por essa barra, há um primeiro modo de flexão mostrado em azul, um segundo modo de flexão mostrado em vermelho e um

terceiro modo de flexão mostrado em verde. Existem, também, outros modos mais altos que poderiam ser descritos. O modelo físico também pode ser avaliado usando um modelo analítico de massa concentrada, ou modelo de elementos finitos, mostrado em preto na parte superior direita da figura. Esse modelo será avaliado, usando algum conjunto de equações no qual há uma inter-relação, ou acoplamento, entre os diferentes pontos, ou graus de liberdade (dof), usados para modelar a estrutura. Isso significa que, se você mover um dos dof's no modelo, os outros dof's também são afetados e também se movem. Esse acoplamento significa que as equações são mais complicadas para determinar como o sistema se comporta. Como o número de equações usadas para descrever o sistema pode ficar maior, as misturas de equações se tornam mais complexas. São utilizadas, então, matrizes para ajudar a organizar todas as equações de movimento, descrevendo como o sistema se comporta, na qual é descrita a Equação 15, explicada por Rao (2009).

Avitabile (1998) ainda explica que a massa é uma matriz diagonal e matrizes de amortecimento e rigidez são simétricas em relação a diagonal, o que são termos que indicam o grau de acoplamento entre as diferentes equações, ou dofs, descrevendo o sistema. O tamanho das matrizes é dependente do número de equações que se usa para descrever o sistema. Matematicamente, utiliza-se da transformação modal para converter essas equações acopladas em um conjunto de sistemas único de graus de liberdade desacoplados, descritos por matrizes diagonais de massa modal, amortecimento modal e rigidez modal, em um novo sistema de coordenadas chamado espaço modal. O objetivo é converter um conjunto complicado de equações físicas acopladas em um conjunto de simples e desacoplado de um único sistema de graus de liberdade. Observa-se, na Figura 17, que o modelo analítico pode ser dividido em um conjunto de sistemas de dof único, em que modo 1 de descrição é mostrado em azul, modo 2 é mostrado em vermelho e modo 3 é mostrado em verde.

Para Ewins (1984), um teste modal compreende a medição de um conjunto de funções de respostas, que são medidas como registros de histórico de tempo de várias respostas à excitação, em que os sinais são processados na fonte para revelar a resposta de frequência individual. O modelo está relacionado ao modal e modelos espaciais sujeitos a várias condições, que devem ser consultadas antes de uma aplicação.

Para Rao (2009), o fenômeno da ressonância ocorre sempre que a frequência de excitação coincide com uma das frequências naturais do sistema, proporcionando elevados valores de deslocamentos, deformações e tensões indesejáveis, levando componentes da estrutura a falhar. É possível reduzir, mas não eliminar, as forças dinâmicas que causam vibrações e os métodos de controle das vibrações podem ser: controlar as frequências naturais

do sistema, evitar resposta excessiva do sistema, mesmo em ressonância, com o uso de mecanismos de amortecimento/dissipação de energia, uso de isoladores de vibração para redução de transmissão de forças entre componentes e alteração de massa e rigidez do sistema, de modo alterar frequências naturais, conforme a Equação 16.

$$f_n = \sqrt{k/m} \quad (16)$$

Em que:

f_n = frequência natural de vibração do sistema;

k = rigidez do sistema;

m = massa do sistema.

2.5.5 Fadiga de componentes

Para Tavares (2014), nos implementos agrícolas pode acontecer 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, e pode ocorrer o fenômeno da fadiga.

Ainda conforme Tavares (2014), o fenômeno da fadiga ocorre quando existe incidência de fatores simultâneos ou não, que são os chamados fatores primários, como tensão máxima elevada, em que 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 pulsantes 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 nas quais 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 (BUDYNAS; NISBETT, 2016; JUVINALL; MARSHEK, 2016; NORTON, 2013; SHIGLEY; MISCHKE; BUDYNAS, 2005; TAVARES, 2014).

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 tem sido 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 esse princípio de colheita, mas se a vibração não for controlada, pode causar fadiga e possível ruptura de componentes de máquinas.

A resistência dos componentes está associada também ao processo de ligação entre os componentes constituintes. Mott (2015) e Silva, Silva e Magalhães (2014) afirmam que o processo de ligação entre componentes divide-se em dois grupos:

- a) Processos de ligação permanente: os componentes ligados não podem ser separados sem destruição de, pelo menos, um deles. Como exemplos têm-se as ligações pelo processo de solda e adesivos;
- b) Processos de ligação não permanentes: os componentes separados podem se separar sem destruição de, pelo menos, um deles. Como exemplo cita-se ligações por componentes roscados (parafusos e porcas) e ligações por efeito de molas.

Neste capítulo 2, foram apresentados os modelos de colhedoras de café existentes, a metodologia e sistemáticas de projetos, a utilização da técnica de elementos finitos aplicadas às simulações estruturais estáticas e de vibração em máquinas e a análise de estruturas com apresentação das relações entre tensões e deformações, critérios de falhas em materiais, tipos de materiais estruturais, análise de frequências e fadiga em componentes.

No capítulo seguinte, serão apresentadas as etapas que foram seguidas na elaboração deste trabalho.

3 MATERIAL E MÉTODOS

3.1 Origem dos dados

Foi feito o levantamento de projeto de colhedoras automotrizes que já estão em operação no mercado. A colhedora modelada geometricamente e simulada tem o modelo estrutural baseado nas colhedoras, mas várias modificações serão realizadas em busca de projeto da máquina que trabalhe em inclinações de terreno de 50%, sem comprometer a integridade dos elementos estruturais.

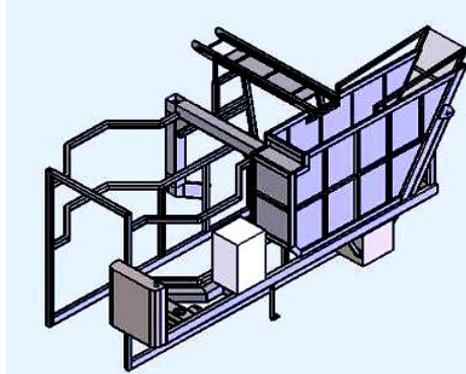
3.2 Etapas do projeto

A sequência das etapas, no projeto da estrutura da colhedora modelada, tem grande significância devido ao fato de se facilitar o entendimento dos passos para se desenvolver tal projeto e identificar possíveis falhas em cada etapa específica.

3.2.1 Levantamentos de características de colhedoras

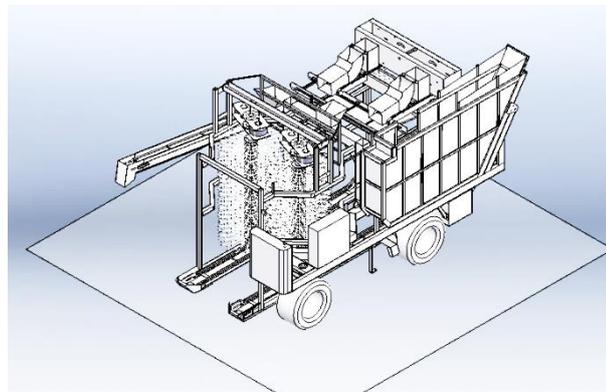
Em uma primeira etapa, serão levantadas informações a respeito das dimensões, materiais e dos principais esforços presentes na estrutura da máquina colhedora, para aplicá-las aos modelos da simulação, considerando o processo revolucionário ou de *redesign*. Esse processo é descrito por Ashby, Shercliff e Cebon (2012), como um tipo de projeto no qual, por meio de um produto existente, procura-se modificá-lo para melhorar seu desempenho e também reduzir custos. Esse levantamento foi realizado mediante projetos de máquinas já presentes no mercado e também pelo acompanhamento de colhedoras em operação de campo na região do Sul de Minas Gerais. Colhedora do tipo Korvan, referenciada na seção 2.1, foi acompanhada em colheita no campo. Baseou-se também em parte do modelo estrutural apresentado por Silva, Silva e Magalhães (2014), conforme Figura 19, e modelo similar completo mostrado na Figura 20.

Figura 19 - Modelo de colhedora.



Fonte: Silva (2013).

Figura 20 - Modelo de colhedora.



Fonte: Do autor (2013).

3.2.2 Projeto conceitual/modelos geométricos

De posse das informações de dimensões e materiais, foi desenvolvido o modelo geométrico da colhedora. A estrutura da máquina foi simulada estaticamente no software SolidWorks® EDU Edition 2012/2013. Foram modelados componentes principais da máquina e após simulações, conforme resultados, foram acrescentados outros componentes até que se obteve a estrutura completa de uma máquina colhedora de café. O projeto conceitual da máquina inicialmente deve atender aos princípios como: critérios de segurança, menor peso estrutural (gerando melhor relação peso potência com maior mobilidade), ergonomia e custos.

Como requisitos para o projeto, tem-se:

- a) Máquina com três rodas;
- b) Largura entre 2,80 e 3,0 m;
- c) Altura máxima de 3,0 m;

- d) Estrutura superior triangular, e rodas posicionadas entre si, também na forma triangular com objetivo de simetria de distribuição de cargas estruturais, facilitando o movimento em dois sentidos, que a máquina deverá ter;
- e) Duas rodas articuladas do mesmo lado da máquina (com direcionamento das rodas de maneira inversa uma em relação à outra) essas rodas deverão se situar do lado mais baixo do terreno e a outra roda isolada e sem articulação deverá estar na parte superior do terreno;
- f) Atuação em declividade de 50% do terreno, mas com a parte superior da máquina paralela ao solo, para a eficácia do sistema de derriça do café. Considerando a distância entre rodas de 2,80 m, será necessário 1,4 m de desnível entre as 2 rodas superiores e a roda inferior, para satisfazer a condição de 50 % de inclinação;
- g) Cilindros desalinhados em 300 mm;
- h) Submontagem intitulada de “Carrinho”, com duas colunas basculantes/telescópicas, assim como a coluna que suporta a roda fixa isolada, que deverá suportar giro sobre seu eixo (torque);
- i) Uso de elementos do tipo tubos retangulares.

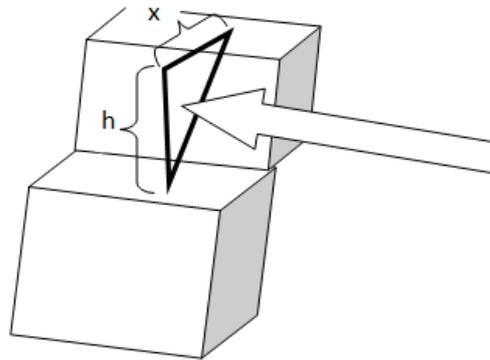
3.2.3 Análises

Para atender às diversas situações de trabalho de uma máquina colhedora de café do tipo automotriz, foi utilizada a análise do tipo estática estrutural, no intuito de gerar resultados de tensões de von Mises, deformações/deslocamentos totais, fatores de segurança, forças de reações nas rodas e frequência ressonantes após análise do tipo modal. Segundo Budynas e Nisbett (2016), o critério de falha de von Mises gera os resultados anunciados para materiais dúcteis, conhecido como teoria da energia de distorção de materiais, quando sujeitos a carregamentos estáticos e que leva em consideração que a tensão de von Mises, calculada para os componentes, não deve ser superior à tensão de escoamento do material. A tensão de escoamento é obtida por meio de ensaio de tração e a tensão de von Mises depende do módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson dos materiais. O detalhamento desse critério foi descrito e comparado com o critério de Tresca na seção 2.5.2. Foram utilizadas duas simulações, denominadas por estudos, com as seguintes condições:

- Estudo 1: simulada a situação de trabalho da máquina sem inclinação do terreno, ou seja, em terreno plano;

- Estudo 2: denominado terreno com grande inclinação, onde foi simulada situação de inclinação de 50% do terreno. Observar que a inclinação referida é descrita em plano perpendicular (triângulo) à direção de deslocamento da máquina no processo de colheita, x é a distância entre as rodas da máquina (bitola), em níveis diferentes e h é a altura relativa ao desnível das rodas, ou desnível do terreno, conforme Figura 20. Para 50% de inclinação, h deverá ser $x/2$.

Figura 21 - Detalhes de inclinação do terreno.



Fonte: Do autor (2017).

Para o estudo com 50% de inclinação, a parte superior da máquina deverá permanecer paralela aos terrenos inferior e superior na colheita e, para isso, as colunas que sustentam as rodas localizadas no terreno inferior, devem ser maiores do que a coluna que sustenta a roda localizada na parte superior do terreno.

- Estudo 3: análise modal com geração de frequências e formas modais.

3.2.4 Simulações numéricas

É importante a busca de informações confiáveis sobre materiais utilizados na colhedora, destacando sempre todas as suas características estruturais, geométricas e de inércia como informações de quais são as possíveis configurações assumidas por cada um e suas funções dentro da estrutura geral, pois informações equivocadas comprometem os resultados dos estudos de simulação dos modelos. Nesse cenário, foram conduzidos estudos do tipo estático, nos quais se avaliou a estrutura do modelo em repouso, com objetivo de gerar resultados de tensão de von Mises, deslocamento, deformação, fator de segurança e forças de reação na região das rodas. Foram conduzidos também estudos de tipo análise modal para a

obtenção de cinco valores de frequências ressonantes. As várias etapas, para cada estudo, foram seguidas, como descritas:

- a) Aplicação de materiais: utilizar aço estrutural ASTM A36, aplicados nos projetos atuais, pois há uma considerável relação resistência/segurança e custo, com características físicas e mecânicas descritas na Tabela 2. Poder-se-ia também ser utilizado um aço carbono 1020 ou 1030, que apresenta propriedades semelhantes para aplicação estrutural e também os perfis estruturais tubulares ASTM A500 que apresentam maior tensão de escoamento, porém com maior custo.

Tabela 2 - Propriedades físicas e mecânicas do material da estrutura do modelo.

Propriedades	Valores para Material ASTM A36
Densidade (kg.m ⁻³)	7850
Coefficiente de Poisson	0,26
Tensão de escoamento (Pa)	2,5 x 10 ⁸
Tensão de ruptura (Pa)	4,0 x 10 ⁸
Módulo de elasticidade (Pa)	2,0 x 10 ¹¹
Módulo de cisalhamento (Pa)	7,9 x 10 ¹⁰

Fonte: Budynas e Nisbett (2016).

- a) Aplicação de conexões entre as partes da estrutura da máquina: todos os componentes devem ser unidos para transmissão de esforços entre eles;
- b) Aplicação de fixações em 3 rodas: usar geometria fixa com limitação de movimentos no sistema de coordenada cartesiano, considerando os eixos x, y e z;
- c) Aplicação de esforços/massas devidos a: conjunto motor principal, reservatório de café cheio com capacidade para 1.800 litros de café, baseado na limitação de distribuição de peso e peso limite suportado pelos pneus comercialmente vendidos, reservatório de óleo hidráulico, bateria, reservatório de combustível, radiador, cilindros, cabine com operador, sistema de transporte do café, elevadores, calhas, mangueiras, sistema direcional e bombas diversas. Essas cargas deverão ser distribuídas de maneira baseada em alguns projetos anteriores, mas com a condição de modificação de posições, conforme resultados de simulações;

- d) Definição e geração de malha: utilizar malha de alta qualidade com tamanhos mínimos e máximos adaptados aos modelos;
- e) Resultados dos estudos: gerar resultados de tensão de Von Mises, deslocamentos, deformações, fator de segurança em toda a estrutura da máquina e forças de reação resultantes nas 3 rodas.

3.2.5 Interpretação dos resultados

Após simulações, os resultados foram analisados, comparando os dois tipos de estudos e propostas alterações de desenho/projeto.

3.2.6 Novas simulações

Após alterações, foram realizadas novas simulações, cujos resultados foram comparados aos resultados das simulações iniciais.

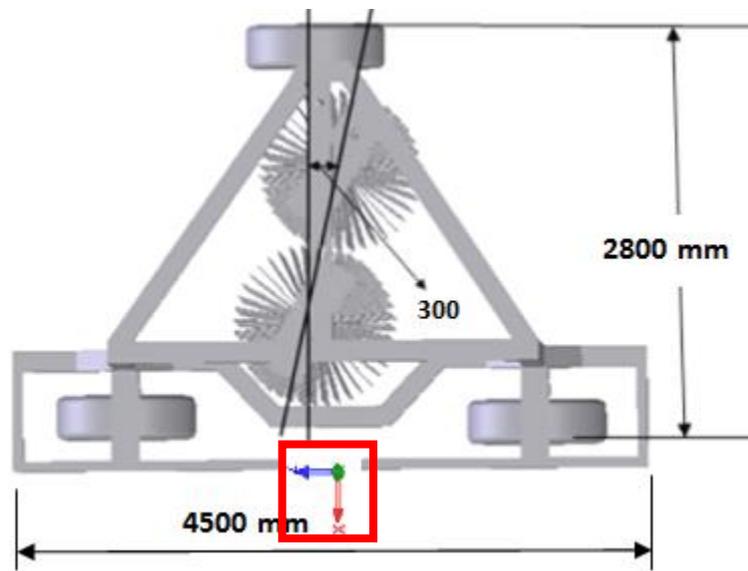
4 RESULTADOS

4.1 Modelos de colhedora projetados/desenhados

Nas Figuras de 22 à 25, são apresentados os projetos conceituais com as características e dimensões descritas na metodologia proposta.

O modelo inicial apresentado na Figura 22 para terrenos planos, com vibradores e rodas como condições iniciais para o projeto, apresentou massa de 1.347 kg com origem na parte externa média do carrinho como destacado em vermelho, na figura, centro de massa de coordenadas $x = -1155,2\text{mm}$, $y = 907,4\text{mm}$ e $z = 453,7\text{mm}$. O projeto inicial apresentou largura entre 2.800 mm e 3.000 mm, com cilindros desalinhados em 300 mm e simetria da máquina, com rodas formando um triângulo tipo isósceles, com possível distribuição de cargas estruturais, facilitando o movimento em dois sentidos de deslocamentos e comprimento de 4.500mm, conforme Figura 22.

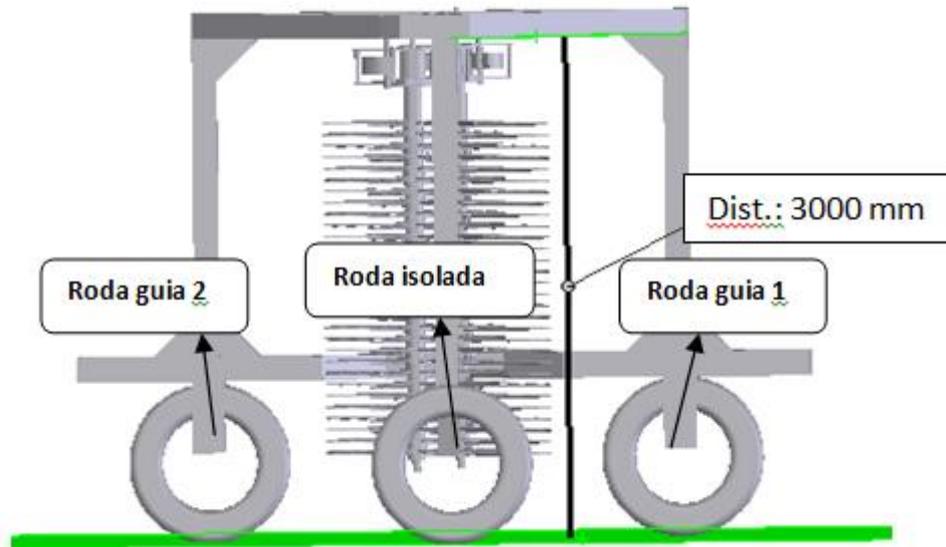
Figura 22 - Detalhes de comprimento, largura e posição de cilindros.



Fonte: Do autor (2017).

Máquina com três rodas com altura máxima aproximada de 3.000 mm, conforme Figura 23.

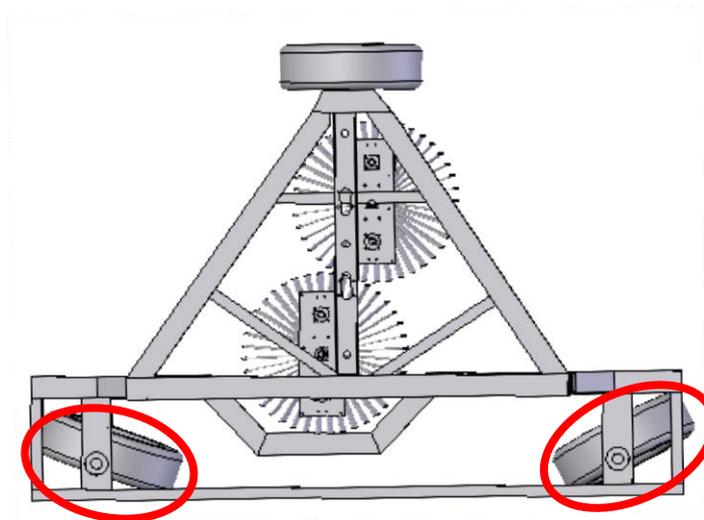
Figura 23 - Detalhes das rodas e altura.



Fonte: Do Autor (2017).

Duas rodas articuladas do mesmo lado da máquina (com direcionamento das rodas de maneira inversa uma em relação à outra) estas rodas deverão se situar do lado mais baixo do terreno e a outra roda isolada e sem articulação deverá estar na parte superior do terreno, conforme Figura 24.

Figura 24 - Rodas articuladas.



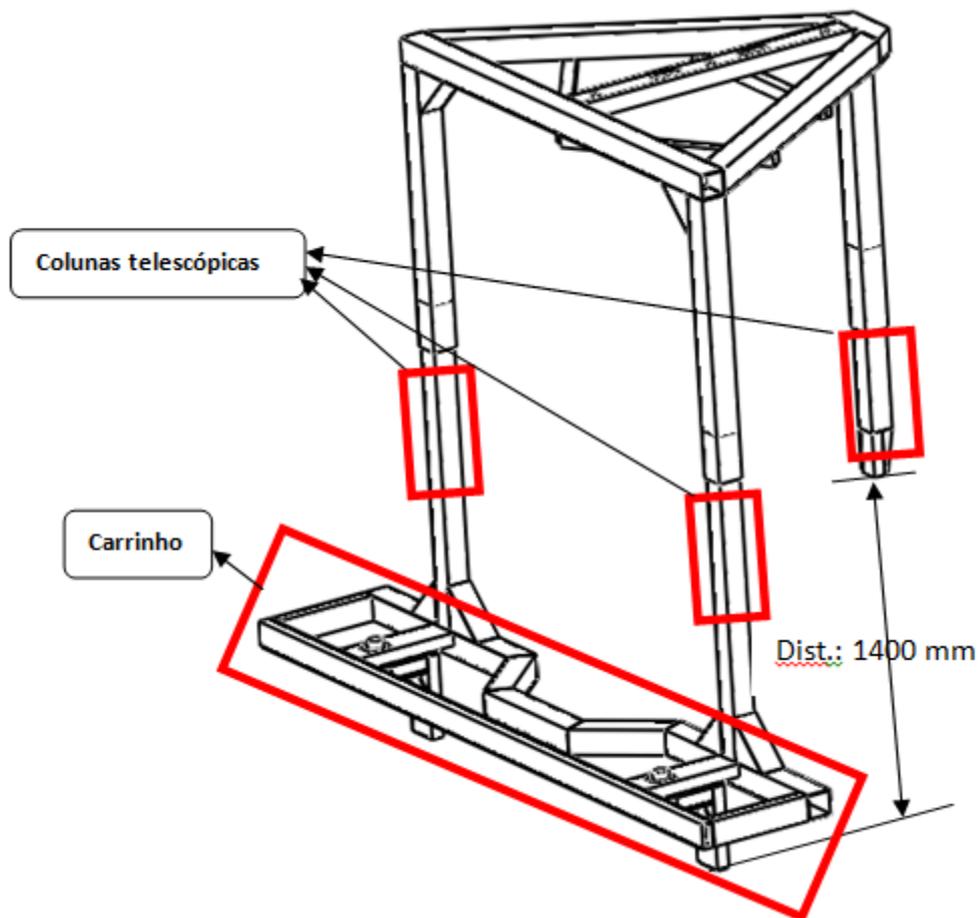
Fonte: Do Autor (2017).

Declividade de 50% do terreno, mas com parte superior da máquina paralela ao solo. Considerando a distância entre rodas de 2.800 mm, será necessário 1.400 mm de desnível

entre as 2 rodas da parte superior do terreno e a roda inferior, para satisfazer a condição de 50 % de declive, conforme evidencia a Figura 25.

Carrinho com três colunas basculantes/telescópicas para realização de manobras, assim como a coluna que suporta a roda fixa isolada, que deverá suportar giro sobre seu eixo (torque), conforme destacado ainda na Figura 25.

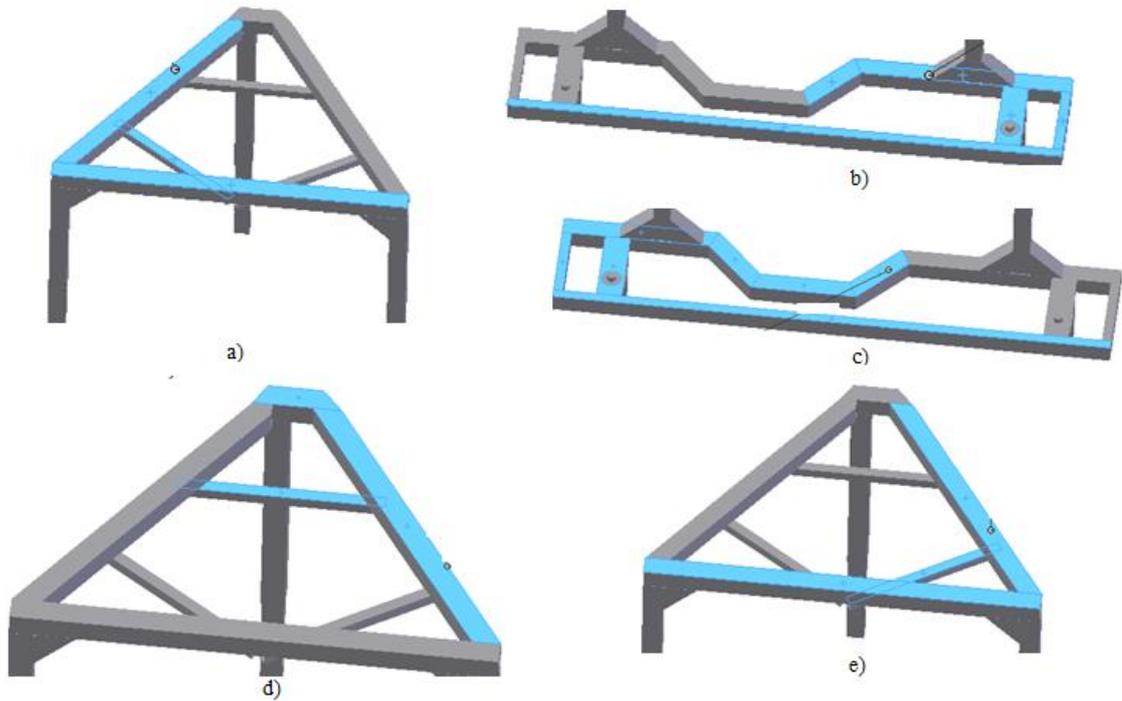
Figura 25 - Desnível e componentes



Fonte: Do Autor (2017).

Para os dois estudos destaca-se que a distribuição de cargas foi feita de maneira simplificada, pois existem poucas áreas de transmissão dessas cargas no projeto inicialmente proposto. Na distribuição, seguiu-se o critério de massa, com valor próximo de 3.500 kg, baseando-se em pesos de componentes de colhedoras existentes no mercado. Os pesos dos componentes, não exibidos no projeto inicial, foram acrescentados na estrutura, na forma de massas distribuídas. Observa-se também que a distribuição de massa foi a mesma para o estudo plano e para o estudo 50% de declive, o que foi representado na Figura 26.

Figura 26 - Posições das cargas.



Fonte: Do Autor (2017).

Os valores das massas distribuídas foram para as localidades:

- a) 460,0 kg
- b) 1.530 kg
- c) 815,0 kg
- d) 410,0 kg
- e) 305,0 kg

As condições iniciais de contorno foram estabelecidas da seguinte maneira:

- a) Geometria fixa nas posições das três rodas;
- b) Todos os componentes estão unidos por conexões do tipo união, para que sejam realmente transmitidos os esforços entre componentes.

Para a geração de malha foram considerados elementos do tipo tetraédrico. A Figura 27 apresenta a malha gerada para o estudo plano e para o estudo inclinado 50%.

Figura 27 - Malhas geradas nos estudos plano e declivoso de 50%.



Fonte: Do Autor (2017).

As malhas são do tipo sólidas, em curvatura, com tamanho de elementos variando de 2,5 à 50,0 mm. Foram gerados 381.200 G.L. (graus de liberdade) com 127.532 nós e 62.236 elementos para o estudo plano e para o estudo 50% inclinado, foram gerados 380.7380 G.L, com 127.378 nós e 62.174 elementos. As malhas foram geradas em todos os componentes sem nenhuma falha. Aplicou-se refinamento de malha em algumas regiões dos modelos e também verificou-se a Jacobiana para verificação de elementos distorcidos.

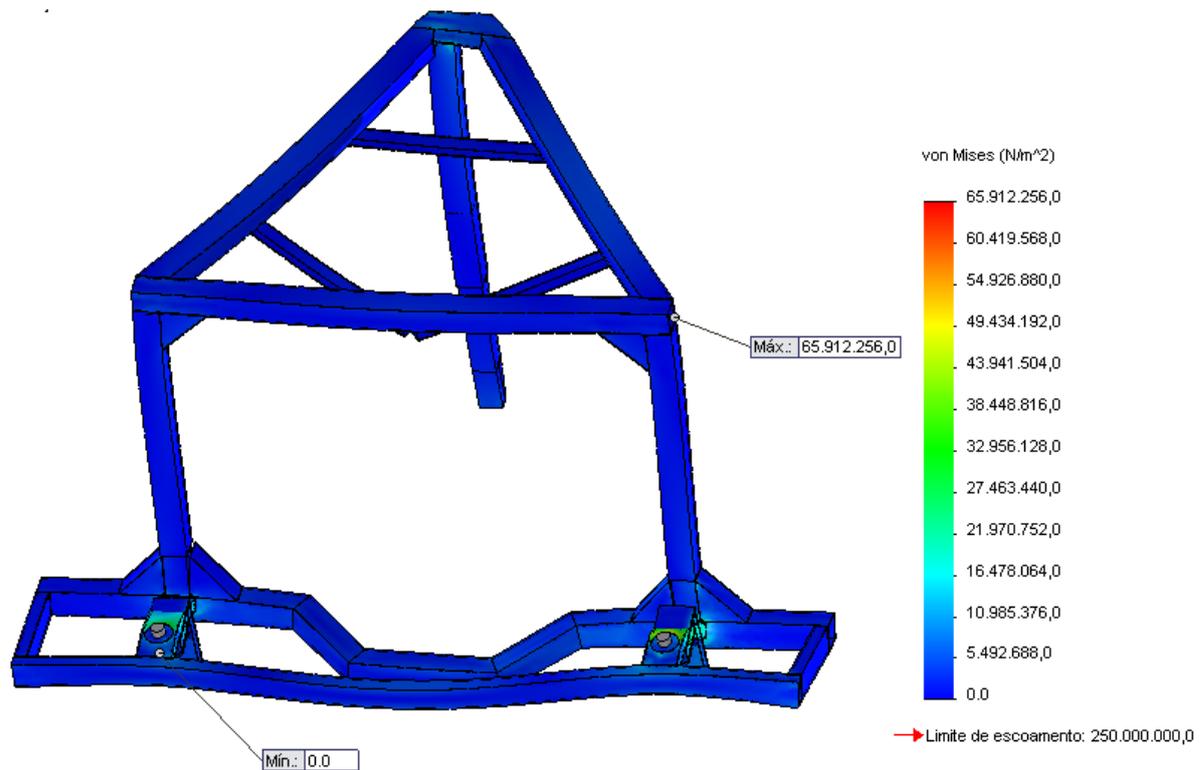
4.2 Resultados para o estudo 1

Os resultados devido as tensões de von Mises, deslocamentos, deformações, fatores de segurança e tensões e deslocamentos nas regiões das rodas, para a situação descrita como estudo 1, são apresentadas à seguir.

4.2.1 Tensões de von Mises

A Figura 28 mostra os resultados de tensão de von Mises, observa-se que o máximo valor foi de 65,91 MPa localizado em um dos perfis superiores horizontais.

Figura 28 - Tensões de von Mises



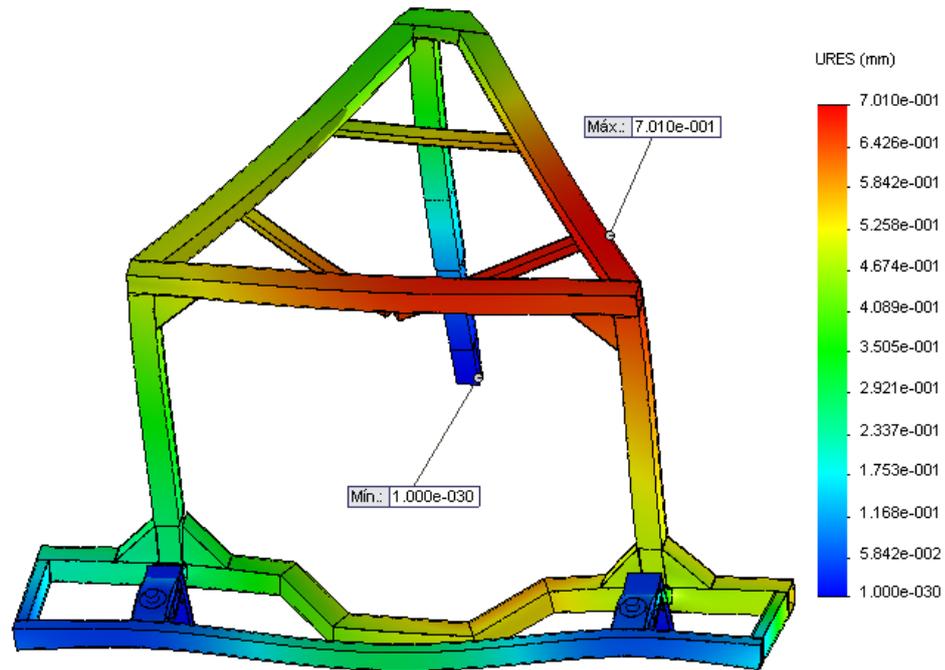
Fonte: Do Autor (2017).

Este valor de 65,91 MPa ficou abaixo dos 250 MPa caracterizado com limite de escoamento do material e além disto esse valor máximo foi encontrado em uma pequena área/região da estrutura da máquina, devendo, então, ser realizado um reforço nessa região, com sugestão de acréscimo de chapa de reforço soldada.

4.2.2 Deslocamentos

A Figura 29 mostra os resultados de deslocamentos, e observa-se que o maior valor encontrado foi de 0,7 mm, localizado em um dos perfis superiores horizontais. Esse valor é considerado pequeno, o que mostra boa condição de estabilidade/rigidez das peças.

Figura 29 - Deslocamentos.

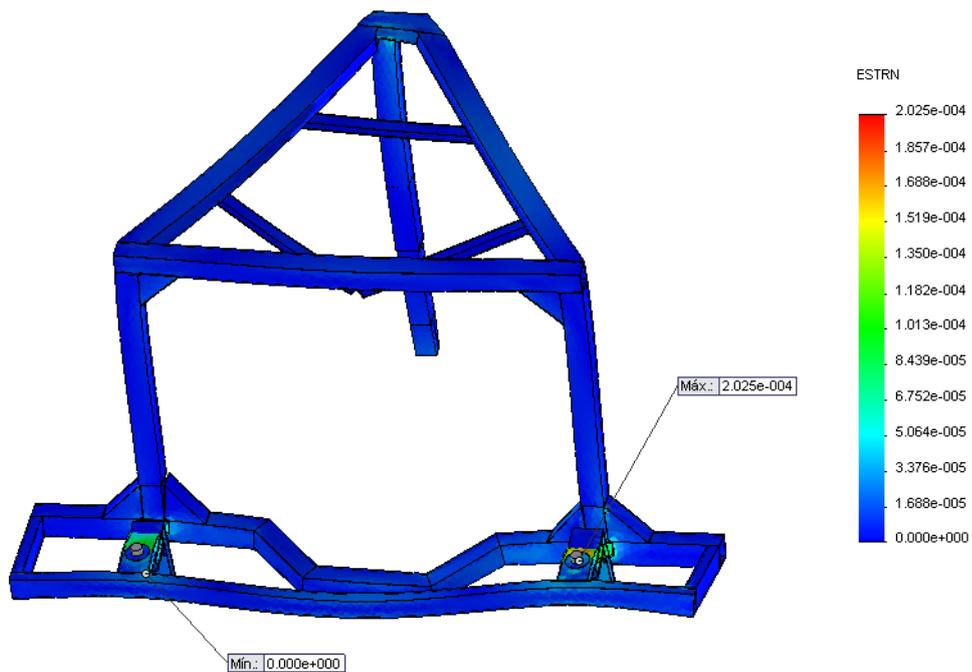


Fonte: Do Autor (2017).

4.2.3 Deformações específicas

A Figura 30 apresenta os resultados de deformação, observa-se que o máximo valor foi de $2,02 \times 10^{-4}$ mm/mm, localizado nos componentes articulados da roda 2.

Figura 30 - Deformações na estrutura da colhedora.

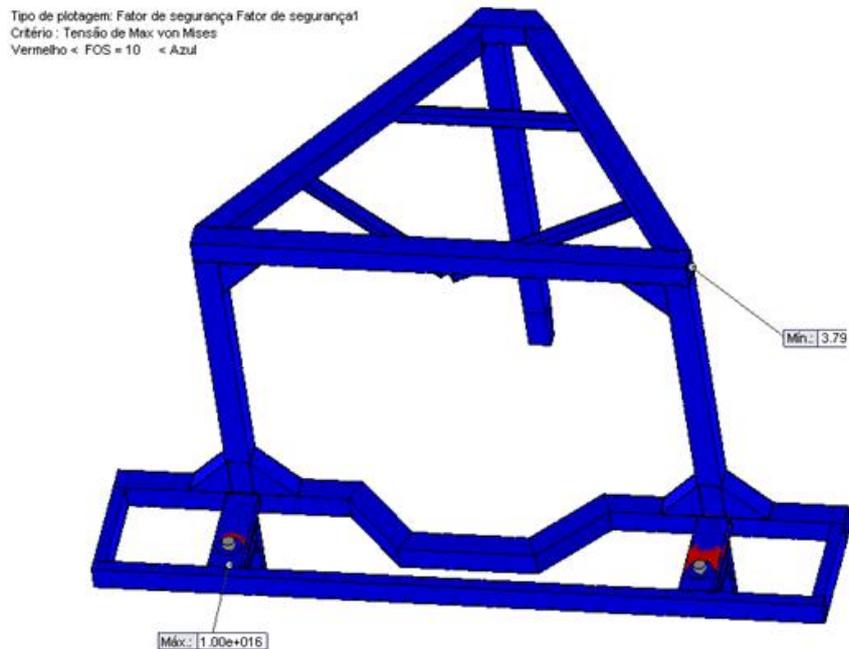


Fonte: Do Autor (2017).

4.2.4 Fatores de segurança

A Figura 31 apresenta os resultados de fator de segurança, utilizando o critério de Von Mises, no qual o menor valor encontrado foi de 3,79, localizado em perfil horizontal superior, como no gráfico de tensão de von Mises. Esse valor está de acordo com o valor máximo proposto por Chiaverini (2012) para materiais dúcteis como o aço (4,0), mas em estudo dinâmico poderia apresentar problemas. As demais regiões estão com fatores de segurança com valores elevados, o que significa que as tensões aplicadas estão bem abaixo da tensão de escoamento do material (250 MPa), que é utilizada como parâmetro de falha do material, indicando também que a estrutura pode ser redimensionada para redução do fator de segurança, com o objetivo de redução de custos com estruturas formadas por tubos quadrados de menor espessura de parede ou com perfis menores, conseguindo assim uma otimização topológica.

Figura 31 - Fatores de segurança.



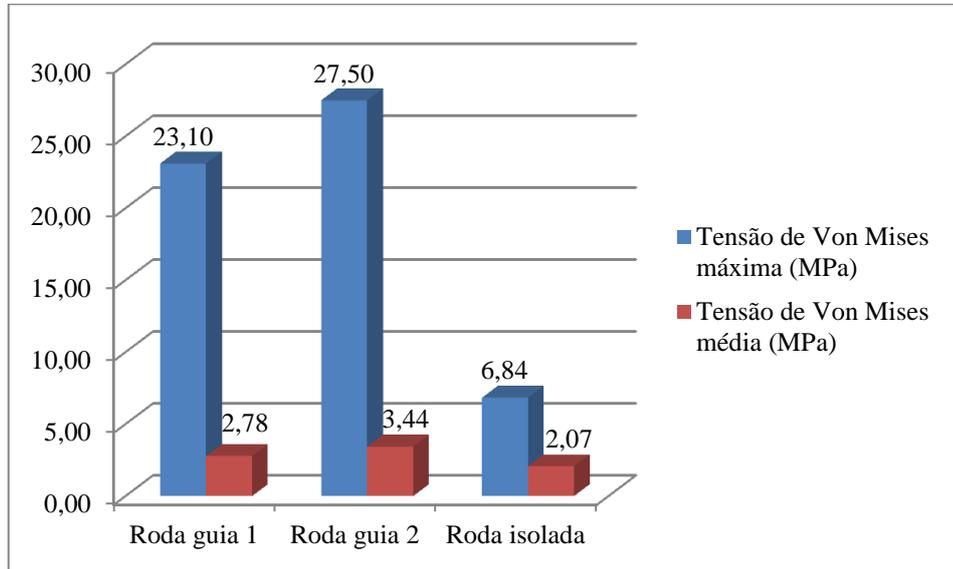
Fonte: Do Autor (2017).

Observa-se ainda, na Figura 31, que a maior parte da máquina se encontra com fator de segurança maior que 10 e apenas as regiões de articulações das rodas 1 e 2 e vértice da peça superior horizontal estão com fator menor que 10.

4.2.5 Tensões nos suportes das rodas

A Figura 32 exibe tensões máximas e médias em cada roda.

Figura 32 - Comparativo de tensões por rodas.



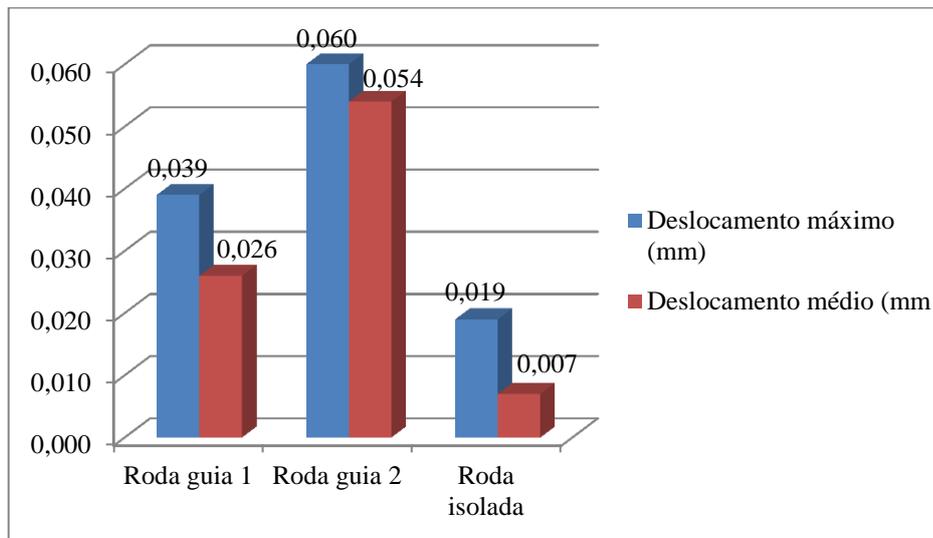
Fonte: Do Autor (2017).

Observa-se na Figura 32 que a roda guia 2 apresentou os maiores valores de tensão de Von Mises máxima e média, o que se esperava, pelo fato de que os maiores valores de forças de reações foram encontrados nessa roda. Já os valores de tensão média apresentaram valores menos discrepantes nas 3 rodas.

4.2.6 Deslocamentos nos suportes das rodas

A Figura 33 apresenta deslocamento máximos e médios em cada roda, considerando a direção da resultante relativa aos três eixos x,y,e z em relação as suas posições iniciais.

Figura 33 - Comparativo de deslocamentos por rodas.



Fonte: Do Autor (2017).

Observa-se na Figura 33 que a roda guia 2 apresentou os maiores valores de deslocamentos máximos e médio, embora esses valores sejam considerados pequenos.

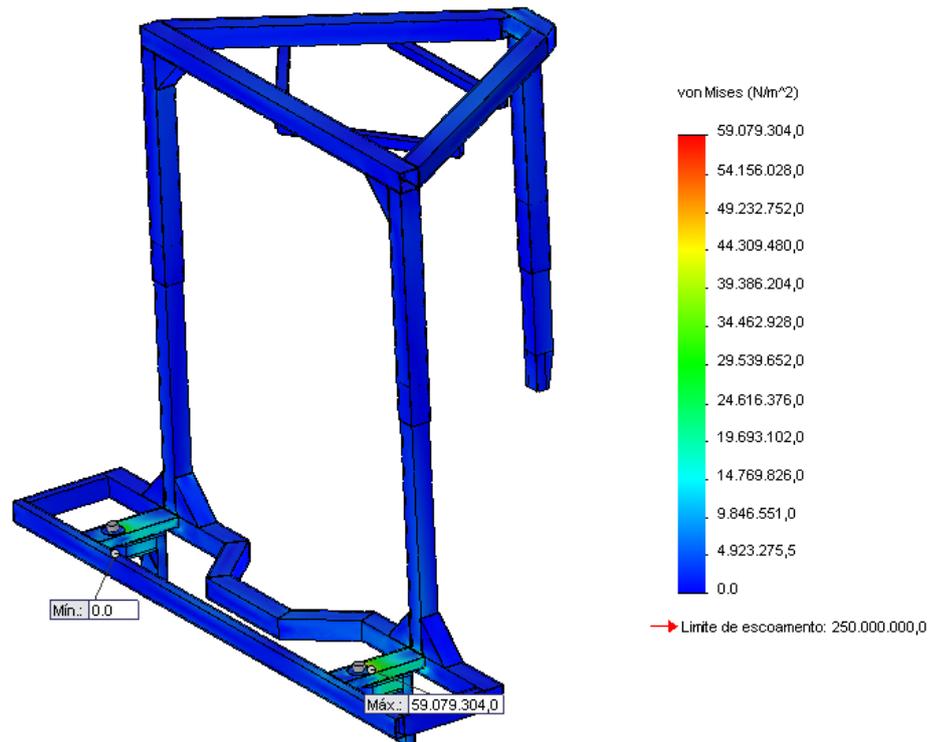
4.3 Resultados para o estudo 2

O modelo inicial desenvolvido para terrenos com 50% de declividade, considerando vibradores e rodas como condições iniciais para o projeto, apresentou massa de 1.347 Kg e origem na parte externa média do carrinho com centro de massa de coordenadas $x = -1159,2\text{mm}$, $y = 1747,9\text{mm}$ e $z = 441,8\text{mm}$.

4.3.1 Tensões de Von Mises

A Figura 34 apresenta os resultados de tensão de Von Mises, observa-se que o maior valor foi de 59,1 MPa, localizado na região de articulação da roda guia 2.

Figura 34 - Tensões de Von Mises.



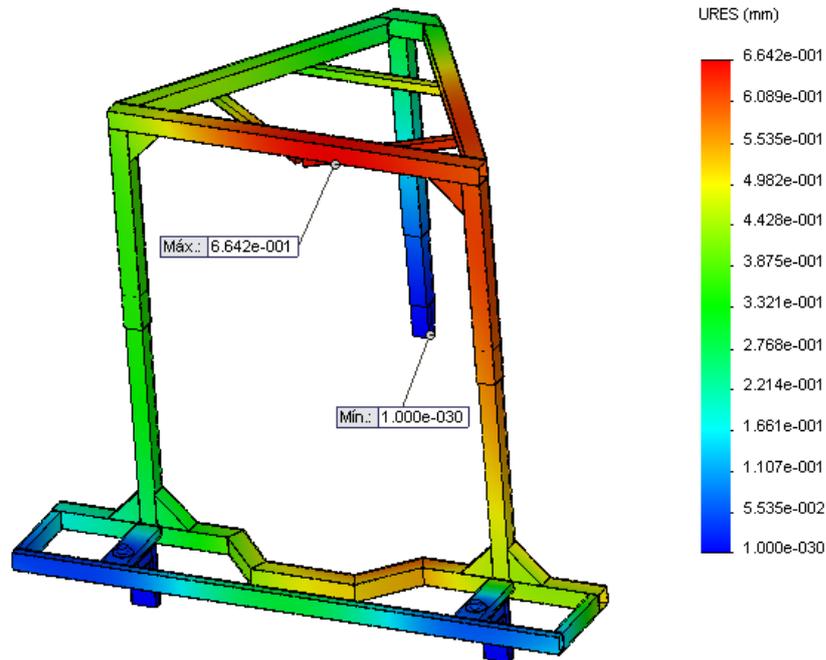
Fonte: Do Autor (2017).

Vale ressaltar que não foi verificada a torção no suporte da roda que está localizada no lado de coluna única. Quando a máquina pivotar (girar) ao redor dessa roda isolada, em movimento de manobras, possivelmente acontecerão tensões diferentes até na parte superior da coluna relativa a essa roda.

4.3.2 Deslocamentos

A Figura 35 apresenta os resultados de deslocamentos, observa-se que o maior valor encontrado foi de 0,66 mm, localizado em uma posição quase que central do componente superior horizontal. Esse valor é considerado pequeno, o que mostra boa condição de estabilidade/rigidez das peças mesmo com altura da máquina em torno de 4,5 m em relação à parte mais baixa do terreno.

Figura 35 - Deslocamentos (mm).

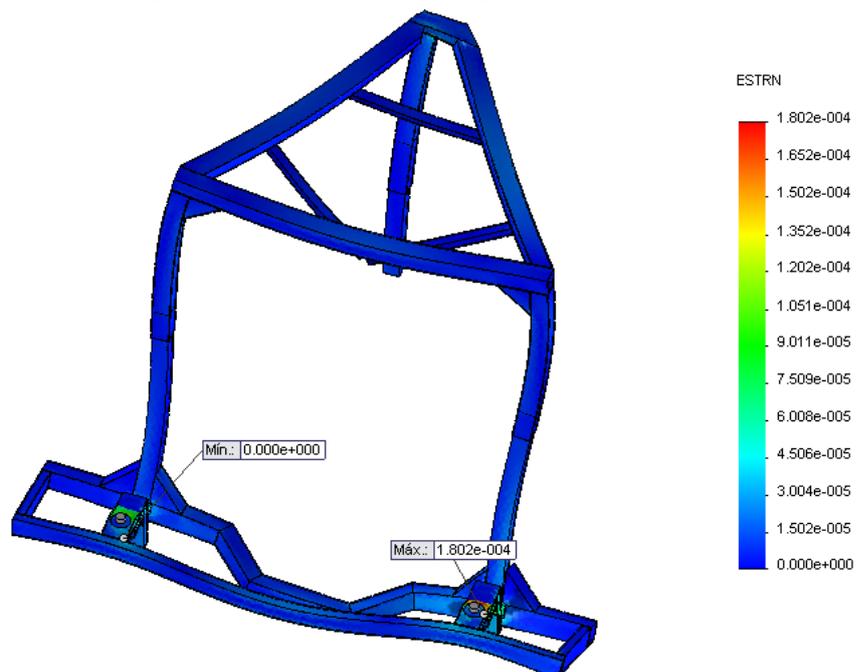


Fonte: Do Autor (2017).

4.3.3 Deformações específicas

A Figura 36 apresenta os resultados de deslocamentos, observa-se que o máximo valor foi de $1,80 \times 10^{-4}$ mm/mm, e está localizado nos componentes articulados da roda 2.

Figura 36 - Deformações específicas (mm/mm).

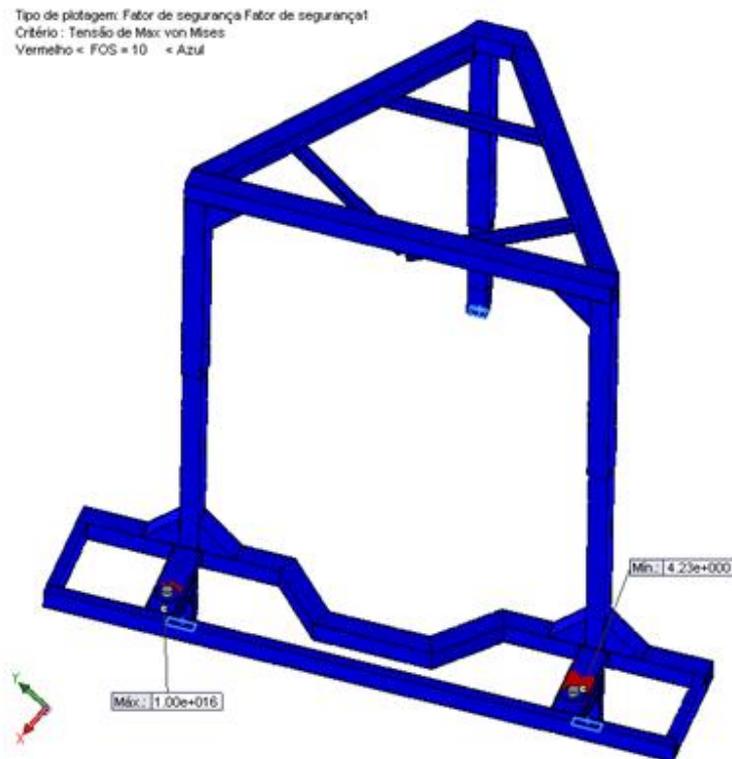


Fonte: Do Autor (2017).

4.3.4 Fatores de segurança

A Figura 37 apresenta os resultados de fator de segurança, utilizando o critério de Von Mises. O menor valor encontrado foi de 4,23, localizado na região de articulação da roda guia 2, como no gráfico de tensão de Von Mises. Esse valor está de acordo com o valor máximo proposto por Chiaverini (2012) para materiais dúcteis como o aço (4,0). As demais regiões estão com fatores de segurança com valores elevados, o que significa que as tensões aplicadas estão bem abaixo da tensão de escoamento do material (250 MPa), que é utilizada como parâmetro de falha do material.

Figura 37 - Fatores de segurança.



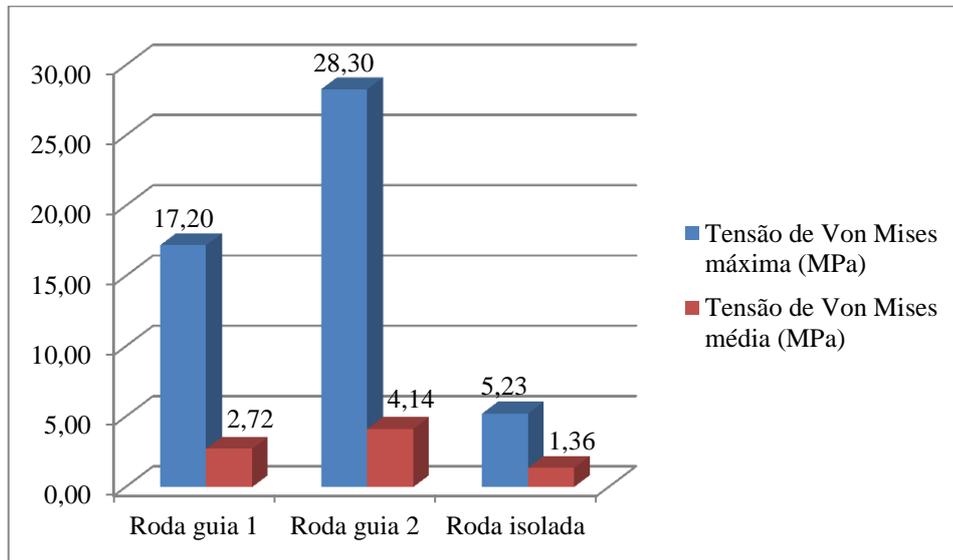
Fonte: Do Autor (2017).

Observa-se ainda na Figura 37, que a maior parte da máquina se encontra com fator de segurança maior que 10 (regiões azuis) e apenas as regiões de articulações das rodas 1 e 2 (indicadas pela cor vermelha) estão com fator menor que 10.

4.3.5 Tensões nos suportes das rodas

A Figura 38 apresenta tensões máximas e médias em cada roda.

Figura 38 - Comparativo de tensões por rodas.



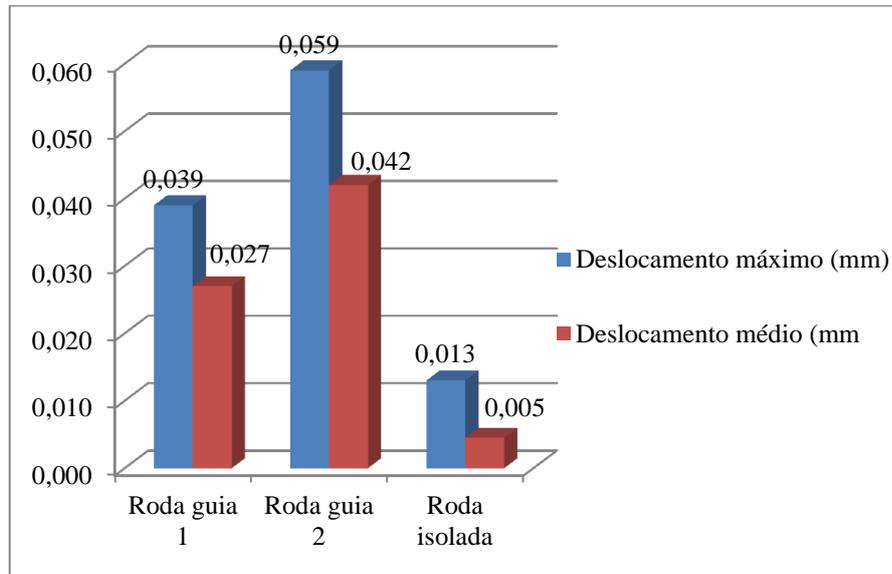
Fonte: Do Autor (2017).

Observa-se na Figura 38 que a roda guia 2 apresentou os maiores valores de tensão de Von Mises máxima e média, o que se esperava, pelo fato de que os maiores valores de forças de reações foram encontrados nessa roda. Já os valores de tensão média apresentaram valores menos discrepantes nas 3 rodas.

4.3.6 Deslocamentos nos suportes das rodas

A Figura 39 apresenta deslocamentos máximos e médios em cada roda.

Figura 39 - Comparativo de deslocamentos por roda.



Fonte: Do Autor (2017).

Observa-se na Figura 39 que a roda guia 2 apresentou os maiores valores de deslocamentos máximos e médio, embora esses valores sejam considerados pequenos.

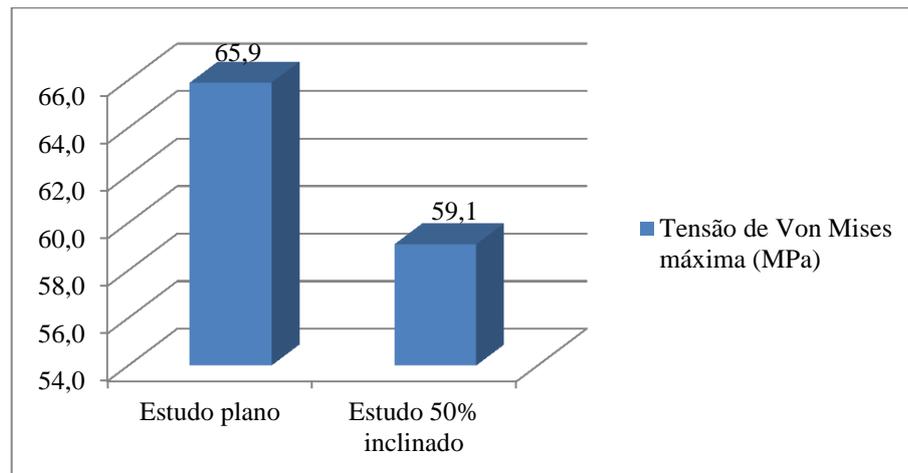
4.3.7 Comparativo entre estudos

Os comparativos dos estudos 1 e 2, considerando resultados obtidos devido as tensões de von Mises máximas, deslocamentos máximos, deformações máximas, fatores de segurança mínimos e tensões e deslocamentos máximos nas regiões das rodas, são apresentados à seguir.

4.3.7.1 Comparativo entre tensões de Von Mises máximas

Na Figura 40, são apresentados os valores de tensão de Von Mises máxima para os dois estudos. Observa-se que com inclinação de 50% houve menor valor de tensão máxima, isso mostra que, mesmo com essa configuração de inclinação, conseguiu-se uma situação mais favorável de segurança.

Figura 40 - Comparativo de tensões máximas por tipo de estudo.

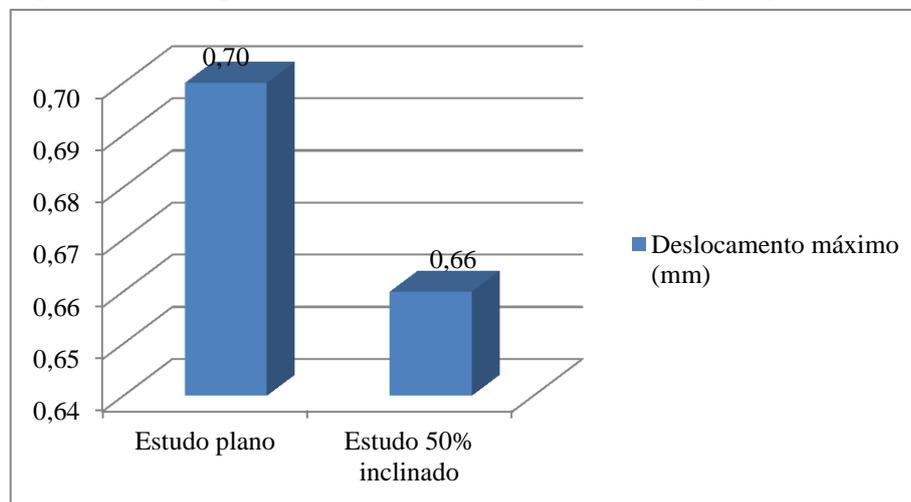


Fonte: Do Autor (2017).

4.3.7.2 Comparativo entre deslocamentos máximos

Na Figura 41, são apresentados os valores de deslocamento máximo para os dois estudos. Observa-se que o estudo 50% inclinado apresentou menor valor de deslocamento máximo, o que mostra maior rigidez de componentes nessa configuração.

Figura 41 - Comparativo de deslocamentos máximos por tipo de estudo.



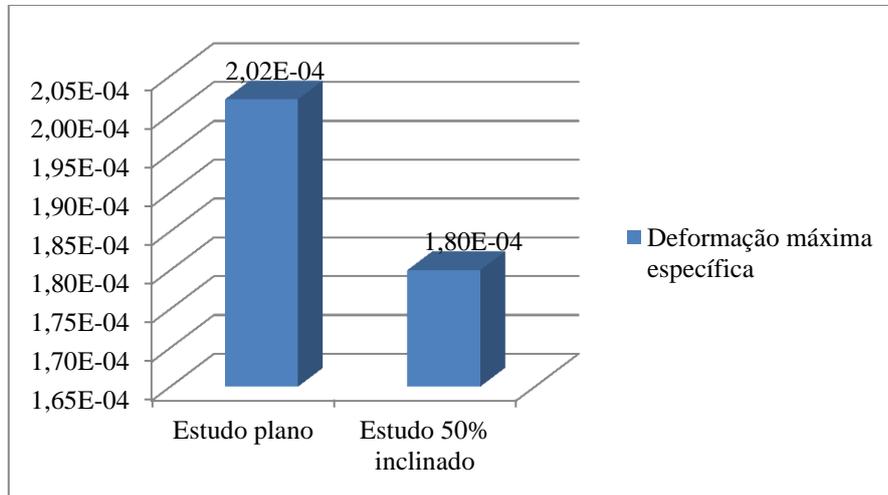
Fonte: Do Autor (2017).

4.3.7.3 Comparativo entre deformações máximas específicas

Na Figura 42, são apresentados os valores de deformações máximas para os dois estudos. Observa-se que o estudo 50% inclinado apresentou menor valor de deformação

máxima, o que mostra melhor resistência da estrutura baseada na relação de proporcionalidade entre tensão e deformação.

Figura 42 - Comparativo de deformações máximas por tipo de estudo.

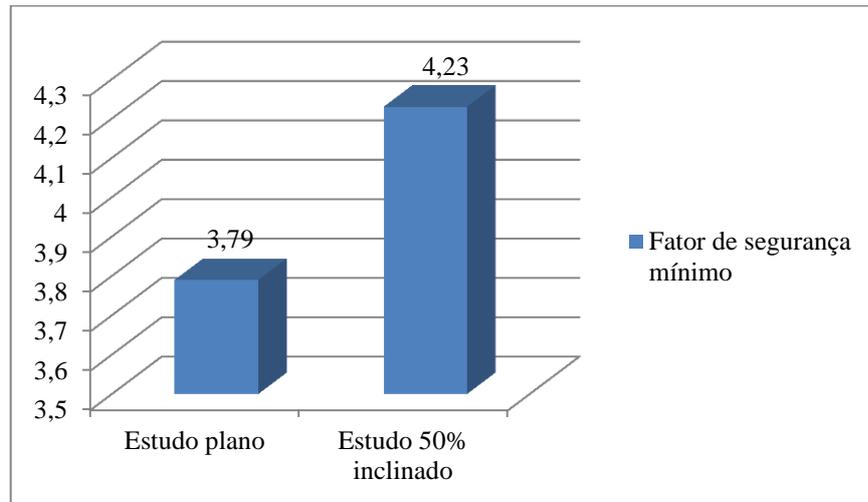


Fonte: Do Autor (2017).

4.3.7.4 Comparativo entre fatores de segurança mínimos

Na Figura 43, são apresentados os valores de fatores de segurança mínimos para os dois estudos, obtidos como resultado da divisão da tensão de escoamento do material pela tensão de von Mises calculada na estrutura. Observa-se que o estudo 50% inclinado apresentou maior valor de fator de segurança, o que mostra que esse tipo de estrutura possui maiores margens com relação às tensões aplicadas em relação à tensão de escoamento do material. Valores muito elevados de fatores de segurança, significam superdimensionamento, o que pode aumentar o custo do projeto. Fisicamente, o desnível entre as rodas propiciou melhor distribuição de tensões da estrutura, mas o ideal é que se analisem os fatores de segurança médios para a estrutura, para se obter mais informações do dimensionamento.

Figura 43 - Comparativo de fatores de segurança mínimos por tipo de estudo.

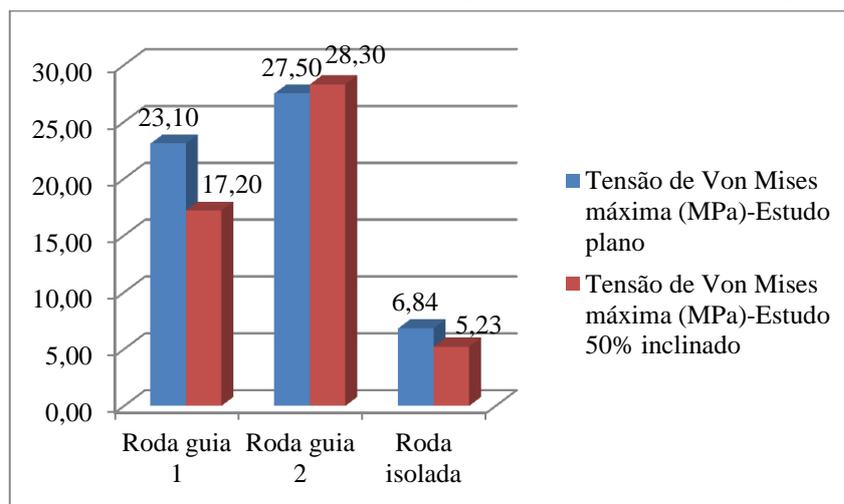


Fonte: Do Autor (2017).

4.3.7.5 Comparativo entre tensões de Von Mises máximas nos suportes das rodas

Na Figura 44, são apresentados os valores de tensão de Von Mises máximas nas rodas para os dois estudos. Observa-se na roda guia 1 e na roda isolada, que o estudo plano apresentou maiores valores de tensão máxima. Já na roda guia 2, foi o estudo 50% inclinado que apresentou maior valor de tensão, embora muito próximo da tensão máxima encontrada no estudo plano para essa roda.

Figura 44 - Comparativo de tensões máximas por tipo de estudo nos suportes das rodas.

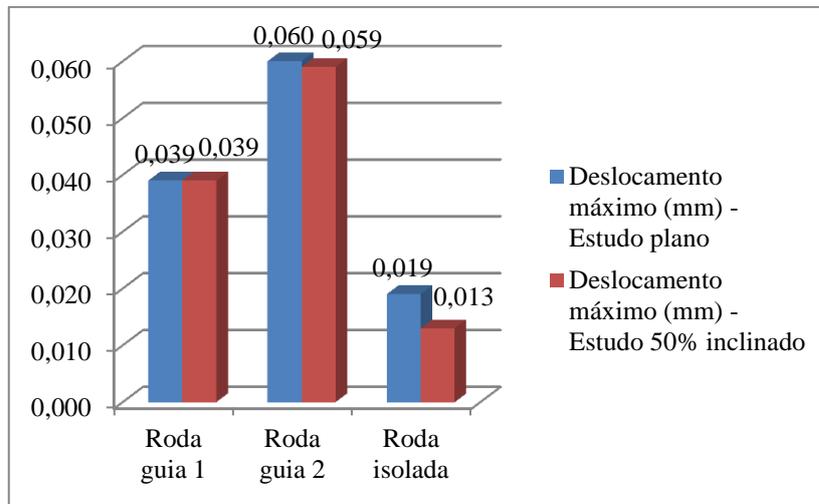


Fonte: Do Autor (2017).

4.3.7.6 Comparativo entre deslocamentos máximos nos suportes das rodas

O estudo plano apresentou maiores deslocamentos nas rodas guias 2 e roda isolada e apresentou valor de deslocamento igual na roda guia 1 quando comparado com estudo 50% inclinado conforme mostra a Figura 45, a roda guia 2 apresentou maiores deslocamentos quando comparados as outras rodas.

Figura 45 - Comparativo de deslocamentos máximos por tipo de estudo nos suportes das rodas.



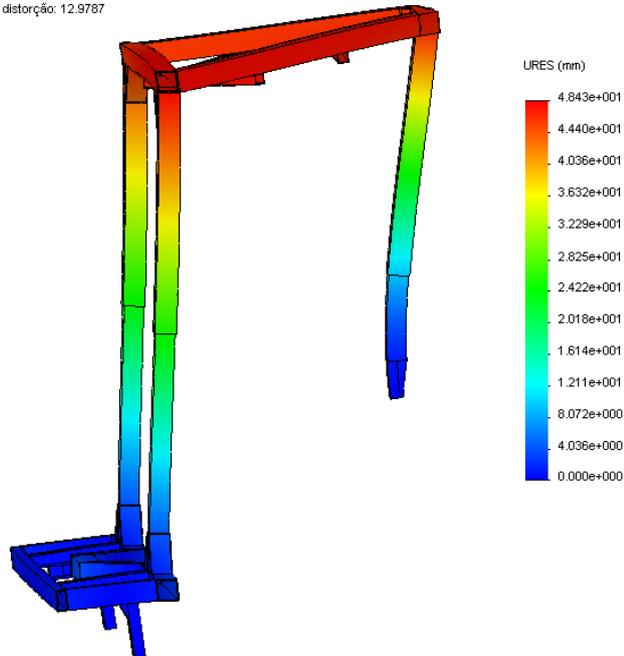
Fonte: Do Autor (2017).

4.4 Resultados para o estudo 3 - análise modal

As Figuras 46, 47, 48, 49 e 50 destacam as formas modais das estruturas, quando submetidas as frequências modais, determinadas em função da aplicação de massas na estrutura. Como condição de contorno iniciais as restrições foram nos três suportes das rodas, restringido os movimentos nos eixos x, y e z.

Figura 46 - Modal 1.

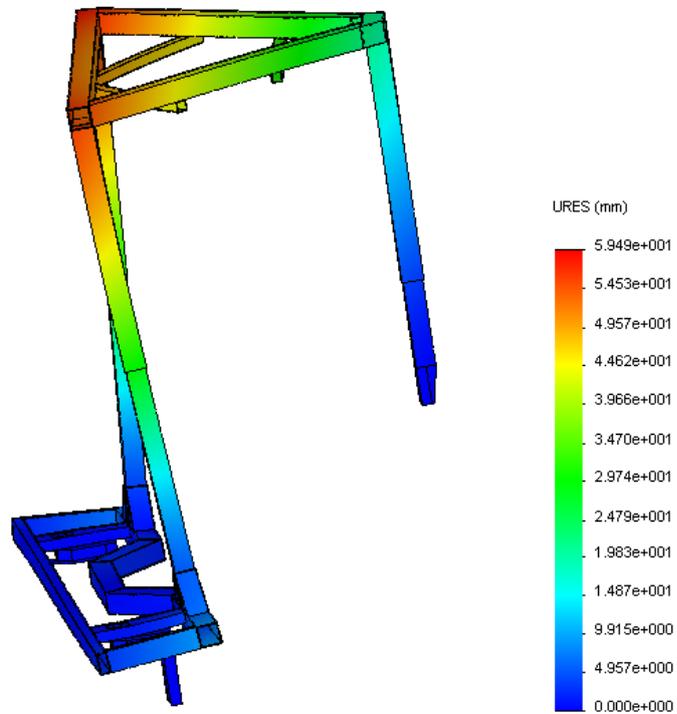
Forma modal : 1 Valor = 7.6241 Hz
Escala de distorção: 12.9787



Fonte: Do Autor (2017).

Figura 47 - Modal 2.

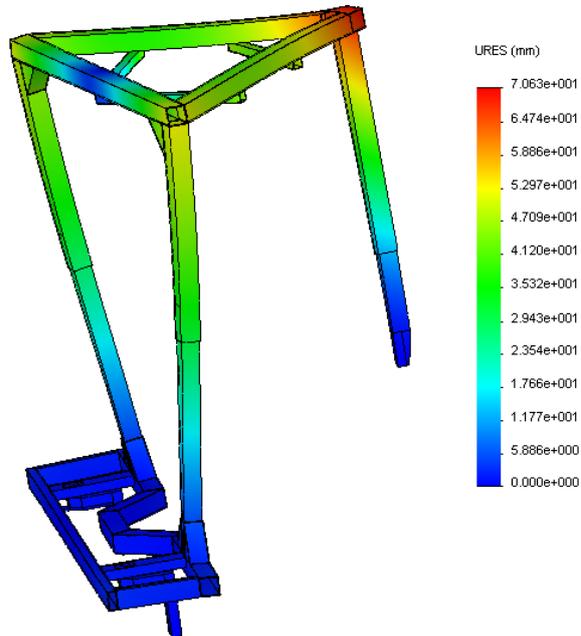
Forma modal : 2 Valor = 10.101 Hz
Escala de distorção: 9.81092



Fonte: Do Autor (2017).

Figura 48 - Modal 3.

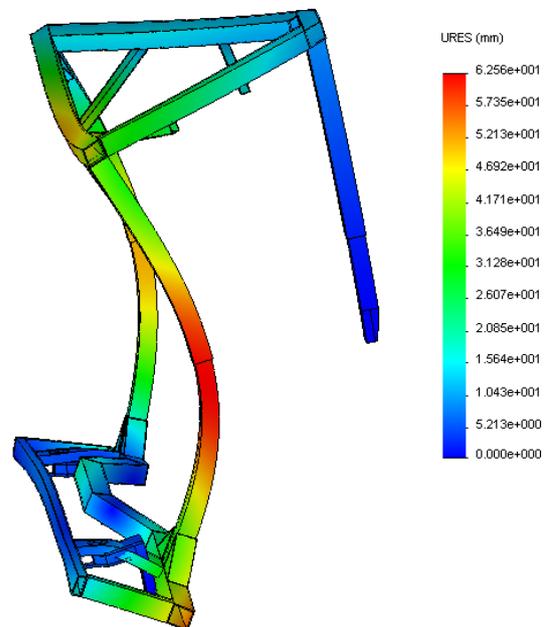
Forma modal : 3 Valor = 14.756 Hz
Escala de distorção: 7.76601



Fonte: Do Autor (2017).

Figura 49 - Modal 4.

Forma modal : 4 Valor = 36.169 Hz
Escala de distorção: 9.92656



Fonte: Do Autor (2017).

Figura 50 - Modal 5.

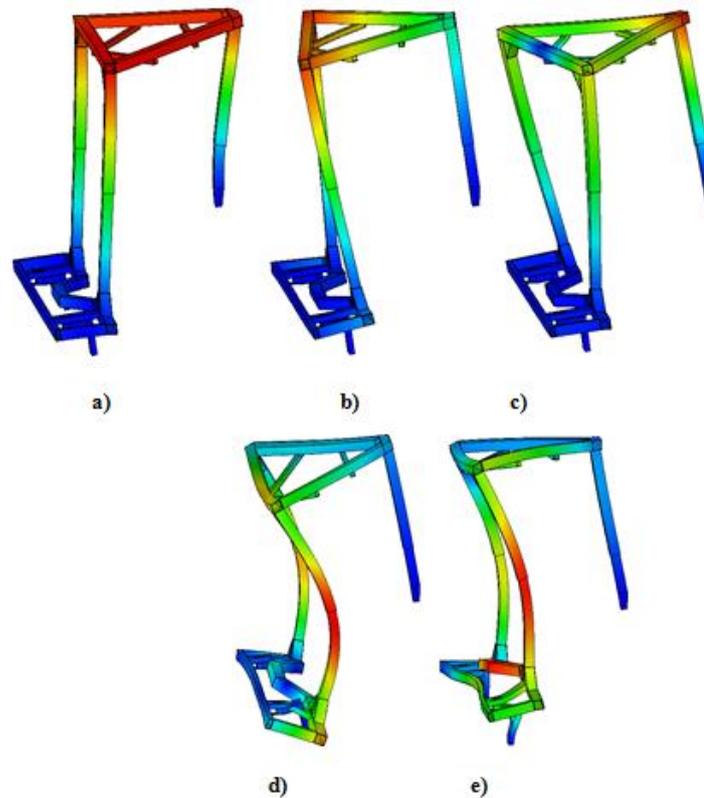
Forma modal: 5 Valor = 39,519 Hz
Escala de distorção: 9.03578



Fonte: Do Autor (2017).

A Figura 51 apresenta um comparativo entre as diversas formas modais geradas.

Figura 51 - Modais: a) Modal 1 (7,6 Hz); b) Modal 2 (10,1 Hz); c) Modal 3 (14,8 Hz); d) Modal 4 (36,2 Hz); e) Modal 5 (39,5 Hz)



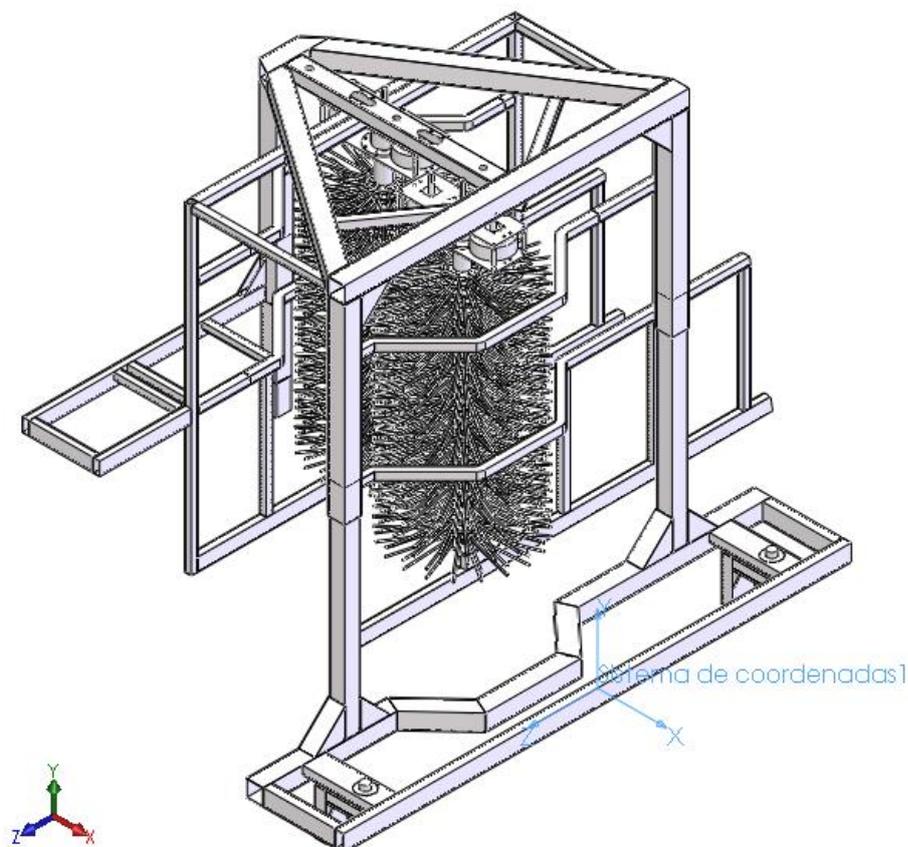
Fonte: Do Autor (2017).

Observa-se na Figura 51, que os maiores valores de deslocamento máximo variam de posição (regiões vermelhas) em função das frequências modais diferentes. Importante destacar que algumas dessas frequências podem ser atingidas pelo funcionamento dos cilindros vibradores, que de acordo com Ferreira Júnior et al. (2016), Oliveira et al. (2007) e Silva et al. (2006, 2013), variam de 11,0 à 17,0 Hz e, também, pelo funcionamento do motor principal da colhedora (26,7, 30,0 e 33,3 Hz). Pode gerar o fenômeno da ressonância, ampliando os deslocamentos, e, ainda, ocasionar falha.

4.5 Análises de colhedora em declive de 50% completa

Tomando como referência os resultados apresentados anteriormente, inseriu-se mais componentes na estrutura da colhedora. Assim, gerou-se o modelo da Figura 52.

Figura 52 - Modelo de colhedora para declive de 50% - vista perspectiva.

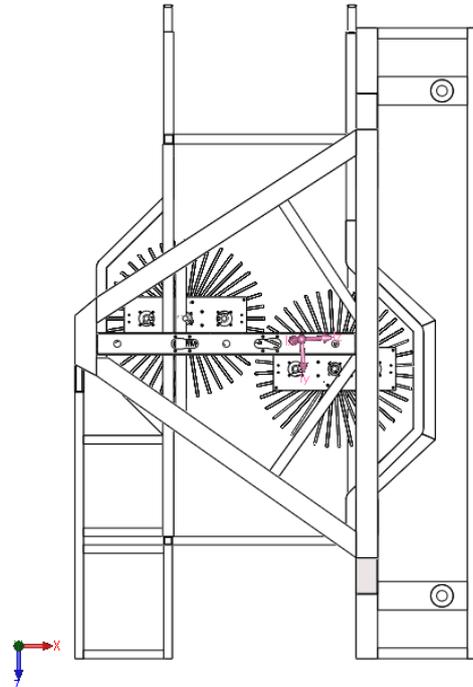


Fonte: Do Autor (2017).

Os sistema de coordenadas 1 da Figura 52 representa a origem do sistema de coordenadas.

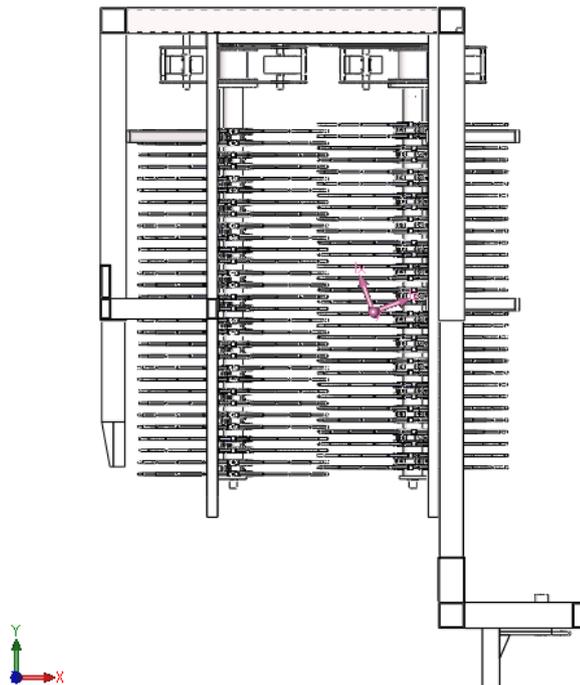
A estrutura com vibradores apresentou massa de 1.779,3 Kg com centro de massa de coordenadas $x = -1246,9$ mm, $y = 1721,1$ mm e $z = -29,4$ mm destacado nas Figuras 53, 54 e 55.

Figura 53 - Modelo de colhedora para declive de 50% - vista superior.



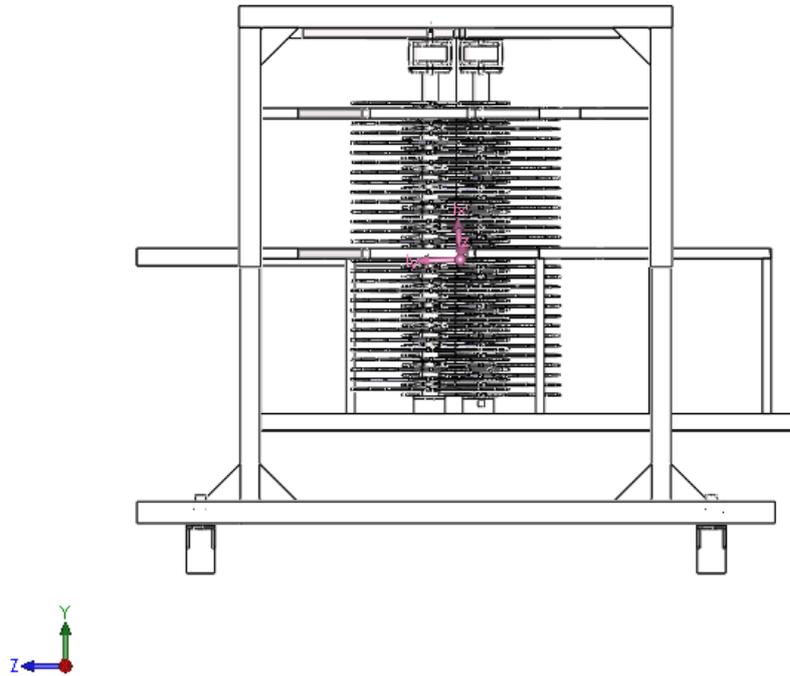
Fonte: Do Autor (2017).

Figura 54 - Modelo de colhedora para declive de 50% - vista frontal.



Fonte: Do Autor (2017).

Figura 55 - Modelo de colhedora para declive de 50% - vista lateral.



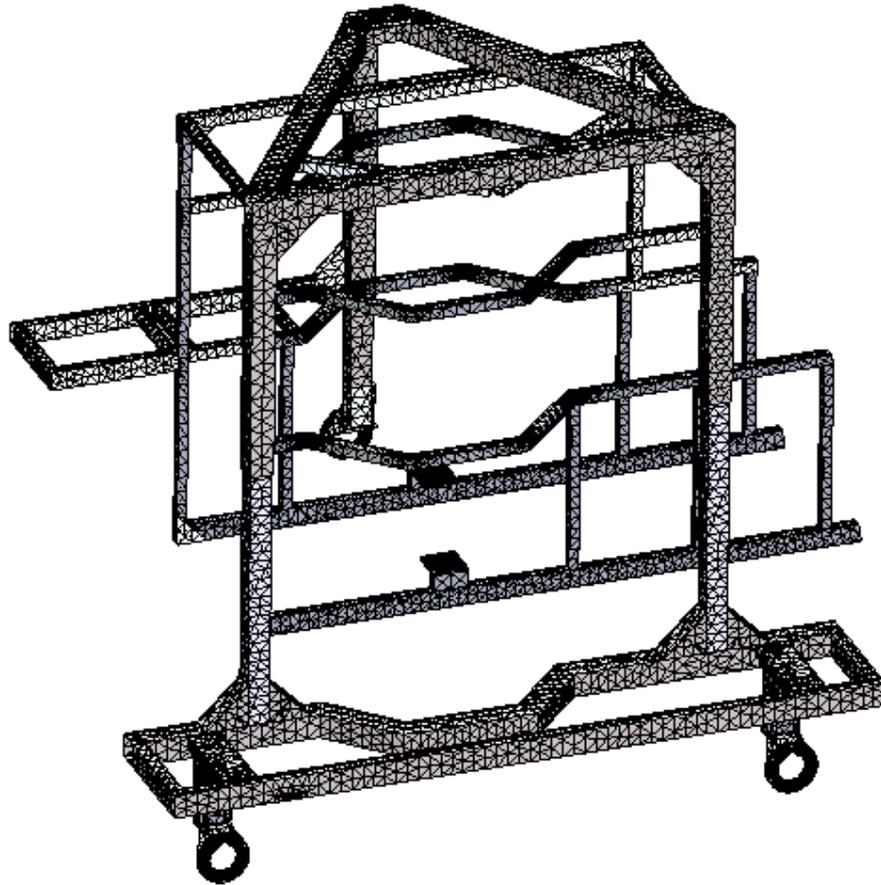
Fonte: Do Autor (2017).

As condições iniciais de contorno foram estabelecidas da seguinte maneira:

- Geometria fixa nos suportes das três rodas com restrições de translação nos eixos x , y e z ;
- Todos os componentes estão unidos por conjuntos de contatos para que sejam realmente transmitidos os esforços entre componentes. Não houve nenhuma região com soldas na construção do modelo.

Para a geração de malha, foram considerados elementos do tipo tetraédrico. A Figura 56 apresenta a malha gerada para o estudo plano e para o estudo inclinado 50%.

Figura 56 - Malha.



Fonte: Do Autor (2017).

A malha foi do tipo sólida com gerador em curvatura e tamanho de elementos variando de 3,0 a 60,0 mm, do tipo alta qualidade, gerando 202.094 nós, 100.634 elementos, 751.512 graus de liberdade e com proporção máxima de elementos 961,7, é este um indicativo de malha de boa qualidade, que bem representa a estrutura.

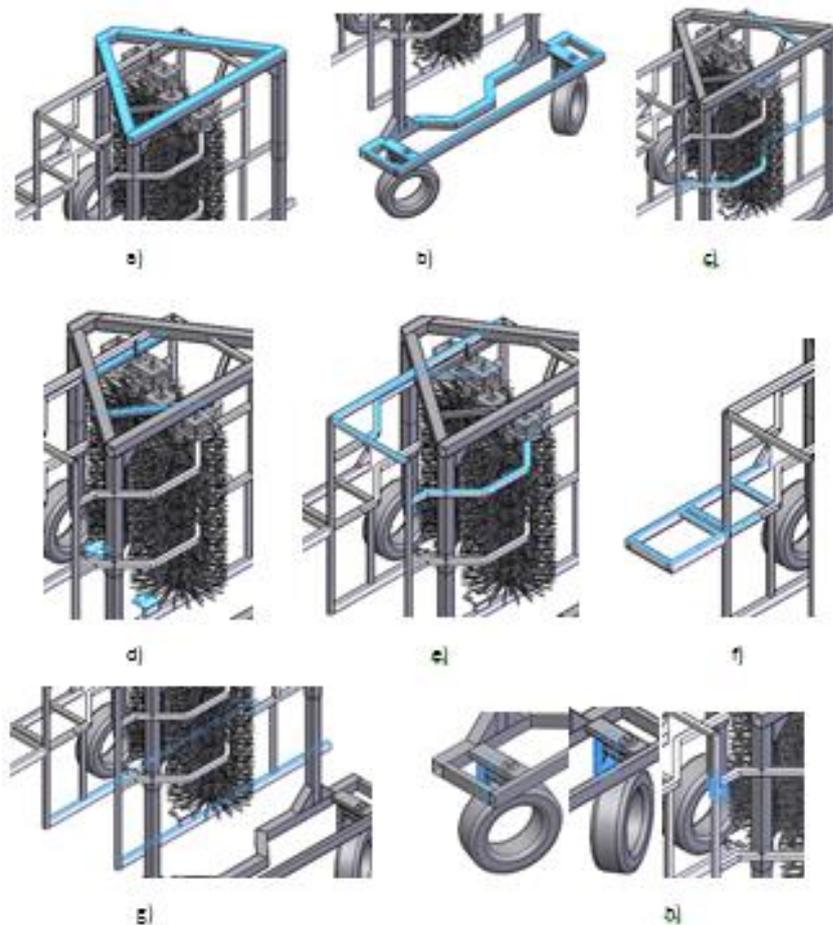
Os locais de aplicação das massas distribuídas foram indicados na Figura 57 e obedecem aos critérios baseados em outros modelos de colhedoras:

- a) Conjunto de massas 1 - parte superior da máquina - mangueiras e fios - valor de 50,0 kg;
- b) Conjunto de massas 2 - componentes do carrinho - motor principal, reservatório de café cheio, radiador, tanque de óleo hidráulico e tanque de óleo combustível - valor de 2400,0 kg;
- c) Conjunto de massas 3 - parte traseira com elevadores e calhas - valor de 600,0 kg;
- d) Conjunto de massas 4 - cilindros vibradores - valor de 650,0 kg;

- e) Conjunto de forças 5 - estrutura sobre vibradores - mangueiras hidráulicas e fiações - valor de 300,0 kg;
- f) Conjunto de massas 6 - cabine de direção com operador, comandos e sistemas hidráulico e elétrico - valor de 215,0 kg;
- g) Conjunto de massas 7 - recolhedores e esteira transportadora cheios de café - valor de 450,0 kg;
- h) Conjunto de massas 8 - componentes das rodas - transmissão, freios - valor total para as três rodas de 250,0 kg.

As massas foram aplicadas com um valor de 20% a mais do seu valor usual, para que se dê prioridade ao critério de segurança, embora se tenha utilizado um material com um custo inferior, quando comparado a outros materiais estruturais.

Figura 57 - Posição de cargas.

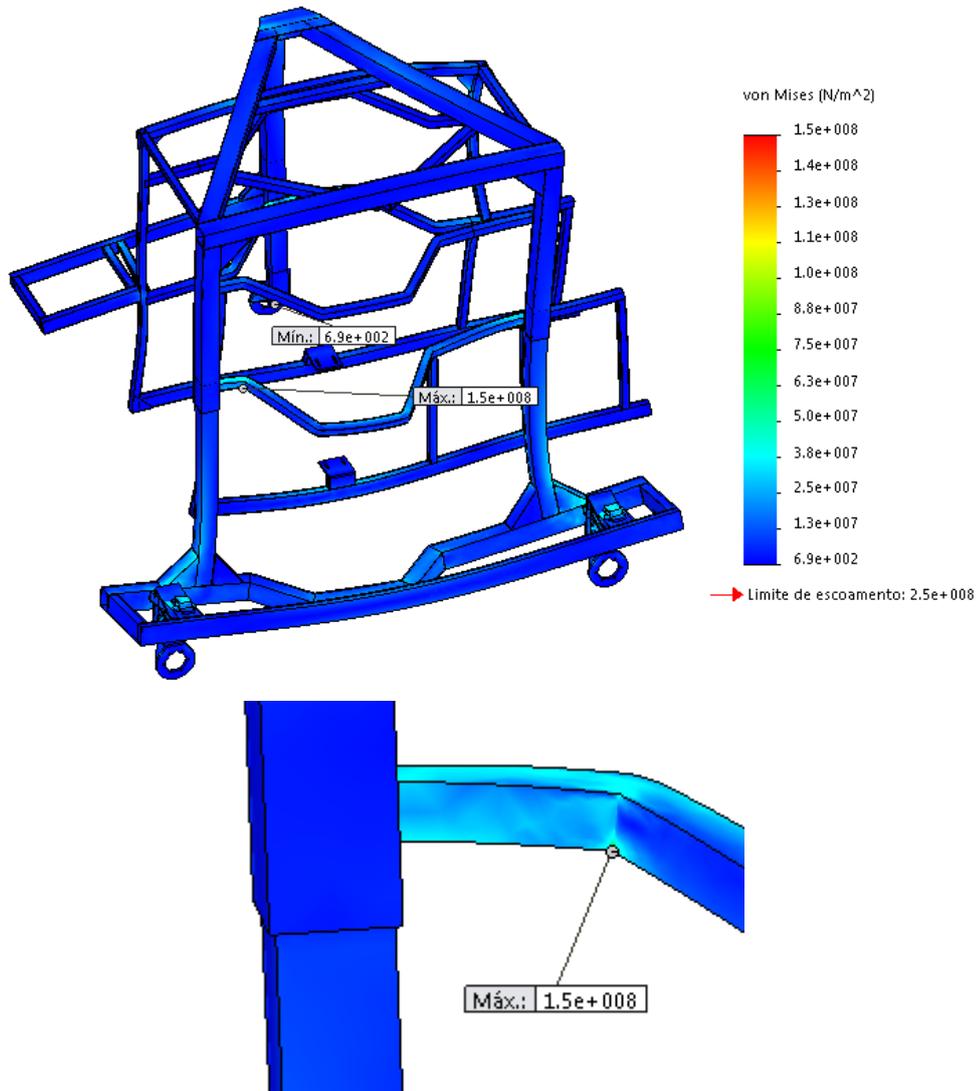


Fonte: Do Autor (2017).

4.5.1 Tensões de Von Mises

Os resultados de tensão de von Mises foram apresentados na Figura 58.

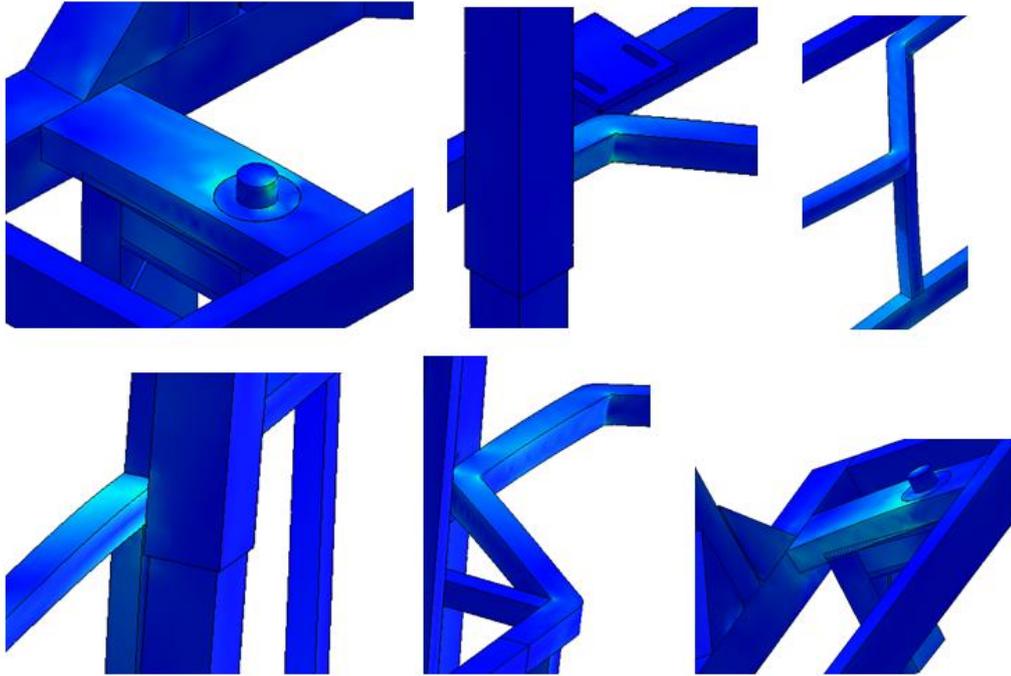
Figura 58 - Tensões de von Mises.



Fonte: Do Autor (2017).

Observa-se que uma pequena região apresentou valor de tensão máxima próxima a tensão de escoamento do material (250 MPa). Observa-se também que a maior parte da estrutura se encontra com tensão de até 38 MPa, que garante um fator de segurança aceitável. Algumas outras regiões apresentaram valores próximos a 50 MPa, como evidenciado na Figura 59, com destaque para as regiões de articulações das rodas do carrinho e também peças com menor rigidez devido às dimensões reduzidas.

Figura 59 - Regiões de maiores tensões de von Mises.

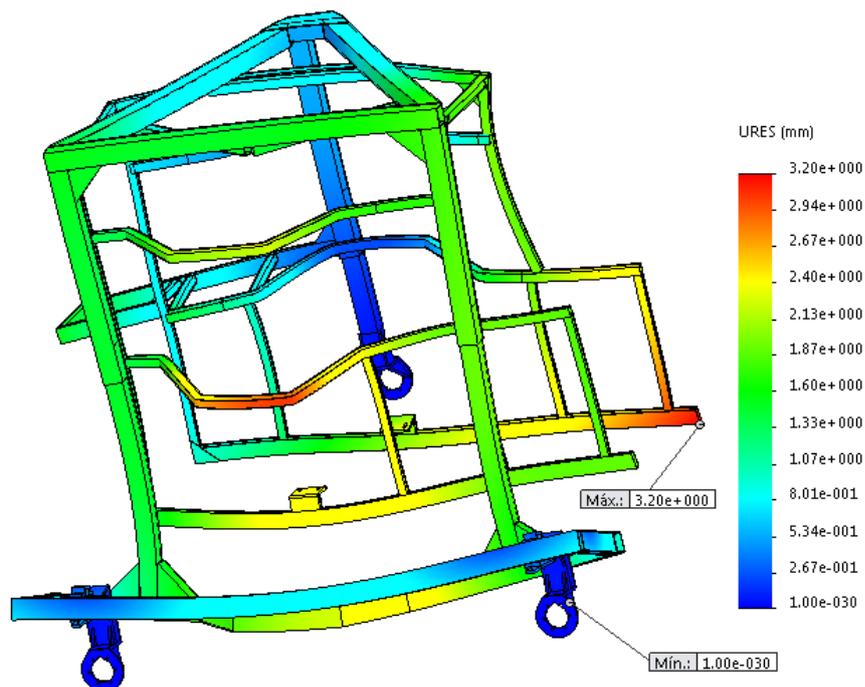


Fonte: Do Autor (2017).

4.5.2 Deslocamentos

Os resultados de deslocamento foram apresentados na Figura 60.

Figura 60 - Deslocamentos.



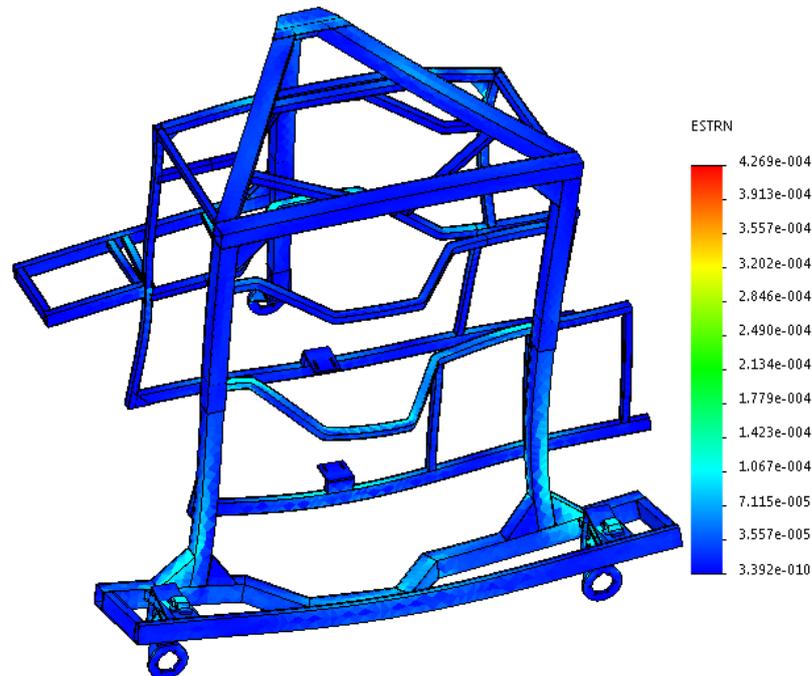
Fonte: Do Autor (2017).

As regiões vermelhas apresentadas na Figura 60, talvez necessitassem de sofrer reforços, por meio da colocação de cantoneiras ou com a colocação de mais um perfil vertical, paralelo ao cilindro vibrador ou com o revestimento, desses perfis, por meio de chapa ou tela, para aumentar a estabilidade da estrutura.

4.5.3 Deformações específicas

A Figura 61 mostra as deformações com regiões de maior intensidade ocorrendo nos eixos das rodas e tubos de menor rigidez estrutural e também em parte das colunas principais do lado do “carrinho”.

Figura 61 - Deformações.

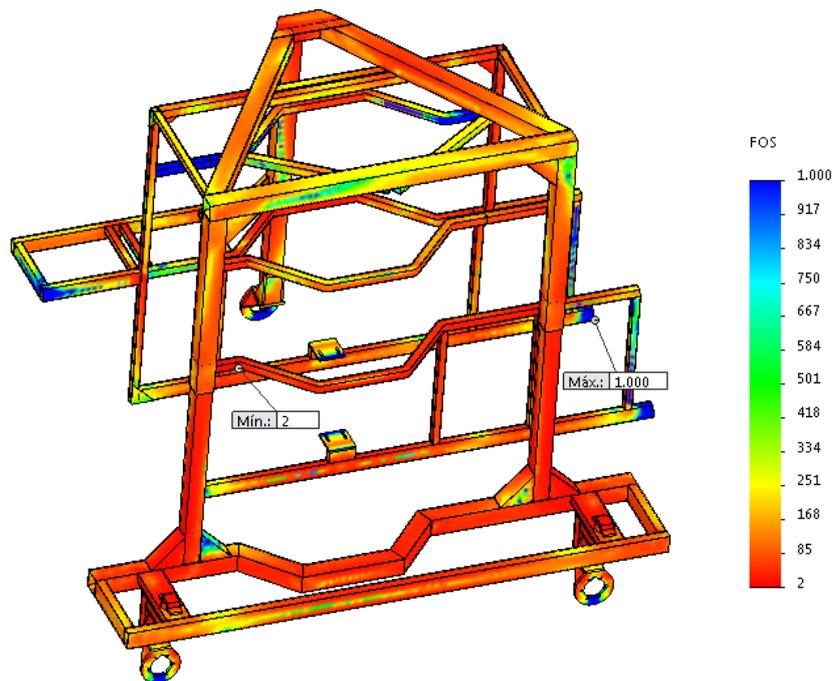


Fonte: Do Autor (2017).

4.5.4 Fatores de segurança

Quanto aos fatores de segurança, observa-se, na Figura 62, que a maior parte da estrutura apresentou elevados fatores de segurança, o que poderia indicar uso de tubos com menores perfis e espessura de paredes; mas existem alguns pontos em que se deve aumentar o fator de segurança para não se comprometer a estrutura (locais com fator mínimo inferior a 4).

Figura 62 - Fator de segurança.



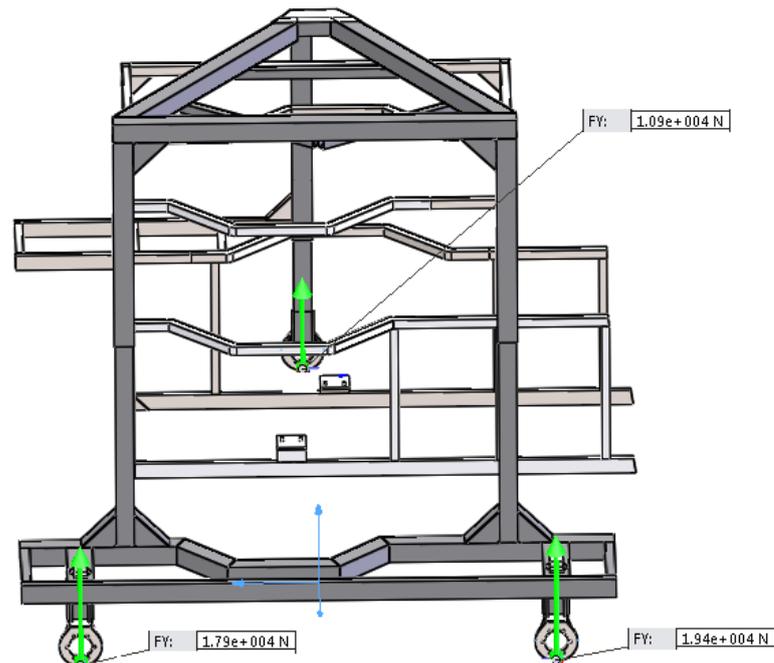
Fonte: Do Autor (2017).

Foi evidenciado na Figura 62, que algumas regiões apresentaram fatores de segurança inferior ao valor 4, o que, após uma análise minuciosa dessas regiões, seria possível verificar se correspondem à condição de fator entre 2,5 e 4,0, descrita por Mott (2014), e que seria aceitável do ponto de vista de critério de falha. De maneira geral, poderia se otimizar algumas regiões para essa distribuição de cargas/massas.

4.5.5 Forças de reações nas regiões das rodas

Os resultados das forças de reação nas regiões da roda foram mostrados na Figura 63.

Figura 63 - Forças de reações nas rodas.



Fonte: Do Autor (2017).

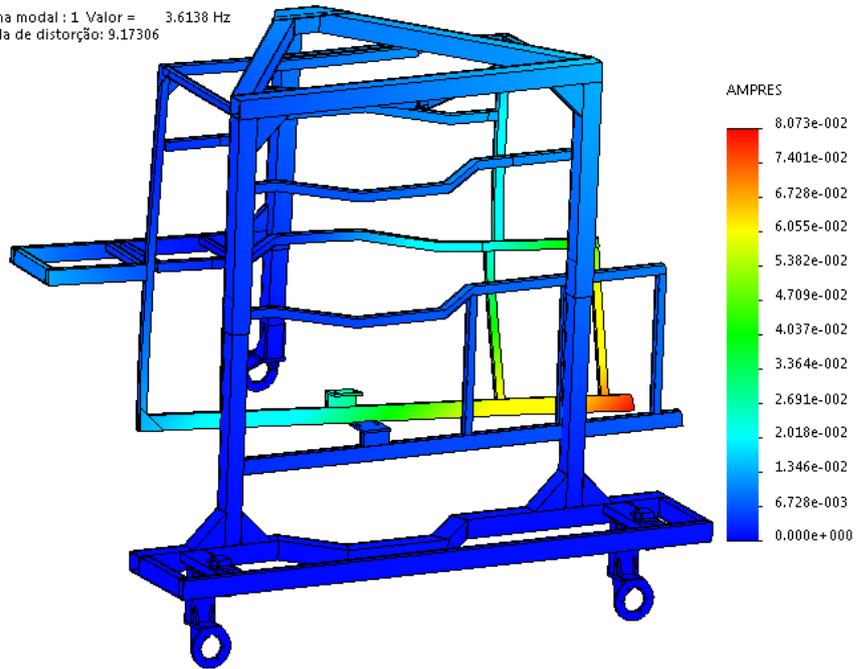
Observa-se, na Figura 63, que a roda esquerda do “carrinho” apresentou um valor de força resultante de reação de 1.940 N, o que se aproxima do limite de peso suportado pelo pneu, indicado para essa colhedora (19620 N). Em contrapartida, a roda isolada apresentou praticamente a metade de força de reação, quando comparada à roda esquerda do “carrinho”, indicando que ela está suportando menos cargas e, então, seria necessária uma nova distribuição de componentes, para equilibrar as reações entre as rodas. A roda direita do carrinho também apresentou valores altos de reação, embora estivesse dentro do limite de 19620 N, indicado pelo fabricante de pneus.

4.5.6 Análise modal

Na análise modal, foram gerados os modos de vibração apresentados na Figuras 64,65,66, 67 e 68, foram gerados 5 modos de vibração da estrutura.

Figura 64 - Modal 1.

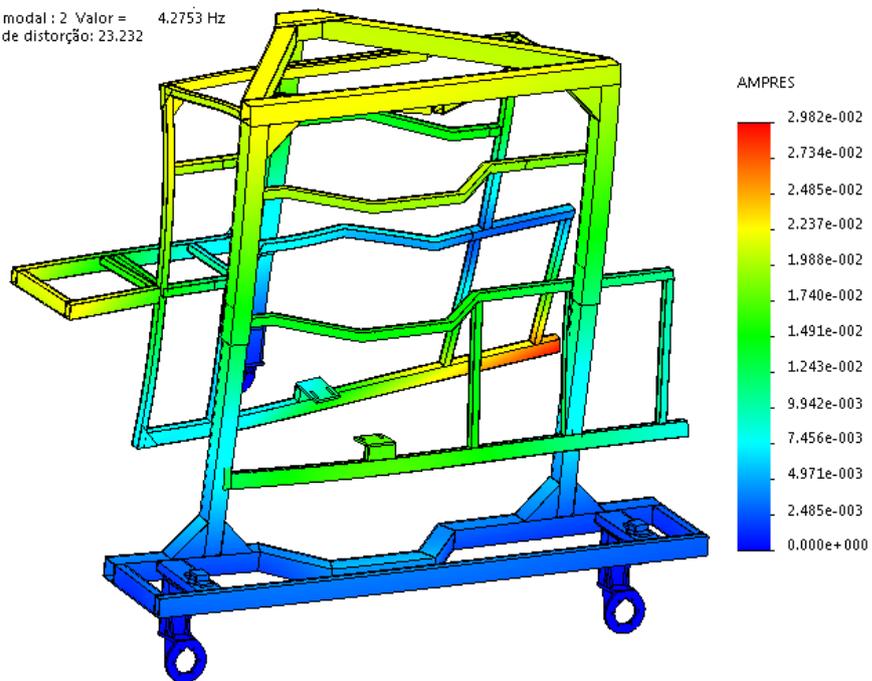
Forma modal : 1 Valor = 3.6138 Hz
Escala de distorção: 9.17306



Fonte: Do Autor (2017).

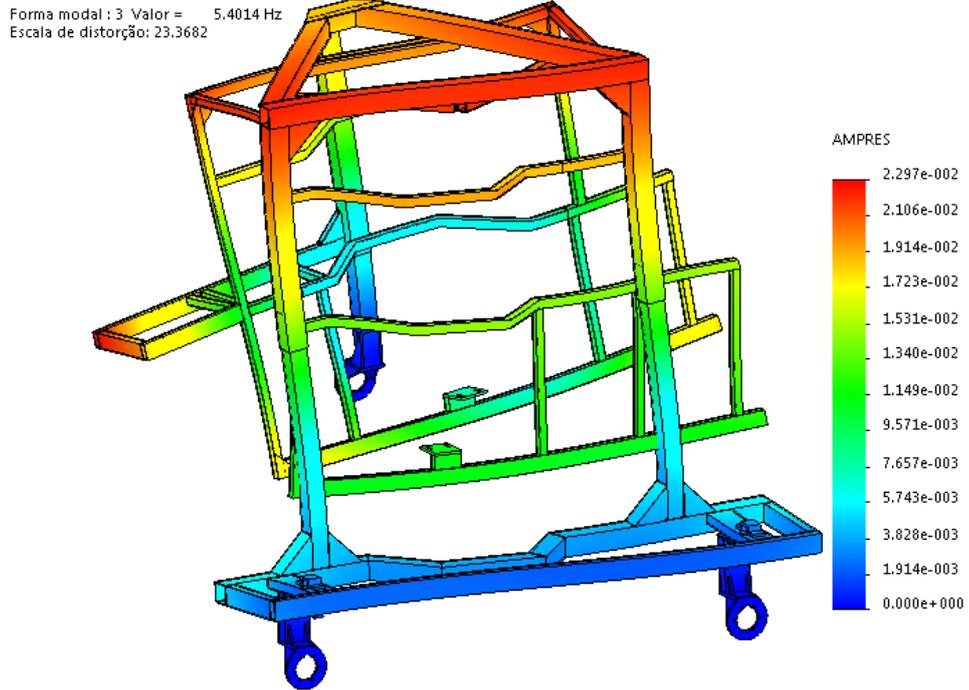
Figura 65 - Modal 2.

Forma modal : 2 Valor = 4.2753 Hz
Escala de distorção: 23.232



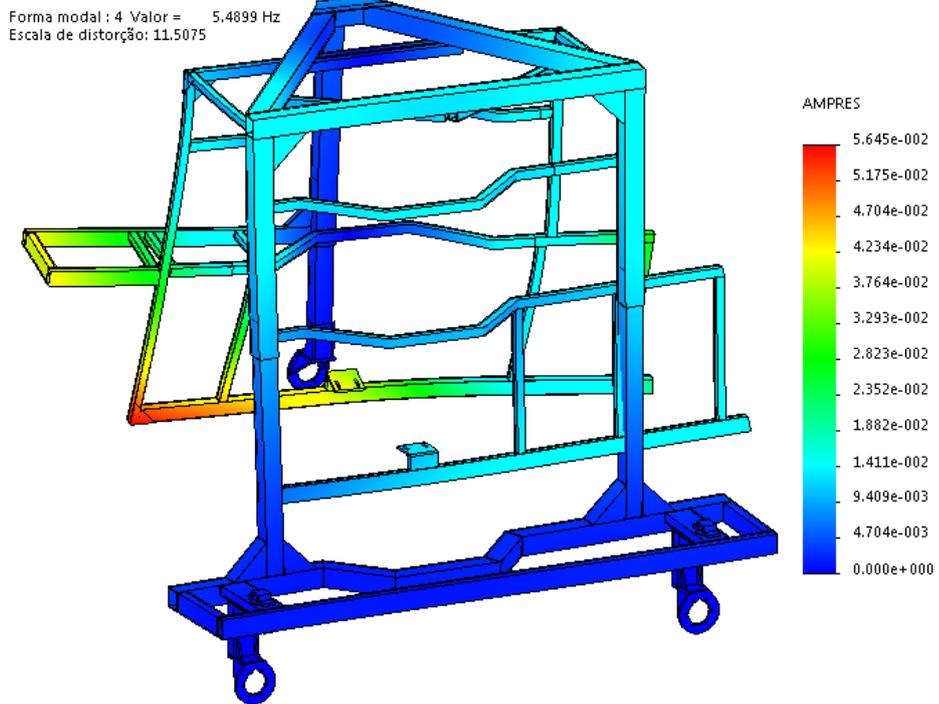
Fonte: Do Autor (2017).

Figura 66 - Modal 3.



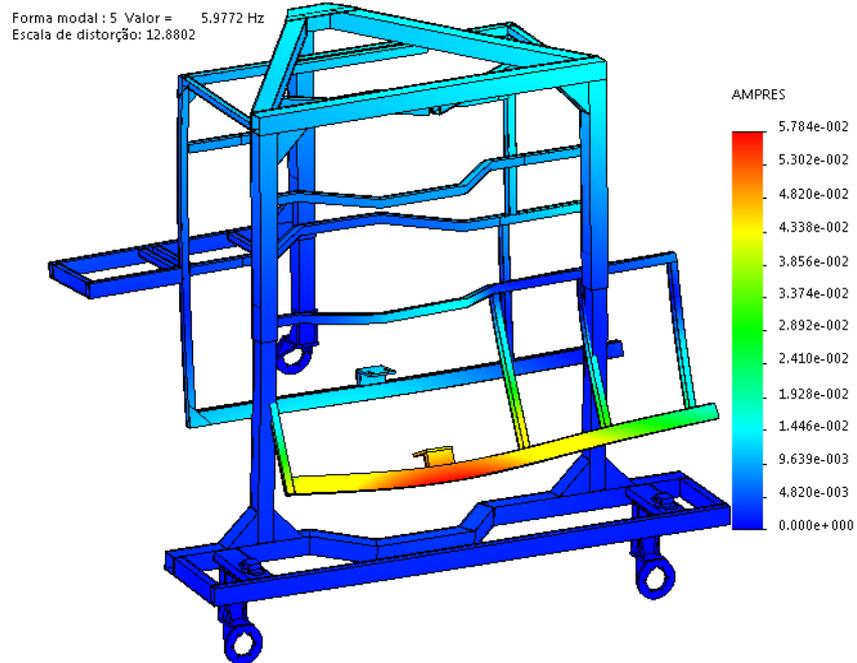
Fonte: Do Autor (2017).

Figura 67 - Modal 4.



Fonte: Do Autor (2017).

Figura 68 - Modal 5.



Fonte: Do Autor (2017).

Os valores de frequências em que ocorreram os maiores deslocamentos são baixos e estes não são os valores comumente encontrados em colhedoras de café - 11 a 17 Hz para vibradores e de 26 a 33Hz para os motores principais das colhedoras. Assim, o risco de ocorrer o fenômeno da ressonância é reduzido após análise das 5 modais geradas.

5 CONCLUSÃO

- a) Os dados obtidos, via simulações estáticas e modais, efetivamente propiciaram significativa contribuição, para o projeto estrutural de máquinas colhedoras de café, para terrenos declivosos;
- b) O modelo de máquina 50% inclinado apresentou valores de tensão de von Mises abaixo do limite de escoamento em todas as regiões, mas, em algumas regiões, foram calculados fatores de segurança que podem estar no limite aceitável para o critério de von Mises, isso aconteceu com algumas regiões que apresentaram deslocamentos excessivos;
- c) A roda isolada apresentou valores de forças de reação resultantes muito inferiores às outras duas rodas, mostrando um desequilíbrio de carga, sugerido um novo posicionamento dessas cargas;
- d) As frequências geradas para a colhedora com 50% de declive foram de baixos valores e pequenos deslocamentos e estão fora da faixa de frequências normalmente encontradas nos sistemas/mecanismos das colhedoras de café.

REFERÊNCIAS

- ALMEIDA, S. F.; ABRAHÃO, R. F.; TERESO, M. J. A. Avaliação da exposição ocupacional à vibração de corpo inteiro em máquinas de colheita florestal. **Revista Cerne**, Viçosa, MG, v. 21, p. 1-8, 2015.
- ALVES FILHO, A. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. São Paulo: Érica, 2006. 320 p.
- ASHBY, M. F.; SHERCLIFF, H.; CEBON, D. **Materiais: engenharia, ciência, processamento e projeto**. Rio de Janeiro: Elsevier, 2012. 650 p.
- AVITABILE, P. **Explain the difference between time domain, frequency domain, and modal space?** 1998. Disponível em: <https://www.uml.edu/docs/apr98_tcm18-189811.pdf>. Acesso em: 10 mar. 2018.
- BEER, F. P.; JOHNSTON JÚNIOR, E. R. **Resistência dos materiais**. 3. ed. São Paulo: Makron Books, 1995. 1255 p.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de máquinas de Shigley: projeto de engenharia mecânica**. 10. ed. Porto Alegre: AMGH, 2016. 1073 p.
- BUSOLLO USINAGENS. **Sistem High Flex Korvan**. Disponível em: <https://www.google.com/search?biw=1366&bih=608&tbm=isch&sa=1&ei=WgMXXJvyB MW5wgTwgZnICg&q=colhedoras+korvan&oq=colhedoras+korvan&gs_l=img.3...639.6035.6596...3.0..0.168.1680.16j4.....0....1..gws-wiz-img.....0j0i67j0i10i24.JdJy-a4ZAas#imgrc=9yew4hW8TQwedM>. Acesso em: 15 jun. 2017.
- CASE IH. Disponível em: <<https://www.caseih.com/latam/pt-br/products/colhedoras-e-colheitadeiras/colhedoras-de-caf%C3%A9>>. Acesso em: 15 jun. 2017.
- CASTILLO, E. F.; CRUCHAGA, M. A. Experimental vibration analysis for a 3d scaled model of a three-floor steel structure. **Latin American Journal of Solids and Structures**, São Paulo, v. 9, p. 597-613, 2012.
- CELIK, H. K.; RENNIE, A. E. W.; AKINCI, I. Deformation behaviour simulation of an apple under drop case by finite element method. **Journal of Food Engineering**, Essex, v. 104, p. 293-298, 2011.
- 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.
- DEUTSCH INGENIURNORMEN. **DIN 69910: wertanalyse in verwaltungen nach DIN 69910: fuhrungs-, planungs- u. Arbeitskriterien**. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1978.

DYM, C. L.; LITTLE, P. **Introdução à engenharia**. 3. ed. Porto Alegre: Bookman, 2010. 346 p.

EWINS, D. J. **Model testing: theory and practice**. Totnes: Research Studies, 1984. 269 p.

FERRAZ, M. N. et al. **Análise da eficiência da colheita mecânica de café a partir de dados georreferenciados**. Piracicaba: Ed. ESALQ, 2007.

FERREIRA JÚNIOR, L. de G. et al. Recommendation for mechanical harvesting of coffee based on vibration behavior settings rods harvesters. **Ciência Rural**, Santa Maria, v. 46, p. 273-278, 2016.

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

FIGUEIREDO, M. A. de M.; SILVA, L. F.; BARNABÉ, T. L. Transporte coletivo: vibração de corpo-inteiro e conforto de passageiros, motoristas e cobradores. **Journal of Transport Literature**, Coroado, v. 10, p. 35-39, 2016.

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.

GRUPO JACTO. Disponível em:

<https://www.google.com/search?tbm=isch&q=site+da+jacto&chips=q:site+da+jacto,online_chips:jacto+agr%C3%ADcola&sa=X&ved=0ahUKEwibh5W34qXfAhXFnJAKHfBABqkQ4lYIMCgK&biw=1366&bih=608&dpr=1>. Acesso em: 15 jun. 2017.

HAN, J. N. et al. Stress analysis of ventilated brake discs using the finite element method. **International Journal of Automotive Technology**, Seoul, v. 11, p. 133-138, 2010.

HE, B. Y.; WANG, S. X.; GAO, F. Failure analysis of an automobile damper spring tower. **Engineering Failure Analysis**, Oxford, v. 17, p. 498-505, 2010.

HERNANDEZ, R. O. et al. Simulation of the internal environment of a post-harvest installation and a solar dryer of coffee. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Campina Grande, v. 20, p. 163-168, 2016.

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, 2016**. Rio de Janeiro, 2016. Disponível em:

<http://www.ibge.gov.br/home/estatistica/populacao/censo2010/sinopse/sinopse_tab_uf_pdf.shtm>. Acesso em: 8 jan. 2017.

- JORGE, R. M. N.; DINIS, L. M. J. S. **Teoria da plasticidade**. Porto: Universidade do Porto, 2004. 65 p.
- JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **Fundamentos do projeto de componentes de máquinas**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016. 562 p.
- JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. **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.
- LEAKE, J. M.; BORGERSON, J. L. **Manual de desenho técnico para engenharia: desenho, modelagem e visualização**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2015. 368 p.
- LI, Z. et al. Internal mechanical damage prediction in tomato compression using multiscale finite element models. **Journal of Food Engineering**, Essex, v. 116, p. 639-647, 2013.
- LOGAN, D. L. **A first course in the finite element method**. Boston: PWS-KENT, 1992. 976 p.
- MAGALHÃES, A. C. et al. Modeling of pneumatic machine collector of coffee fruits on yard using finite elements analysis. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 26, p. 483-492, 2006.
- MAGALHÃES, R. R.; FONTES, C. H.; MELO, S. A. B. V. Failure analysis and design of a front bumper using finite element method along with durability and rig tests. **International Journal of Vehicle Design**, Jersey, v. 60, p. 71-83, 2012.
- MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional: fundamentos e coordenadas generalizadas**. Rio de Janeiro: LTC, 1995. 424 p.
- MOTT, R. L. **Elementos de máquina em projetos mecânicos**. 5. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2015. 904 p.
- NIEMCZEWSKI, B. K. et al. Validação de um modelo de cálculo por elementos finitos do chassi de uma semeadora de quatro linhas. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 34, p. 161-170, 2014.
- NILNONT, W. et al. Finite element simulation for coffee (*Coffea arabica*) drying. **Food and Bioproducts Processing**, Rugby, v. 90, p. 341-350, 2012.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p.
- OLIVEIRA, E. et al. Custos operacionais da colheita mecanizada do cafeeiro. **Pesquisa Agropecuária Brasileira**, Brasília, DF, v. 42, n. 6, p. 827-831, jun. 2007.

- OLIVEIRA, M. V. M. de et al. Computer-aided design of a coffee-dragging device. **Semina: Ciências Agrárias**, Londrina, v. 35, p. 2373-2382, 2014.
- ORTEGA, A. C.; JESUS, C. M.; MOURO, M. C. Mecanização e emprego na cafeicultura do cerrado mineiro. **Revista ABET**, Curitiba, v. 8, n. 2, p. 58-82, 2009.
- PAHL, G. et al. **Projeto na engenharia: fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e aplicações**. São Paulo: Blucher, 2005. 412 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.
- PETRACCONI, C. L.; FERREIRA, S. E.; PALMA, E. S. Fatigue life simulation of a rear tow hook assembly of a passenger car. **Engineering Failure Analysis**, Oxford, v. 17, p. 455-463, 2010.
- PIMENTA, P. de M. **Fundamentos da mecânica dos sólidos e das estruturas**. São Paulo: EDUSP, 2006. 388 p.
- PINHO, M. da S. et al. Efetividade de um coxim de cabina do trator agrícola na atenuação das vibrações. **Revista Ciência Agronômica**, Fortaleza, v. 45, p. 461-468, 2014.
- RAO, S. S. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson Education do Brasil, 2009. 424 p.
- SANTINATO, F. et al. Análise econômica da colheita mecanizada do café utilizando repetidas operações da colhedora. **Coffee Science**, Lavras, v. 10, p. 213-233, 2014.
- 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.
- SHIGLEY, J.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.
- SILVA, A. et al. **Desenho técnico moderno**. Lisboa: Lidel, 2014. 704 p.
- SILVA, E. P. da. **Elementos finitos como ferramenta auxiliar na análise estrutural estática de uma colhedora de café do tipo automotriz**. 2013. 143 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola)-Universidade Federal de Lavras, Lavras, 2013.
- SILVA, E. P. da; SILVA, F. M. da; MAGALHÃES, R. R. Application of finite elements method for structural analysis in a coffee Harvester. **Engineering**, London, v. 6, p. 138-147, 2014.

SILVA, F. C. et al. Desempenho operacional da colheita mecanizada e seletiva do café em função da força de desprendimento dos frutos. **Coffee Science**, Lavras, v. 8, n. 1, p. 53-60, 2013.

SILVA, F. M. da et al. Avaliação da colheita do café totalmente mecanizada. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 23, n. 2, p. 309-315, 2003.

SILVA, F. M. da et al. Desempenho operacional e econômico da derricha do café com uso da derrichadeira lateral. **Coffee Science**, Lavras, v. 1, p. 119-125, 2006.

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 derricha 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. de 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**. Lavras: Ed. UFLA, 2014. 259 p.

TAYLOR, R. K.; SCHROCK, M. D.; STAGGENBORG, S. A. **Extracting machinery management information from GPS data**. Saint Joseph: ASAE, 2002. 9 p. (ASAE Paper, 21008).

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

VELOSO, G. V. **Automation system direction of a coffee harvester**. 2013. 79 p. Dissertação (Mestrado em Construções Rurais e Ambiente, Energia na Agricultura, Mecanização Agrícola, Processamento de Produtos)-Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, MG, 2013.

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

SEGUNDA PARTE - ARTIGO

**ARTIGO 1 - SIMULAÇÕES ESTRUTURAL ESTÁTICA E DE FREQUÊNCIAS
MODAIS NO CHASSI DE UMA COLHEDORA DE CAFÉ**

**Artigo formatado de acordo com as normas do periódico Agriamb - aceito para
publicação.**

Resumo:As colhedoras de café estão sujeitas a esforços e vibrações em sua estrutura, oriundas de motores e do sistema de derriça de café. Estas estruturas devem ser projetadas de modo a evitar ruptura dos componentes, em razão da fragilidade dos materiais, geometrias inadequadas, ou pelo fenômeno de ressonância, o qual amplia os deslocamentos/deformações dos componentes. Neste cenário, objetivou-se com o presente trabalho analisar resultados de tensões e deslocamentos provenientes de duas simulações estáticas e apresentar resultados de frequências naturais de vibração de duas simulações modais em uma colhedora de café automotriz. Para este fim, geraram-se 20 formas modais, considerando o reservatório da colhedora vazio e cheio de café. As simulações foram realizadas pelo método dos elementos finitos em que foram aplicadas condições de contorno reais no chassi motor da colhedora. Como resultados, observaram-se regiões dos componentes com tensões acima do limite de escoamento do material. Verificaram-se também, na parte traseira do chassi, maiores deslocamentos, o que sugere novo posicionamento da roda traseira para obtenção de distribuição uniforme das cargas. Algumas frequências naturais, que apresentaram maiores deslocamentos/deformações, podem ser atingidas pelo funcionamento do motor principal associado também ao sistema de vibradores na derriça do café, podendo causar ruptura de componentes.

Palavras-chave: projeto, vibração, ressonância, tensões, deslocamentos

Structural static and modal frequency simulations in a coffee harvester's chassis

Abstract: The coffee harvesters are subject to stresses and vibrations in their structure, originating from engines and the harvesting system. These structures must be designed to avoid rupturing of the components due to the fragility of the materials, inadequate geometries,

or the phenomenon of resonance, which increases the displacements/deformations of the components. In this scenario, the main objective of this work is to analyze the results of stresses and displacements from two static simulations and to present natural vibration frequencies results from two modal simulations in an automotive coffee harvester. For this purpose, 20 modal forms were generated, considering the empty and full coffee harvester reservoir. The simulations were carried out using the finite element method in which real contour conditions were applied to the motor chassis of the harvester. As results, regions of the components with stresses above the material yield strength were observed. At the rear of the chassis, greater displacements were observed, suggesting a new positioning of the rear wheel to obtain a uniform load distribution. Some natural frequencies, which presented greater displacements/deformations, can be affected by the operation of the main motor, also associated to the vibration system in the coffee harvest, which may cause rupture of components.

Key words: Design, vibration, resonance, tensions, displacements

INTRODUÇÃO

As colhedoras de café automatizadas são equipamentos complexos que envolvem várias montagens estruturais. No projeto deste tipo de máquina, observa-se que seus componentes sofrem esforços e vibrações. De acordo com Ferraz et al. (2012) e Ferreira Júnior et al. (2016), vibrações são parâmetros que influem na eficiência do processo de derivação do café. Neste cenário, justifica-se a importância de um projeto, envolvendo forças e vibrações. Niemczewski et al. (2014) afirmaram que simulações pelo método de elementos finitos auxiliam os projetos estruturais, térmicos e de vibração, em peças de formatos variados. Para Leake & Borgerson (2015), este método é baseado na relação entre tensão e deformação de um material e é capaz

de retratar situações reais ocorridas em campo, podendo reduzir o tempo de projeto e custos com protótipos. Han et al. (2010), He et al. (2010), Petracconi et al. (2010), Castillo &Cruchaga (2012), Magalhães et al. (2012) e Figueiredo et al. (2016), apresentaram váriasaplicações da técnica com resultados experimentais.Destaca-se resultados importantes na engenharia agrícola utilizando-se simulações estruturais, como em Magalhães et al. (2006), Celik et al. (2011), Nilnonta et al. (2012), Li et al. (2013), Silva et al. (2014), Oliveira et al. (2014) e Hernandez et al. (2016) e também em estudos de vibração realizados por Pinho et al. (2014) e Almeida et al. (2015).

Objetivou-se principalmente com este trabalho analisar parte da estrutura de uma máquina colhedora de café, especificamente o chassi do motor, por meio de simulações estruturais estáticas gerando resultados de tensões de Von Mises, deformações totais e simulação de frequência modal, determinando frequências naturais de vibração, associando, a cada frequência, os resultados de deformação total onde, a partir dos resultados obtidos, procurou-se verificar se a estrutura suportou esforços externos e se surgiu o fenômeno da ressonância.

MATERIAL E MÉTODOS

A pesquisa foi conduzida no laboratório de informática do departamento de Pós Graduação em Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Lavras, no período de abril a maio de 2017 e o teste de colheita em campo na cidade de Araxá - MG no mês de junho deste mesmo ano, com coordenadas geográficas 19° 37' 33.8" S, 46° 56' 45.6" W. Primeiramente, avaliaram-se os principais componentes estruturais utilizados no projeto de colhedoras de café do tipo automotrizes, utilizadas no mercado. Nesta etapa, coletaram-se dados como: tipo e formato de materiais utilizados na estrutura, como aços 1020, aços ASTM A36, tubos quadrados, redondos, chapas, distribuição estrutural destes materiais na colhedora, quantidades de rodas, alturas, larguras e comprimentos, frequências de vibração dos cilindros de derriça do café,

tipos de articulações, inclinações da máquina, sistemas de armazenamento do café, reservatórios de óleo, tipos de motores e seus pesos.

Em seguida, definiu-se o modelo geométrico da parte estrutural da colhedora, considerando o processo revolucionário ou de redesenho, conforme descrito em Ashby et al. (2012).

O modelo geométrico foi desenvolvido em software comercial Solid Works® e simulado no software Ansys®, depois da importação da geometria.

A etapa seguinte foi definir os tipos de simulações/estudos baseados em critérios que retratassem a situação de uso real dos componentes da colhedora em campo. Para isso, utilizou-se dois tipos de simulação:

- a) Estática estrutural, no intuito de gerar resultados de tensões de Von Mises e deformações/deslocamentos totais. Segundo Budynas & Nisbett (2016), o critério de falha de Von Mises gera os resultados anunciados para materiais dúcteis, conhecido como teoria da energia de distorção de materiais, quando sujeitos a carregamentos estáticos e que leva em consideração que a tensão de Von Mises, calculada para os componentes, não deve ser superior à tensão de escoamento do material. A tensão de escoamento é obtida por meio de ensaio de tração e a tensão de Von Mises depende do módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e densidade dos materiais;
- b) Frequência modal, utilizando o método de interação matricial, que de acordo com Rao (2009), determina várias frequências naturais de vibração, começando pela mais baixa, associando a cada frequência os resultados de deslocamento/deformação total, sendo que os resultados são gerados de acordo com a resolução de equação que leva em conta os vetores nodais de deslocamento, velocidade, aceleração, força, além de matrizes de massa, amortecimento e rigidez.

Consideraram-se também quatro variações de tipos de simulações, assim definidas:

1 - Análise estrutural com reservatório de café completamente cheio. 2 - Reservatório de café vazio: os objetivos destas análises foram determinar as tensões de Von Mises e os deslocamentos presentes nos componentes, quando submetidos a forças causadas por carregamentos, possibilitando verificar os pontos de maiores tensões e deslocamentos com carga máxima. 3 - Análise modal com reservatório de café cheio; 4 - Com reservatório de café vazio: o objetivo desta análise foi determinar deslocamentos dos componentes para pré-determinadas frequências naturais de vibração, verificando a influência das frequências de vibração nos deslocamentos de componentes. Foram gerados 20 modos de frequências (Hz), destacando-se valores próximos às frequências que o motor principal da máquina em funcionamento pode gerar ao entrar em ressonância, que é um fator prejudicial aos componentes de uma estrutura, podendo provocar grandes deslocamentos e também ruptura.

O material utilizado para o modelo foi um aço estrutural com densidade de 7850 kg m^{-3} , tensão de escoamento de $2,5 \times 10^8 \text{ N m}^{-2}$ e tensão de ruptura de $4,0 \times 10^8 \text{ N m}^{-2}$, baseado na norma de materiais estruturais ASTM A36.

Quanto à condição de contorno de carregamento, consideraram-se as forças provenientes das massas de componentes distribuídos adequadamente (Tabela 1), além do peso próprio, já calculado pelo software, em função da geometria do modelo, associado à densidade do material utilizado na estrutura.

Tabela 1. Pesos de componentes da colhedora de café

Componente	Peso (N)
Conjunto motor principal	6000
Reservatório de café vazio	4000
Tanque e reservatório de óleo hidráulico	300
Bateria	200
Reservatório de combustível	5000
Radiador	500

Os pesos descritos na Tabela 1 estão distribuídos no chassi do modelo avaliado como mostrado na Figura 1.

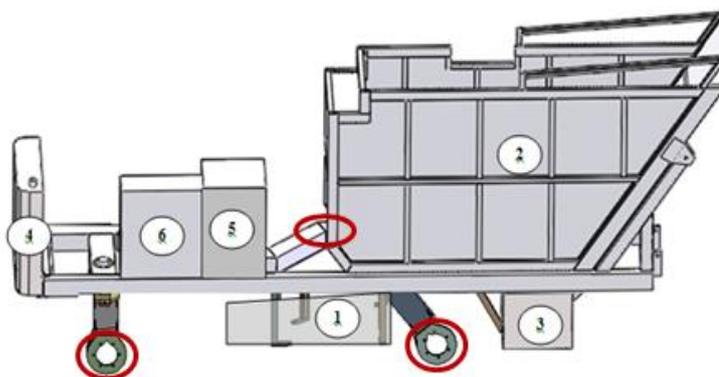


Figura 1. Modelo avaliado: 1 - conjunto motor principal; 2 - reservatório de café; 3 - bateria; 4 - Reservatório de óleo; 5 - Tanque de combustível; e 6 - Radiador

As condições de contorno foram definidas primeiramente fixando a estrutura em três regiões destacadas na Figura 1. São regiões das posições de duas rodas e região de ligação com restante da estrutura.

Foi gerada malha do tipo mecânica, com regiões triangulares e quadradas que apresentou tamanho de elementos variando de 0,038 a 25 mm, com 216.914 nós e 52.230 elementos.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados de tensão de Von Mises calculados (MPa), para as simulações estruturais com reservatório de café cheio e vazio, são apresentados nas Figuras 2A e B, respectivamente.

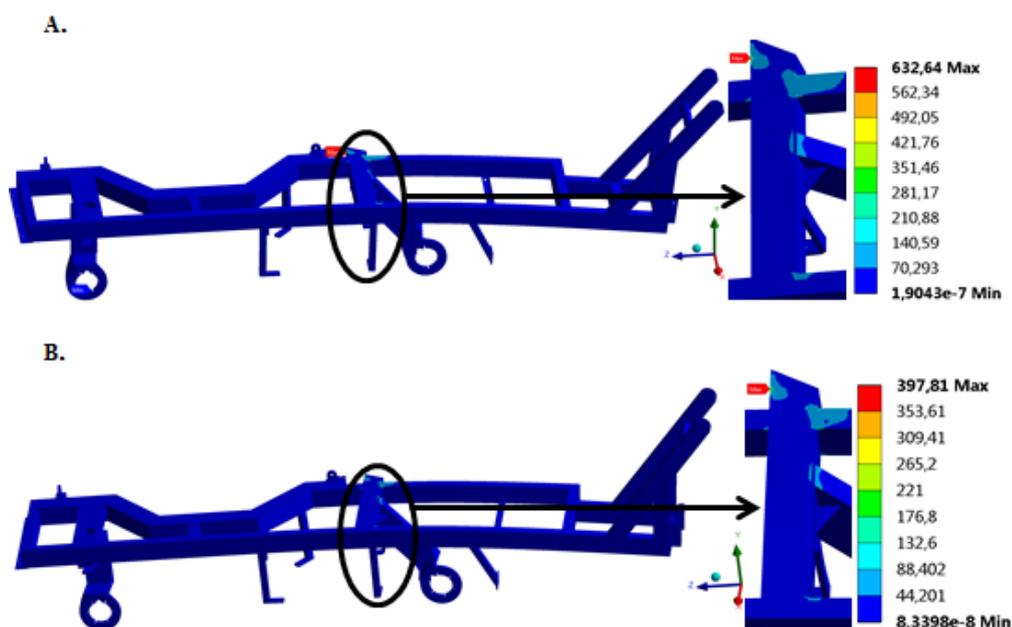


Figura 2. Resultados de tensão de Von Mises (MPa) para o reservatório de café cheio (A); Resultados de tensão de Von Mises (MPa) para o reservatório de café vazio (B)

Observa-se, tanto na Figura 2A, quanto na Figura 2B, que os máximos valores de tensão de Von Mises ultrapassaram a tensão de escoamento do material no ensaio de tração, que é de 250 MPa. De acordo com Chiaverini (2002), no projeto de uma estrutura mecânica usa-se um

Fator de Segurança (FS), que é obtido pela divisão entre a tensão calculada e a resistência adotada para o material, que no critério de Von Mises, é a tensão de escoamento. Ainda conforme Chiaverini (2002), fatores de segurança variam em função do tipo de carga, do tipo de material e das condições de serviço e que, para materiais dúcteis, como os aços ao carbono ASTM A36, os valores variam entre 1,5 e 4,0. Considerando-se o menor valor (FS = 1,5), a tensão máxima de Von Mises calculada não deveria ultrapassar o valor de 166,67 MPa, o que não ocorreu em algumas regiões nos estudos com reservatório de café cheio e vazio analisados, embora a tensão de ruptura do material da estrutura analisada, que é de 400 MPa, não tenha sido atingida no estudo com reservatório de café vazio.

Os resultados de deslocamentos (mm) para as simulações estruturais com reservatório cheio e vazio são apresentados nas Figuras 3A e B, respectivamente.

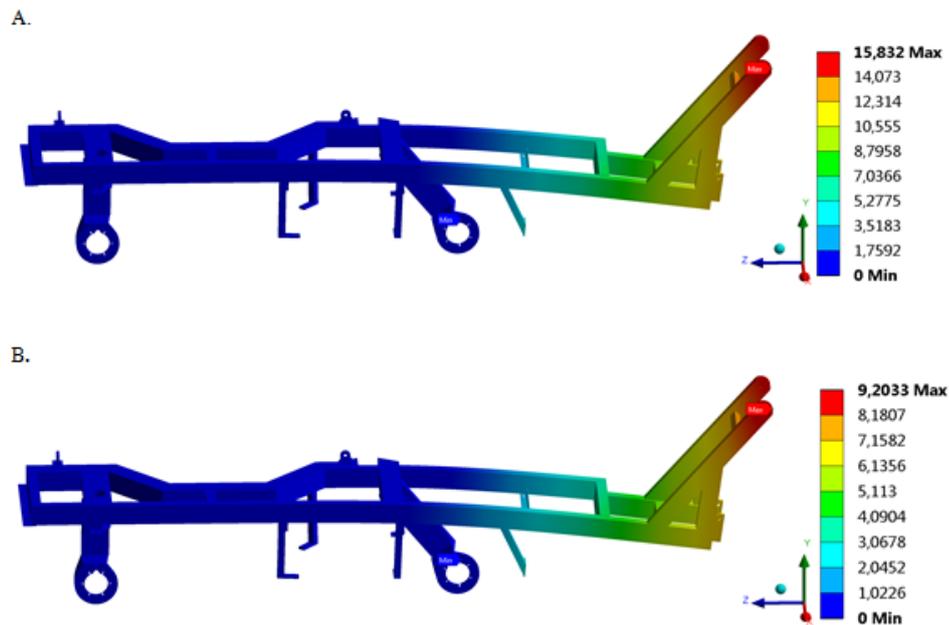


Figura 3. Resultados de deslocamentos (mm) para o reservatório de café cheio (A);

Resultados de deslocamentos (mm) para o reservatório de café vazio (B)

Observa-se, nas Figuras 3A e 3B, que os máximos valores de deslocamentos encontrados estão localizados na mesma região, levando-se em consideração os dois casos analisados (reservatório cheio e vazio). Nota-se ainda uma diferença entre os valores máximos de 15,83 mm para a simulação com reservatório cheio e 9,20 mm para a simulação com reservatório vazio. Percebe-se ainda que, nos dois casos, o chassi tende a deslocar com maior intensidade na parte traseira. Assim, sugere-se que seja realizado um novo posicionamento das rodas, na tentativa de melhorar a distribuição das cargas e conseqüentemente redução dos valores de deslocamentos máximos.

Os resultados de deslocamentos (mm) para as simulações modais com reservatório cheio e vazio são apresentados nas Figuras 4A e B, respectivamente.

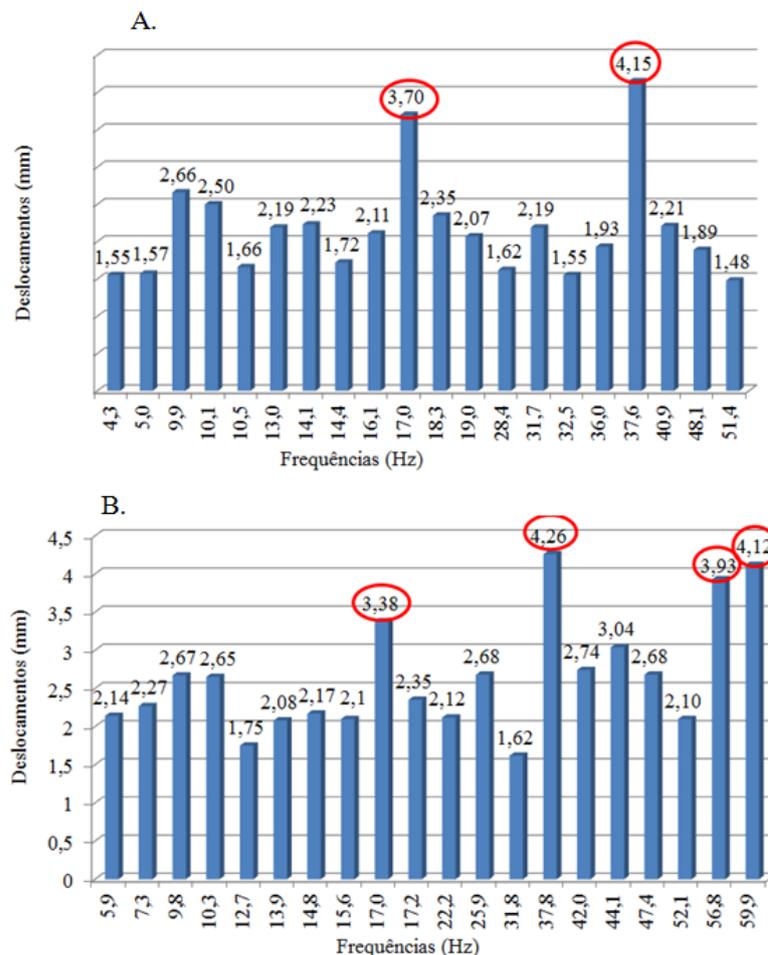


Figura 4. Resultados de deslocamentos (mm) para reservatório de café cheio (A); Resultados de deslocamentos (mm) para reservatório de café vazio (B)

Comparando os estudos do reservatório cheio e vazio, observa-se que os valores das frequências de 37,6 e 37,8 Hz apresentaram maiores deslocamentos. Os resultados obtidos foram significativos, considerando o fato de que alguns motores principais de colhedoras automotrizes trabalham, conforme fabricante de conjunto motores, com frequências de 26,7, 30,0 e 33,3 Hz, de acordo com a marcha selecionada. As frequências do motor podem ser combinadas com as frequências geradas no sistema de vibração dos cilindros, que variam em alguns modelos de colhedora, de 11,0 à 17,0 Hz (Silva et al., 2006; 2013; Oliveira et al., 2007; Ferreira Júnior et al., 2016), podendo gerar o fenômeno da ressonância.

Para Rao (2009), é possível reduzir, mas não eliminar, as forças dinâmicas que causam vibrações e os métodos de controle das vibrações podem ser: controlar as frequências naturais do sistema, evitar resposta excessiva do sistema, mesmo em ressonância, com o uso de mecanismos de amortecimento/dissipação de energia, uso de isoladores de vibração para redução de transmissão de forças entre componentes e alteração de massa e rigidez do sistema, de modo a alterar frequências naturais.

A máquina colhedora de café apresentou problemas de vibração em campo, como evidenciado nas simulações. Na Figura 5 é apresentada a parte inferior do chassi com o conjunto motor acoplado aos suportes projetados, antes e após modificações e acréscimo de componentes, destacando o cisalhamento do parafuso de fixação de componente do motor principal.

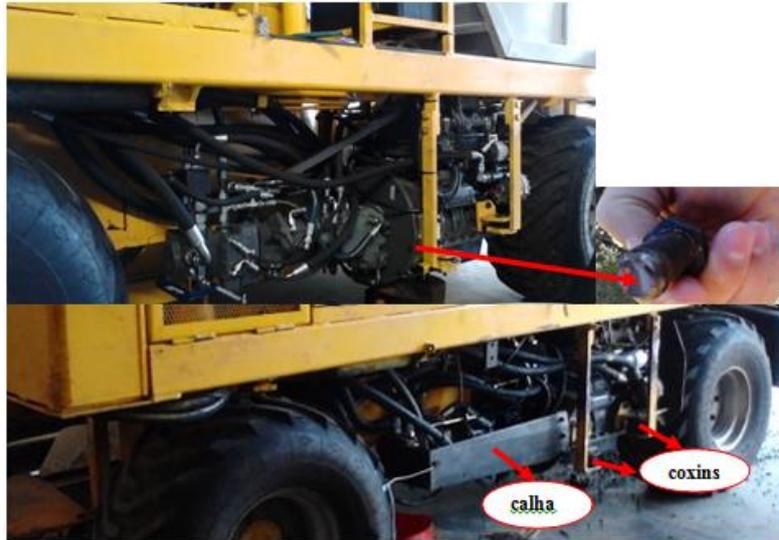


Figura 5. Parte inferior do chassi com o conjunto motor acoplado em 2 momentos

Na Figura 5 é apresentada ainda as modificações realizadas, como a troca dos coxins de 30 mm de altura por coxins de 50 mm. Esses coxins são responsáveis por realizar a ligação do motor aos seus suportes com maior capacidade de absorção de vibração, sendo 4 coxins ao todo usados na máquina colhedora. Além disso, houve acréscimo de massa no sistema que, segundo Rao (2009), é um dos fatores que promovem a redução de forças que causam a vibração. Isto foi feito por meio da inserção de um tipo de calha moldada em chapa de aço carbono dobrada. Depois das modificações realizadas (Figura 5), não foram observadas quebras de parafusos, sendo a máquina monitorada por 50 horas de trabalho em campo.

CONCLUSÕES

1. Foram encontrados valores máximos de tensões de Von Mises acima da tensão de escoamento do material, em algumas regiões da estrutura em duas diferentes simulações estruturais estáticas (com reservatório de café cheio e vazio).
2. Valores de deslocamento encontrados nas simulações foram superiores na parte traseira do chassi, indicando um desequilíbrio na distribuição das rodas nas duas simulações estruturais.

3. As duas simulações modais apresentaram valores de deslocamentos mais altos para algumas frequências de vibração.

4. As frequências provenientes de motores principais das colhedoras e dos cilindros de vibração podem apresentar frequências isoladas ou combinadas próximas às frequências que geraram os maiores valores de deslocamentos, ocasionando o fenômeno da ressonância, sendo prejudicial à estrutura.

AGRADECIMENTOS

A FAPEMIG pelo suporte financeiro para a execução do projeto.

A Empresa Vetor Indústrias de Máquinas LTDA por possibilitar acompanhar a construção e operação da máquina.

LITERATURA CITADA

Almeida, S. F.; Abrahão, R. F.; Tereso, M. J. A. Avaliação da exposição ocupacional à vibração de corpo inteiro em máquinas de colheita florestal. *Revista Cerne*, v.21, p.1-8, 2015.

Ashby, M. F.; Shercliff, H.; Cebon, D. *Materiais: Engenharia, ciência, processamento e projeto*. Rio de Janeiro, RJ: Elsevier, 2012. 650p.

Budynas, R. G.; Nisbett, J. K. *Elementos de máquinas de Shigley: Projeto de engenharia mecânica*. 10. ed. Porto Alegre, RS: AMGH Ed., 2016. 1073p.

Castillo, E. F.; Cruchaga, M. A. Experimental vibration analysis for a 3d scaled model of a three-floor steel structure. *Latin American Journal of Solids and Structures*, v.9, p.597-613, 2012.

Celik, H. K.; Rennie, A. E. W.; Akinci, I. Deformation behaviour simulation of an apple under drop case by finite element method. *Journal of Food Engineering*, v.104, p.293-298,

2011.

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

Ferraz, G. A. e S.; Silva, F. M. da; Alves, M. de C.; Bueno, R. de L.; Costa, P. A. N. da. Geostatistical analysis of fruit yield and detachment force in coffee. *Precision Agriculture*, v.13, p.76-89, 2012.

Ferreira Júnior, L. de G.; Silva, F. M. da; Ferreira, D. D.; Sales, R. S. Recommendation for mechanical harvesting of coffee based on vibration behavior settings rods harvesters. *Revista Ciência Rural*, v.46, p.273-278, 2016.

Figueiredo, M. A. de M.; Silva, L. F.; Barnabé, T. L. Transporte coletivo: Vibração de corpo inteiro e conforto de passageiros, motoristas e cobradores. *Journal of Transport Literature*, v.10, p.35-39, 2016.

Han, J. N.; Cho, N. J.; Chae, S. W.; Choi, Y. Stress analysis of ventilated brake discs using the finite element method. *International Journal of Automotive Technology*, v.11, p.133-138, 2010.

He, B. Y.; Wang, S. X.; Gao, F. Failure analysis of an automobile damper spring tower. *Engineering Failure Analysis*, v.17, p.498-505, 2010.

Hernandez, R. O.; Garcia, L. M. G.; Tinôco, I. de F. F.; Martins, J. H.; Souza, C. de F.; Souza, J. A. O. Simulation of the internal environment of a post-harvest installation and a solar dryer of coffee. *Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental*, v.20, p.163-168, 2016.

Leake, J. M.; Borgerson, J. L. Manual de desenho técnico para engenharia: Desenho, modelagem e visualização. 2.ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2015. 368p.

Li, Z.; Li, P.; Yang, H.; Liu, J. Internal mechanical damage prediction in tomato compression using multiscale finite element models. *Journal of Food Engineering*, v.116, p.639-647,

2013.

- Magalhães, A. C.; Teixeira, M. M.; Couto, S. M.; Resende, R. C. de. Modeling of pneumatic machine collector of coffee fruits on yard using finite elements analysis. *Engenharia Agrícola*, v.26, p.483-492, 2006.
- Magalhães, R. R.; Fontes, C. H.; Melo, S. A. B. de V. Failure analysis and design of a front bumper using finite element method along with durability and rig tests. *International Journal of Vehicle Design*, v.60, p.71-83, 2012.
- Niemczewski, B. K.; Reis, A. V. dos; Machado, R. L. T.; Machado, A. L. T. Validação de um modelo de cálculo por elementos finitos do chassi de uma semeadora de quatro linhas. *Engenharia Agrícola*, v.34, p.161-170, 2014.
- Nilnont, W.; Thepa, S.; Janjai, S.; Kasayapanand, N.; Bala, B. K. Finite element simulation for coffee (*Coffea Arabica*) drying. *Food and Bioproducts Processing*, v.90, p.341-350, 2012.
- Oliveira, E. de; Silva, F. M. da; Salvador, N.; Figueiredo, C. A. P. Influência da vibração das hastes e da velocidade de deslocamento da colhedora no processo de colheita mecanizada do café. *Engenharia Agrícola*, v.27, p.714-721, 2007.
- Oliveira, M. V. M. de; Teixeira, M. M.; Fernandes, H. C.; Queiroz, D. M. de; Moreira, R. M. G. Computer-aided design of a coffee-dragging device. *Semina: Ciências Agrárias*, v.35, p.2373-2382, 2014.
- Petracconi, C. L.; Ferreira, S. E.; Palma, E. S. Fatigue life simulation of a rear tow hook assembly of a passenger car. *Engineering Failure Analysis*, v.17, p.455-463, 2010.
- Pinho, M. da S.; Schlosser, J. F.; Frantz, U. G.; Rodrigues, F. A.; Ferrer, P. S. Efetividade de um coxim de cabina do trator agrícola na atenuação das vibrações. *Revista Ciência Agronômica*, v.45, p.461-468, 2014.

- Rao, S. S. Vibrações mecânicas. 4.ed. São Paulo, SP: Pearson Education do Brasil, 2009. 424p.
- Silva, E. P. da; Silva, F. M. da; Magalhães, R. R. Application of finite elements method for structural analysis in a coffee harvester. *Engineering*, v.6, p.138-147, 2014.
- Silva, F. C. da; Silva, F. M. da; Silva, A. C. da; Barros, M. M. de; Palma, M. A. Z. Desempenho operacional da colheita mecanizada e seletiva do café em função da força de desprendimento dos frutos. *Coffee Science*, v.8, p.53-60, 2013.
- Silva, F. M. da; Oliveira, E. de; Guimarães, R. J.; Figueiredo, C. A. P. de; Silva, F. C. da. Desempenho operacional e econômico da derriça do café com uso da derriçadeira lateral. *Coffee Science*, v.1, p.119-125, 2006.