

FELIPE GUSTAVO DE SOUZA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA PLATAFORMA AUTOPROPELIDA PARA  
LOCOMOÇÃO DE COLHEDORA DE CAFÉ EM REGIÃO DE MONTANHA**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Magister Scientiae*.

VIÇOSA  
MINAS GERAIS – BRASIL  
2018

**Ficha catalográfica preparada pela Biblioteca Central da Universidade  
Federal de Viçosa - Câmpus Viçosa**

T

S729d  
2018 Souza, Felipe Gustavo, 1992-  
Desenvolvimento de uma plataforma autopropelida para  
locomoção de colhedora de café em região de montanha / Felipe  
Gustavo Souza. – Viçosa, MG, 2018.  
xiv, 61 f. : il. (algumas color.) ; 29 cm.

Orientador: Mauri Martins Teixeira.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Viçosa.  
Referências bibliográficas: f. 58-61.

1. Café - Colheita. 2. Ceifeiras - Projetos e construção.  
3. Máquinas agrícolas - Tração. I. Universidade Federal de  
Viçosa. Departamento de Engenharia Agrícola. Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia Agrícola. II. Título.

CDD 22. ed. 633.735

FELIPE GUSTAVO DE SOUZA

**DESENVOLVIMENTO DE UMA PLATAFORMA AUTOPROPELIDA PARA  
LOCOMOÇÃO DE COLHEDORA DE CAFÉ EM REGIÃO DE MONTANHA**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Viçosa, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, para obtenção do título de *Magister Scientiae*.

APROVADA: 30 de julho de 2018.

  
Julião Soares de Souza Lima

  
Geice Paula Villibor

  
Mauri Martins Teixeira  
(Orientador)

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus, pela fé incondicional e pela força para concluir mais esta etapa da minha vida.

À minha esposa Adryse Marques Dias de Souza, pelo amor, apoio, companheirismo, amizade, carinho e puxões de orelha ao longo desta jornada.

Aos meus pais, Osmar e Elisabeth, por sempre acreditarem, pelas palavras de apoio e compreensão.

Ao professor Mauri Martins Teixeira, pela orientação, ensinamento, compreensão, confiança e exemplo de profissional que é.

À Universidade Federal de Viçosa e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, pela oportunidade de realização do curso.

Aos professores Marconi Ribeiro Furtado Junior e Haroldo Carlos Fernandes, pela ajuda e auxílio na execução deste trabalho.

À Capes pela concessão da bolsa de estudos.

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de Minas Gerais (FAPEMIG)

Aos colegas de Pós-Graduação em Mecanização Agrícola, em especial ao Gustavo, Jéssica, Matheus, Cleonice, Marcelo, Gefferson, Tiago, Wilson e Juliano pelo apoio e auxiliarem na execução do projeto.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Agrícola, em especial ao Marcelo que esteve ao meu lado em toda a construção do protótipo.

À todos que estiveram presentes nos momentos difíceis e que de alguma forma colaboraram com a realização deste trabalho, agradeço imensamente.

## **BIOGRAFIA**

Felipe Gustavo de Souza, filho de Osmar de Paula Souza e Elisabeth Aparecida de Souza, nasceu em 11 de abril de 1992, em Belo Horizonte, Minas Gerais.

Em dezembro de 2009, concluiu o ensino médio na Central de Ensino e Desenvolvimento Agrário de Florestal (CEDAF) na Universidade Federal de Viçosa (UFV) – campus Florestal.

Em agosto de 2010, ingressou no curso de Graduação em Engenharia Agrícola e Ambiental, na Universidade Federal de Viçosa -, em Viçosa, MG, graduando-se em julho de 2016.

Em agosto de 2016, ingressou no Programa de Pós-Graduação, em nível de Mestrado, em Engenharia Agrícola, na Universidade Federal de Viçosa, na área de concentração em Mecanização Agrícola.

## SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS.....	vii
LISTA DE TABELAS.....	ix
LISTA DE QUADROS.....	x
RESUMO.....	xii
ABSTRACT.....	xiv
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. OBJETIVO GERAL .....	3
2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	3
3. REVISÃO DE LITERATURA.....	4
3.1 A CULTURA DO CAFÉ E SUA IMPORTÂNCIA.....	4
3.2 A COLHEITA DE CAFÉ .....	4
3.3 A COLHEITA NA CAFEICULTURA DE MONTANHA E SEUS DESAFIOS.....	5
3.4 PROJETO DE MÁQUINAS .....	7
4. MATERIAL E MÉTODOS.....	9
4.1 Desenvolvimento do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café.....	9
4.1.1 Esclarecimento da tarefa.....	10
4.1.2 Projeto conceitual da plataforma para locomoção de colhedora de café.....	10
4.1.3 Projeto preliminar, projeto detalhado e desenvolvimento do modelo virtual .....	11
4.2 CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO DA PLATAFORMA PARA LOCOMOÇÃO DE COLHEDORA DE CAFÉ.....	12
4.3 CARACTERIZAÇÃO DIMENSIONAL E PONDERAL DO PROTÓTIPO DA PLATAFORMA PARA LOCOMOÇÃO DE COLHEDORA DE CAFÉ.....	12
4.3.1 Tamanho do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café 12	
4.3.2 Vão livre horizontal, vão livre vertical e ângulos de entrada e saída.....	12
4.3.3 Posição do centro de massa do protótipo da plataforma.....	12
4.3.4 Limites de estabilidade do protótipo.....	16

4.3.5 Raio e espaço de giro da plataforma para locomoção de colhedora de café...	17
4.4 DESEMPENHO NA BARRA DE TRAÇÃO .....	18
4.4.1 Caracterização da pista usada no ensaio.....	18
4.4.2 Força de tração .....	19
4.4.3 Deslizamento dos rodados.....	19
4.4.4 Consumo horário e específico de combustível .....	21
4.4.5 Eficiência na barra de tração .....	22
4.4.6 Razão de tração do protótipo .....	22
4.5 AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE RUÍDO.....	23
4.6 PROCEDIMENTO PARA REALIZAÇÃO DO ENSAIO .....	23
4.7 ANÁLISE DOS DADOS OBTIDOS NO ENSAIO DA BARRA DE TRAÇÃO.....	23
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>25</b>
5.1 DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO DA PLATAFORMA PARA LOCOMOÇÃO DE COLHEDORA DE CAFÉ.....	25
5.1.1 Esclarecimento da tarefa.....	25
5.1.2 Projeto conceitual da plataforma para locomoção de colhedora de café .....	27
5.1.3 Projeto preliminar, projeto detalhado e desenvolvimento do modelo virtual	28
5.2 CONSTRUÇÃO DO PROTÓTIPO DA PLATAFORMA PARA LOCOMOÇÃO DE COLHEDORA DE CAFÉ.....	36
5.2.1 Rodas dentadas .....	36
5.2.2 Estrutura do Chassi.....	37
5.2.3 Confecção das esteiras de borracha .....	38
5.2.4 Confecção dos balanços.....	39
5.2.5 Ensaio preliminar do protótipo da plataforma.....	42
5.3 CARACTERIZAÇÃO DIMENSIONAL E PONDERAL DO PROTÓTIPO DA PLATAFORMA PARA LOCOMOÇÃO DE COLHEDORA DE CAFÉ .....	43
5.3.1 Tamanho do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café	43
5.3.2 Vão livre horizontal, vão livre vertical e ângulos de entrada e saída .....	43
5.3.3 Posição do centro de massa do protótipo da plataforma .....	44
5.3.4 Limites de estabilidade do protótipo.....	45
5.3.5 Raio e espaço de giro da plataforma para locomoção de colhedora de café..	47
5.4 DESEMPENHO NA BARRA DE TRAÇÃO .....	48

<b>5.4.1 Caracterização da pista usada no ensaio.....</b>	<b>48</b>
<b>5.4.2 Força de tração .....</b>	<b>48</b>
<b>5.4.3 Deslizamento dos rodados.....</b>	<b>49</b>
<b>5.4.4 Consumo horário e específico de combustível .....</b>	<b>50</b>
<b>5.4.5 Eficiência na barra de tração .....</b>	<b>52</b>
<b>5.4.6 Razão de tração do protótipo .....</b>	<b>53</b>
<b>5.5. AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE RUÍDO.....</b>	<b>54</b>
<b>6. CONCLUSÕES.....</b>	<b>57</b>
<b>7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>58</b>



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Colheita semimecanizada do café com o emprego de derriçadoras portáteis..	6
Figura 2 - Fluxograma para o desenvolvimento do projeto da plataforma para locomoção de colhedora de café.....	10
Figura 3 - Determinação da coordenada horizontal do centro de massa do protótipo ...	13
Figura 4 - Determinação da coordenada vertical do centro de massa do protótipo.....	14
Figura 5 - Determinação da coordenada lateral do centro de massa, no plano horizontal, do protótipo .....	15
Figura 6 - ângulos limites de estabilidade da plataforma para locomoção de colhedora de café: declive (a), aclive (b) e inclinação transversal (c)..	17
Figura 7 - Célula de carga posicionada na barra de tração do protótipo. ....	19
Figura 8 - Sensor indutivo utilizado para a determinação da velocidade angular do eixo motriz da plataforma para locomoção de colhedora de café .....	20
Figura 9 – Determinação do consumo de combustível empregando uma proveta graduada instalada na linha de combustível do protótipo.....	21
Figura 10 - Estrutura de funções da plataforma para locomoção de colhedora de café .	27
Figura 11 - Chassi da plataforma para locomoção de colhedora de café .....	29
Figura 12 - Análise de tensões (a) chassi. (b) eixo intermediário. ....	30
Figura 13 - Esteira construída em correia de lonas vulcanizada e perfil “U”. ....	32
Figura 14 - Rodas dentadas e balanços internos do rodado.....	32
Figura 15 - Análise de tensões da roda dentada de tração.....	33
Figura 16 - Resultado da análise das tensões dos Perfis “U”. ....	34
Figura 17 - Resultado da análise das tensões dos balanços. ....	34
Figura 18 - Modelo virtual da plataforma para locomoção de colhedora de café (a) Vista superior. (b) Vista direita. (c) Vista frontal. (d) Vista isométrica..	36
Figura 19 - Cortes das rodas dentadas com o uso da máquina de corte a plasma. ....	37
Figura 20 - Conjuntos de rodas dentadas da plataforma para locomoção de colhedora de café.....	37
Figura 21 - Chassi do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café...	38
Figura 22 - Construção da esteira do rodado. ....	39
Figura 23 - Processo de fabricação dos balanços. ....	39
Figura 24 - Montagem das rodas dentadas com os balanços internos. ....	40
Figura 25 - Eixo de aço maciço que liga a montagem ao chassi. ....	40

Figura 26 - Montagem dos balanços ao chassi. ....	41
Figura 27 - Montagem do conjunto motor transmissão ao chassi. ....	41
Figura 28 - Montagem da barra de tração da máquina. ....	42
Figura 29 - Protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café em regiões de montanha. ....	42
Figura 30 - Dimensões externas do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café. ....	43
Figura 31 - Coordenadas do centro de massa do protótipo. ....	44
Figura 32 - Raio e espaço de giro do protótipo. ....	46
Figura 33 - Raio e espaço de giro do protótipo desconsiderando a rabiça. ....	47

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Lista de requisitos da plataforma para locomoção de colhedora de café .....	26
Tabela 2 - Matriz morfológica para os princípios de solução das funções da plataforma para colheita de café .....	28
Tabela 3 – Resistências determinísticas da ASTM mínimas de escoamento para aços laminados a quente (HR) e aços repuxados a frio (CD).....	31
Tabela 4 – Especificações técnicas do trator de rabiças utilizado no protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café.....	35
Tabela 5 - Parâmetros para o cálculo dos limites de estabilidade do protótipo. ....	45
Tabela 6 – Máxima exposição diária permissível em relação ao nível de ruídos sem proteção auricular.....	56

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Resumo da análise de Variância do desempenho de tração, expressa pelo teste F, para consumo horário de combustível (Ch), deslizamento dos rodados (S), potência na barra de tração (Pbt), consumo específico de combustível (Ce), eficiência na barra de tração (Ebt) e razão de tração do protótipo (Rt). .....	48
Quadro 2 – Características da pista utilizada no ensaio.....	48
Quadro 3 – Forças desenvolvidas no ensaio da barra de tração. ....	49
Quadro 4 - Valores médios para deslizamento dos rodados, em porcentagem, para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro. ....	49
Quadro 5 - Equações de regressão ajustadas para o deslizamento dos rodados do protótipo (S, em %) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação ( $R^2$ ), para cada uma das classes de forças.....	50
Quadro 6 - Equações de regressão ajustadas para o consumo horário do protótipo (ch, em $L h^{-1}$ ) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação ( $R^2$ ), para cada uma das classes de forças. ....	50
Quadro 7 - Valores médios para consumo horário de combustível, em $L h^{-1}$ , para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro. ....	51
Quadro 8 - Valores médios para consumo específico de combustível, em $L kWh^{-1}$ , para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro. ....	51
Quadro 9 - Equações de regressão ajustadas para o consumo específico de combustível (Ce, em $L kW h^{-1}$ ) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação ( $R^2$ ), para cada uma das classes de forças.....	52
Quadro 10 - Equações de regressão ajustadas para a eficiência na barra de tração (Ebt, adimensional) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação ( $R^2$ ), para cada uma das classes de forças.....	52
Quadro 11 - Valores médios para eficiência na barra de tração, adimensional, para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro. ....	53

Quadro 12 - Valores médios para razão de tração do protótipo, adimensional, para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro. ....	53
Quadro 13 - Equações de regressão ajustadas para a razão de tração ( $R_t$ , adimensional) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação ( $R^2$ ), para cada uma das classes de forças. ...	54
Quadro 14 - Níveis de ruído (dB (A)) em diferentes distâncias, para o lado direito, esquerdo, a frente e atrás do protótipo.....	55

## RESUMO

SOUZA, Felipe gustavo, M.Sc., Universidade Federal de Viçosa, julho de 2018. **Desenvolvimento de uma plataforma autopropelida para colheita de café em região de montanha.** Orientador: Mauri Martins Teixeira. Coorientador: Haroldo Carlos Fernandes.

O café é uma importante commodity do mercado brasileiro, sendo o estado de Minas Gerais, mais precisamente a “região da Zona da Mata”, uma das principais regiões produtoras, cuja topografia é predominantemente montanhosa. Nas diversas etapas de produção da cultura, a que mais exige mão de obra é a colheita do café, já que mesmo empregando a colheita semimecanizada nas lavouras da região de montanha, ainda existe um sério problema quanto a escassez de trabalhadores. Esse fato contribui para o aumento do tempo de colheita fazendo com que os frutos maduros caiam no chão e percam qualidade, levando a uma queda no preço de mercado do produto. Objetivou-se com este trabalho o desenvolvimento de uma plataforma autopropelida para locomoção de colhedora de café em regiões de montanha. Inicialmente foi elaborado um projeto informacional, conceitual, preliminar e detalhado da plataforma. A partir das soluções encontradas nas etapas anteriores desenhou-se, utilizando o software CAD SolidWorks, um modelo virtual da plataforma, com a finalidade de facilitar a construção do protótipo e, suas correções. Com o projeto detalhado em mãos, construiu-se o protótipo da plataforma de colheita e realizou-se a caracterização dimensional e ponderal do mesmo. Foram realizados ensaios de desempenho na barra de tração, avaliando-se o deslizamento dos rodados, consumo horário de combustível, consumo específico de combustível, eficiência na barra de tração e razão de tração do protótipo. Ainda realizou-se a avaliação dos níveis de ruído emitidos pelo protótipo. Observou-se que tanto as soluções encontradas para o protótipo quanto as peças desenhadas em software CAD são passíveis de manufatura, mesmo que em nível de protótipo. O desenvolvimento de um modelo virtual permitiu observar falhas no projeto e corrigi-las. A variável lastro não influenciou nos parâmetros deslizamento dos rodados e consumo horário, sendo que o menor consumo horário de combustível ocorreu na empregando uma velocidade angular de  $1,10 \text{ rad s}^{-1}$  (10,5 rpm), lastro de 50 kg e força na barra de tração de 615 N. A maior eficiência na barra de tração ocorreu empregando uma velocidade angular de  $3,24 \text{ rad s}^{-1}$  (30,9 rpm), lastro de 50 kg e força na barra de tração de 2340 N e a melhor razão de tração do protótipo ocorreu empregando uma velocidade

angular de  $1,10 \text{ rad s}^{-1}$  (10,5 rpm), lastro de 50 kg e força na barra de tração de 2340 N. Constatou-se que devido ao nível de ruído (89 dB(A)), o operador da máquina deverá usar protetor auricular.

## ABSTRACT

SOUZA, Felipe Gustavo, M.Sc., Universidade Federal de Viçosa, July, 2018.  
**Development of a self-propelled platform for coffee harvesting in mountain region.**  
Advisor: Mauri Martins Teixeira. Co-advisor: Haroldo Carlos Fernandes.

Coffee is an important commodity of the Brazilian market, being the state of Minas Gerais more precisely the "Zona da Mata region", one of the main producing regions, whose topography is predominantly mountainous. In the various stages of production of the crop, the most demanding labor is the harvest of coffee, since even employing semi-mechanized harvesting in the upland areas, there is still a serious problem regarding the shortage of workers. This fact contributes to the increase of harvesting time causing the ripe fruits to fall to the ground and lose quality, leading to a fall in the market price of the product. The objective of this work was the development of a self-propelled platform for coffee harvesting in mountain regions. Initially, an informational, conceptual, preliminary and detailed design of the platform was elaborated. From the solutions found in previous steps, a virtual model of the platform was designed, using CAD software, in order to facilitate the construction of the prototype and its corrections. With the detailed design in hand, the prototype of the harvest platform was constructed and the dimensional and ponderal characterization of the platform was carried out. Performance tests were performed on the drawbar, evaluating sliding wheels, fuel hourly consumption, specific fuel consumption, traction bar efficiency and prototype traction ratio. The noise levels emitted by the prototype were also evaluated. It was observed that both the solutions found for the prototype and the drawings in CAD software are capable of manufacturing, even at the prototype level. The development of a virtual model allowed us to observe design flaws and correct them. The variable ballast did not influence the parameters of skating and hourly consumption, and the lowest hourly fuel consumption using an angular velocity of  $1,10 \text{ rad s}^{-1}$  (10,5 rpm), 50 kg ballast and 615 N traction rod force. The best efficiency on the drawbar occurred using an angular velocity of  $3,24 \text{ rad s}^{-1}$  (30,9 rpm), 50 kg ballast and 2340 N traction rod and the best prototype tensile ratio occurred by employing an angular velocity of  $1,10 \text{ rad s}^{-1}$  (10,5 rpm), 50 kg ballast and traction bar force of 2340 N. It was found that due to the noise level (89 dB(A)), the operator of the machine should wear ear protector.



## 1. INTRODUÇÃO

O Brasil destaca-se pela produção de café, sendo esse uma das principais commodities em nosso mercado, responsável por boa parte da economia brasileira. O estado de Minas Gerais ocupa lugar de destaque na produção de café arábica, tendo como uma das principais regiões produtoras a “Região da Zona da Mata”. Esta região apresenta topografia montanhosa com temperaturas mais amenas, favorecendo a produção de cafés de qualidade.

A colheita dos frutos do café está dividida em seis operações: arruação, derriça, varrição, recolhimento, abanação e transporte. A arruação é a primeira operação realizada, e tem o objetivo de limpar a base da planta de café, retirando a terra e os restos vegetais. A derriça é o processo de retirada dos frutos de café da planta, podendo ser realizada de forma manual ou mecanizada. Após a derriça, caso ocorra a queda dos frutos no chão é necessário a realização de uma varrição para a coleta dos mesmos. O recolhimento consiste em juntar o café varrido ou derriçado, essa etapa é feita empregando-se panos ou lençóis plásticos. O processo de limpeza do café no campo, separando-se folhas, gravetos, torrões, pedras, entre outras impurezas é chamado de abanação. O transporte é a operação de retirada do café já recolhido da lavoura e sua condução para o terreiro, onde prosseguem as operações de pós-colheita.

Existem diversas colhedoras no mercado que realizam algumas das operações de colheita de café descritas acima. Todavia, existem poucas colhedoras automotrizes ou autopropelidas que trabalhem em terrenos cuja a inclinação seja superior a 30%. A escassez dessas máquinas destinada a terrenos inclinados ocorre devido ao fato de ser um desafio, envolvendo elevados riscos e, conseqüentemente, altos custos.

Em regiões montanhosas, há locais em que a colheita é semimecanizada, com emprego de derriçadoras portáteis. Esse tipo de colheita consiste de um sistema de transição, em que, há o uso de máquinas de forma intercalada, sem dispensar a utilização intensiva de mão de obra. Geralmente concentra-se na derriça, estendendo-se a outras etapas da colheita. Trata-se de uma opção à colheita manual tradicional e pode atender tanto a pequenos e médios, quanto a grandes produtores.

Para evitar que os frutos tenham contato com a terra e com frutos caídos, é mais adequado a derriça sobre o lençol. Essa consiste na utilização de um lençol por baixo da planta de café, entretanto existe uma enorme dificuldade em distribuir e recolher esses

lençóis plásticos. O esforço realizado na colocação dos lençóis, a demora da operação e os gastos de mão de obra são os maiores problemas que os produtores enfrentam nesse tipo de sistema. A abanação separa ramos e folhas dos frutos de café, e ainda, simplifica as operações de transporte e lavagem. Tudo isso contribui para a melhoria da qualidade do produto.

Mesmo empregando a colheita semimecanizada nas lavouras da região de montanha, ainda existe um sério problema quanto a escassez de mão de obra. A pouca oferta de mão de obra contribui para o aumento do tempo de colheita. O amplo tempo gasto na colheita faz com que os frutos maduros caiam no chão e percam qualidade, levando a uma queda no preço de mercado do produto.

Com a evolução da tecnologia de derriça o desafio passou a ser a operação de recolhimento do café derriçado.

A utilização de uma plataforma para locomoção de colhedora autopropelida poderia mudar o sistema de colheita e limpeza do café. A máquina eliminaria as etapas de arruação, varrição e recolhimento, sendo necessário apenas a derriça sobre a plataforma. A agilização do sistema proporcionaria menores perdas, aumentando a receita do produtor.

A proposta de uma plataforma para locomoção de colhedora autopropelida para os pequenos e médios produtores solucionaria diversos problemas enfrentados pelos cafeicultores de regiões de montanha, especificamente, fatores ergonômicos, escassez de mão de obra, capacidade operacional e a eficiência na colheita.

## **2. OBJETIVO GERAL**

Objetiva-se com este trabalho desenvolver e avaliar uma plataforma autopropelida para locomoção de colhedora de café em região de montanha.

### **2.1 Objetivos Específicos**

- Elaborar um projeto informacional, conceitual, preliminar e detalhado da plataforma;
- Desenvolver um modelo virtual da plataforma;
- Construir um protótipo da plataforma autopropelida;
- Projetar e construir o sistema de locomoção da plataforma autopropelida;
- Avaliar o desempenho do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café.

### **3. REVISÃO DE LITERATURA**

#### **3.1 A cultura do café e sua importância**

O café pertence ao gênero *Coffea* da família *Rubiaceae* e dentre as inúmeras espécies existentes, as principais do ponto de vista agroeconômico, são a *Coffea arabica* (café arábica) e a *Coffea canephora* (café conilon) (DAVIS et al., 2011).

Historicamente o Brasil destaca-se como o maior produtor e exportador mundial de café. A produção brasileira de café em 2017 foi de aproximadamente 45 milhões de sacas beneficiadas, sendo 34 milhões dessas sacas de café arábica. Em Minas Gerais a produção foi de 24,5 milhões de sacas beneficiadas, na qual 24 milhões são de café arábica (CONAB, 2017).

Em safra de bienalidade positiva estima-se que, para 2018, a produção esteja entre 54,5 e 58,5 milhões de sacas beneficiadas, crescimento entre 17 e 23 %, aproximadamente, em relação a safra passada. A produção de café arábica está estimada entre 42 e 44,5 milhões de sacas beneficiadas, com crescimento médio de 20,5% (CONAB, 2018).

Atualmente, a produção de café é relevante para a economia do país, sendo fonte de receitas para vários municípios, e maior gerador de trabalhos dentro da agropecuária nacional (BRASIL, 2017). O café ainda destaca-se pela sua importância socioeconômica em diferentes setores. Ele é fonte de renda para os produtores, promove o comércio local, movimentando o mercado de logística e está fortemente presente na mesa do consumidor (FERREIRA JUNIOR et al, 2016).

#### **3.2 A colheita de café**

A colheita de café pode ocorrer de forma manual, semimecanizada ou mecanizada. A colheita manual exige um elevado tempo e muita mão de obra, isso aumenta os custos de produção inviabilizando a atividade cafeeira em algumas regiões (SANTINATO et al., 2014). As práticas manuais promoveram um custo em média de R\$ 365,13 por saca nos anos 2015/2016, enquanto que, com a mecanização, o custo chegou em média a R\$ 290,35 por saca (CONAB, 2016).

A colheita de café semimecanizada apresenta maior desempenho operacional quando comparado a colheita manual, fazendo com que se torne uma alternativa viável para os produtores de pequeno e médio porte (BARBOSA et al., 2005).

A colheita mecanizada do café é realizada em dois momentos: no primeiro ocorre a derriça e o recolhimento dos frutos contidos na planta, enquanto que no segundo momento realiza-se o recolhimento do café caído no solo, geralmente chamado de “café de varrição” (TAVARES et al., 2015).

Segundo Cassia et al. (2013), a colheita mecanizada dos frutos de café é um dos principais avanços tecnológicos que beneficiaram os produtores. A eficiência da colheita mecanizada cresceu com a evolução tecnológica das colhedoras, com a capacitação dos produtores, capacitação dos operadores de máquinas e do conhecimentos dos profissionais que recomendam as regulagens da mesma (OLIVEIRA et al., 2007).

A colhedora trabalha a cavaleiro sobre a linha de café. Ela envolve a planta utilizando dois cilindros que possuem hastes vibratórias, derriçando os frutos que, despreendidos dos ramos, caem no interior da colhedora ou no chão (SANTINATO et al., 2014). O desempenho operacional dessas máquinas depende de alguns fatores, tais como: arquitetura das plantas do cafeeiro, declividade da área, velocidade de trabalho e frequência de vibração das hastes derriçadoras.

Atualmente, as áreas com declividade acima de 30% onde é cultivado o chamado “café de montanha” não é mecanizada. De acordo com dados do INAES (2010), 50% da produção brasileira encontra-se em Minas Gerais, em que 70% das áreas produtoras são de cafeicultura de montanha o que restringe o tráfego de máquinas.

### **3.3 A colheita na cafeicultura de montanha e seus desafios**

A colheita de café na região de montanha é feita, atualmente, de forma manual e semimecanizada, por meio de derriçadoras portáteis (Figura 1). Esse sistema normalmente é realizado por duplas no qual, um trabalhador opera o derriçador e o outro encarrega-se pelo repasse, levantamento e abanação do café colhido (CUNHA et al., 2016).



Figura 1. Colheita semimecanizada do café com o emprego de derriçadoras portáteis

O emprego de derriçadoras portáteis contribuiu para incrementar a produtividade do trabalho cerca de duas a três vezes comparada à colheita manual, segundo estudos realizado por Silveira et al. (2009).

Garcia et al. (2005) analisaram o processo de derriça semimecânica e constataram o elevado rendimento no trabalho da colheita com o uso desses equipamentos em relação a colheita manual. No Sul de Minas Gerais, a derriça sobre o chão ou lençóis é bastante utilizada, principalmente em pequenas e médias propriedades (SILVA et al., 2006).

A pratica da “derriça no lençol” possui um baixo rendimento e um grande aumento no custo de produção. Outro agravante são as condições que os trabalhadores estão submetidos, sendo um trabalho árduo e desconfortável. Segundo Barbosa (2013) a colheita de café é a subtarefa que apresenta maior repertório de combinações posturais. Esta grande variabilidade de repertório postural é decorrente, tanto da distribuição dos frutos por toda a planta, com implicação direta nas posturas adotadas na colheita, como na variabilidade de ações operacionais nesta subtarefa.

Outra enorme dificuldade na colheita realizada nesta região é a escassez de mão de obra. A grande demanda de pessoal nesta etapa faz com que se eleve os custos de produção (OLIVEIRA et al, 2007).

Atualmente vários estudos estão sendo executados a fim de mecanizar áreas de plantio que possuem declividade acima de 30%. Oliveira (2013) desenvolveu uma colhedora automotriz de café para regiões montanhosas, concluindo que é possível, mesmo a nível de protótipo, construir uma colhedora que apresente estabilidade em terrenos com até 50% de declividade.

Adaptar o terreno também tem sido o alvo de muitas pesquisas. Para a adaptação do terreno, é utilizado o terraceamento nas ruas do cafezal, visando criar um percurso plano com o objetivo de possibilitar o tráfego de tratores com bitola estreita e seus implementos (MATIELLO et al., 2015). Alguns trabalhos nesse sentido foram feitos por cafeicultores na região de montanha, nos estados de Minas Gerais, Rio de Janeiro e São Paulo, e, mais recentemente, também, no Espírito Santo.

Os sistemas adotados na derrixa tiveram elevada evolução, visto que já existem muitas pesquisas a respeito deste assunto. Logo, o grande desafio passou a ser a operação de recolhimento do café. Segundo Silva et al. (2007) mesmo realizando duas passadas da colhedora, no processo de colheita, cerca de 10% a 20% do volume de produto cai no chão.

### **3.4 Projeto de máquinas**

De acordo com Pahl & Beitz (2005) o desenvolvimento de um produto pode ser realizado em inúmeras etapas, tais como: a elaboração de uma lista de requisitos, o projeto conceitual, o projeto preliminar, o projeto detalhado e a solução final.

A etapa de elaboração de uma lista de requisitos e do projeto conceitual da metodologia proposta por Pahl & Beitz (2005) é capaz de mostrar o entendimento sobre o funcionamento do produto, seus componentes e mecanismos e suas limitações para que se possa abordar todos os aspectos com eficiência.

A elaboração de possíveis soluções para o problema, assim como a escolha da melhor decisão, é denominada de projeto preliminar (PAHL; BEITZ, 2005). Essa etapa proporcionará várias soluções, necessitando então de um critério para avaliar e definir a solução final.

O surgimento dos softwares CAD (Computer Aided Design) e CAE (Computer Aided Engineering) proporcionaram ao projetista visualizar e arquitetar os componentes de um produto em diferentes vistas, tal como modifica-las e dimensioná-las. Outro avanço importante com esses sistemas foi a realização de análises estruturais, que aperfeiçoaram os modelos por meio de simulações, tais como: análise cinemática, dinâmica e térmica (FIALHO, 2006).

Os softwares CAD e CAE trabalham com uma ferramenta chamada de elementos finitos. Tal ferramenta permite resolver problemas diversos como, problemas

de eletromagnetismo, escoamento de fluidos, transferência de calor e massa, entre outros. Para projeto de máquinas suas aplicações diretas são em cálculos de tensões, fadigas e deformações de estruturas.

Loureiro (2015) utilizou esta ferramenta para a análise dinâmica de um recolhedor de frutos para uma colhedora de café em áreas inclinadas. Outro autor que aplicou o método de elementos finitos foi Zonta (2016), que avaliou, por meio dessa ferramenta, a caracterização da vibração das hastes de uma derriçadora montada para colheita de frutos do café de montanha.



## **4. MATERIAL E MÉTODOS**

O experimento foi conduzido no Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa (UFV), e foi constituído de três etapas: Desenvolvimento, construção e avaliação do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café em região de montanha.

### **4.1 Desenvolvimento do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café**

Na primeira etapa desenvolveu-se o projeto informacional, conceitual e detalhado de uma plataforma para locomoção de colhedora para a cafeicultura de montanha. A metodologia utilizada seguiu a metodologia para elaboração de projetos proposta por Pahl & Beitz (2005). Na Figura 2 observa-se um fluxograma para desenvolvimento do projeto. Trata-se de um processo iterativo, em que, algumas etapas do trabalho necessitam serem repetidas levando-se em conta um nível elevado de informação.

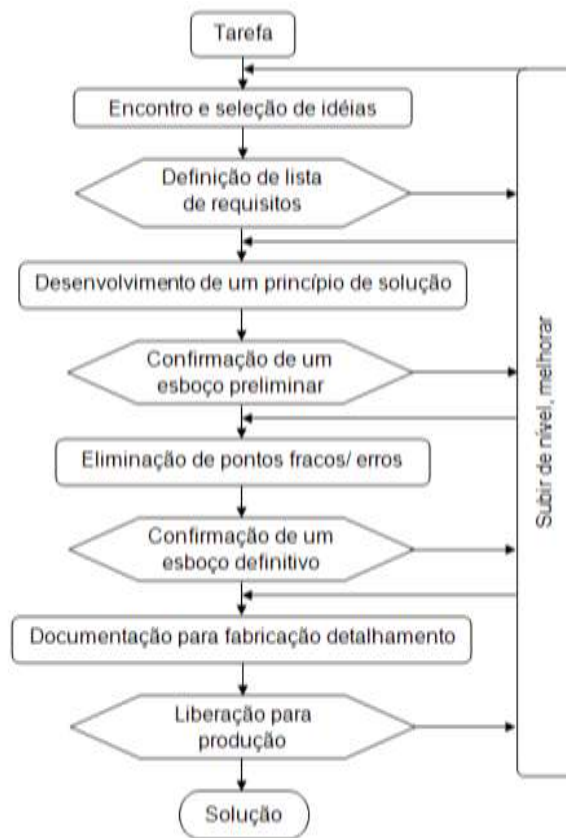


Figura 2- Fluxograma para o desenvolvimento do projeto da plataforma para locomoção de colhedora de café.

#### 4.1.1 Esclarecimento da tarefa

Esta etapa foi realizada empregando-se a coleta de informações sobre os requisitos necessários para o funcionamento do protótipo da plataforma. Para isso foi levantado as principais características de máquinas existentes no mercado e definidas algumas características indispensáveis para a cafeicultura de montanha.

O resultado dessa fase definiu uma lista de requisitos que o produto deverá atender.

#### 4.1.2 Projeto conceitual da plataforma para locomoção de colhedora de café

No projeto conceitual, definiu-se a concepção da solução, ou seja, todos os princípios de funcionamento dos diversos sistemas da máquina. Nessa fase do projeto

foram identificados os problemas essenciais e elaborada uma estrutura de funções. Realizou-se uma procura por princípios de soluções apropriados para as funções definidas por meio de pesquisa bibliográfica, análise de sistemas naturais, análise de sistemas técnicos e “brainstorming” (técnica propõe que um grupo se reúna e utilize a diversidade de pensamentos e experiências para gerar soluções inovadoras, sugerindo qualquer pensamento ou ideia que vier à mente a respeito do tema tratado). Combinou-se os princípios de soluções para criar soluções globais. As soluções globais obtidas foram submetidas a uma análise técnica com o objetivo de pontuá-las em relação aos requisitos do protótipo e as demais características importantes para sua concepção.

#### **4.1.3 Projeto preliminar, projeto detalhado e desenvolvimento do modelo virtual**

No projeto preliminar definiu-se os materiais e a conformação dos mecanismos que constituem o protótipo, realizando uma análise cinemática e dinâmica com o intuito de verificar os parâmetros de posição, velocidade, aceleração, forças e momentos envolvidos no sistema global. Foi realizado uma análise de tensões e deformações para verificar se os materiais escolhidos resistem às condições de operação com aplicação de carga máxima. Para realização desta análise foi utilizado o software CAE (computer aided engineering) SolidWorks que utiliza a ferramenta de análise por elementos finitos.

Na fase do projeto detalhado ocorreu a elaboração da documentação para a produção dos desenhos de componentes individuais, dos conjuntos e do desenho completo até as listas das peças.

O desenvolvimento do modelo virtual da plataforma para locomoção de colhedora de café em região de montanha foi concebido no software CAD (Computer Aided Design) SolidWorks. O software proporcionou a modelagem computacional da máquina, modelando-se as peças separadas e unindo-as com ferramentas de montagem, facilitando a construção da máquina e, conseqüentemente, as correções do projeto da mesma.

## **4.2 Construção do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café**

A construção do protótipo da plataforma foi realizada na Oficina do Laboratório de Mecanização Agrícola do Departamento de Engenharia Agrícola da UFV.

As dimensões e geometrias do modelo virtual, concebido na fase de desenvolvimento, foram utilizadas para orientar os processos construtivos. Foram obedecidas as dimensões, limites e tolerâncias estabelecidas no projeto de modo a otimizar a ajustagem mecânica dos componentes do protótipo e garantir seu correto funcionamento. Para os processos de fabricação foram utilizadas máquinas de solda elétrica, furadora de bancada, furadora de mão, torno mecânico e maçarico.

## **4.3 Caracterização dimensional e ponderal do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café**

### **4.3.1 Tamanho do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café**

O tamanho do protótipo foi definido por três dimensões lineares básicas: largura (L), comprimento (C) e altura (H).

### **4.3.2 Vão livre horizontal, vão livre vertical e ângulos de entrada e saída**

Definiu-se como vão livre horizontal a medida da bitola do protótipo, descontando a largura do rodado do mesmo. Mensurou-se o vão livre vertical através da distância entre o plano de apoio e o ponto mais baixo do protótipo em questão. Essas medidas são importantes para avaliar a capacidade de tráfego nas fileiras das culturas e terrenos com presença de tocos.

Os ângulos de entrada e de saída foram obtidos por meio dos ângulos de inclinação da tangente à esteira, desenhadas a partir dos pontos dianteiro e traseiro mais baixos do chassi do protótipo.

### **4.3.3 Posição do centro de massa do protótipo da plataforma**

A posição do centro de massa foi determinado utilizando-se a metodologia de suspensão e reação do piso proposta pela norma NBR ISO 789-6 de 2015. Essa

metodologia consiste em medir as reações no piso com o protótipo em uma posição horizontal; inclinado, com uma extremidade suspensa e inclinado, com a outra extremidade suspensa.

Para a determinação da coordenada horizontal (X) (Figura 3) mediu-se a massa (m) do trator completo na balança. Determinou-se a reação (F<sub>1</sub>) embaixo dos apoios em cunha devido a massa da prancha de madeira que sustentará o protótipo. Moveu-se o protótipo pela prancha de madeira e mensurou-se a reação embaixo nos apoios em cunha devido a massa da prancha e a massa do protótipo (F<sub>1</sub>+F<sub>2</sub>). Por subtração calculou-se somente a reação no apoio em cunha frontal devido somente a massa do protótipo (F<sub>2</sub>). Mediu-se a distância (d) entre os apoios em cunha. Calculou-se, utilizando a Equação 1, a coordenada horizontal do centro de massa.

$$X = \frac{d \cdot F_2}{m} \quad (1)$$

onde

X = Coordenada horizontal do centro de massa (m);

d = Distância entre apoios (m);

F<sub>2</sub> = Reação no apoio frontal devido apenas a massa do protótipo (kg) e,

m = Massa total do protótipo (kg).

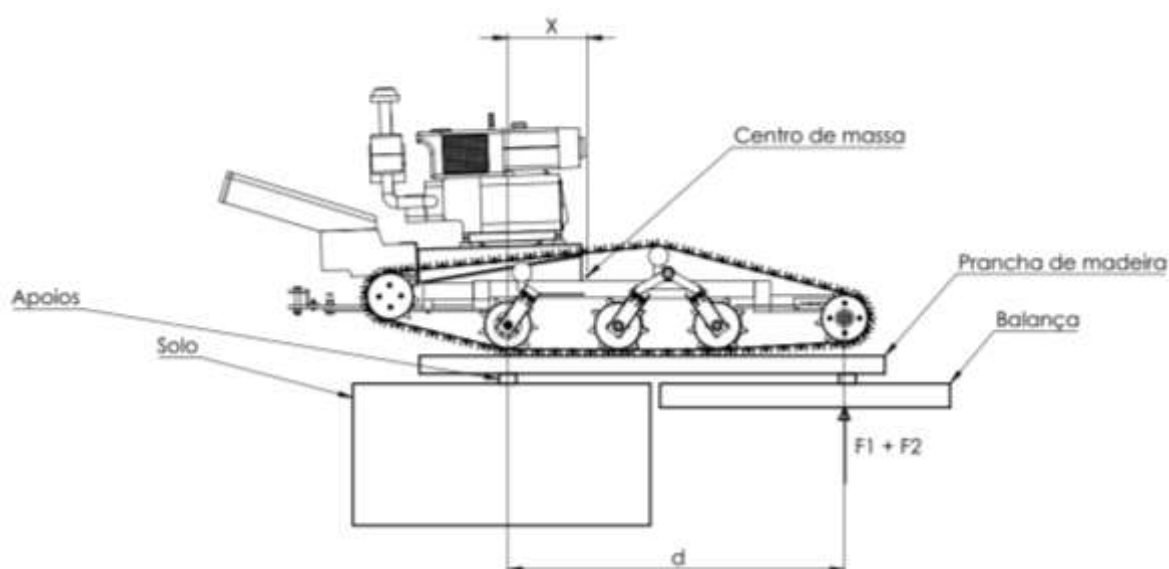


Figura 3. Determinação da coordenada horizontal do centro de massa do protótipo.

Determinou-se a coordenada vertical (Figura 4) suspendendo o trator pela extremidade em relação a horizontal. Mediu-se a reação (F<sub>3</sub>) no contato da balança com

o piso e em seguida determinou-se a distância horizontal (dpl) do contato do piso até a linha de suspensão. Calculou-se a distância horizontal (c) do centro de massa até a linha de suspensão pela Equação 2. Desenhou-se uma linha vertical na prancha de marcação da distancia (c) do centro de massa até a linha de suspensão. Repetiu-se o procedimento com o trator suspenso pela outra extremidade. Determinou-se a cota vertical (Y) do centro de massa pela interseção das duas linhas na prancha de marcação.

$$c = \frac{dpl \cdot F3}{m} \quad (2)$$

onde

c = Distância horizontal do centro de massa até a linha de suspensão (m);

dpl = Distância horizontal do contato do piso até a linha de suspensão (m);

F3 = Reação no contato da balança com o piso (kg) e,

m = Massa total do protótipo (kg).

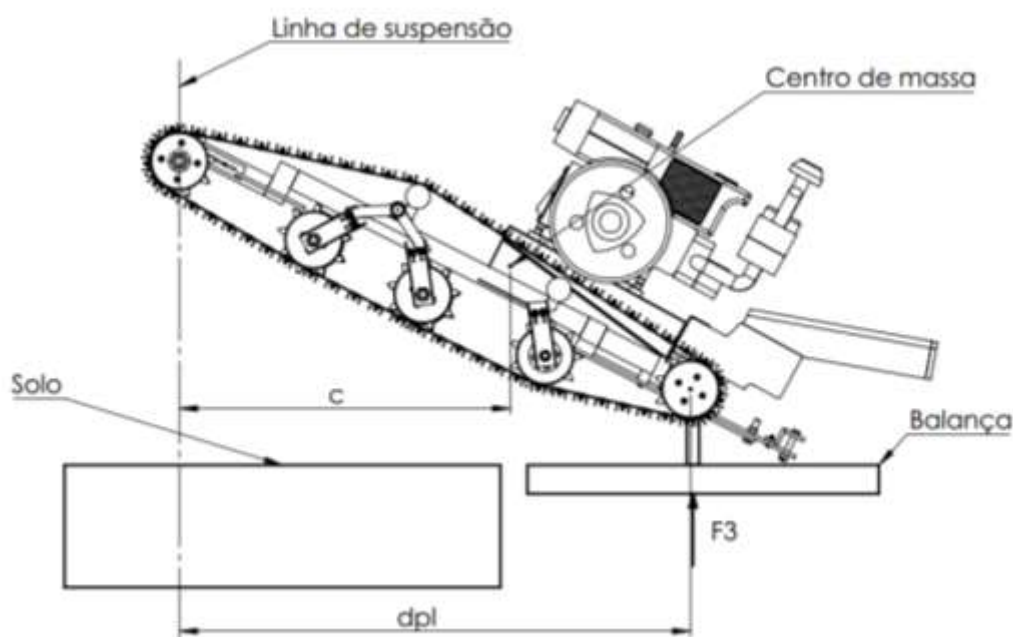


Figura 4. Determinação da coordenada vertical do centro de massa do protótipo.

Para a coordenada lateral (Figura 5), mediu-se as cargas do lado direito ( $F_4$ ), do lado esquerdo ( $F_5$ ) da esteira e a distância entre as mesmas (dt). Calculou-se o

deslocamento do centro de massa ( $b$ ) utilizando a Equação 3. Foi calculado a coordenada lateral ( $Z$ ) no plano horizontal pela Equação 4.

$$b = \frac{dt \cdot F5}{m} \quad (3)$$

onde

$b$  = Deslocamento do centro de massa (m);

$dt$  = Bitola do protótipo (m);

$F5$  = Reação no rodado esquerdo do protótipo (kg) e,

$m$  = Massa total do protótipo (kg).

$$Z = \frac{dt}{2} - b \quad (4)$$

onde

$Z$  = Coordenada lateral do centro de massa (m);

$dt$  = Bitola do protótipo (m) e,

$b$  = Deslocamento do centro de massa (m).

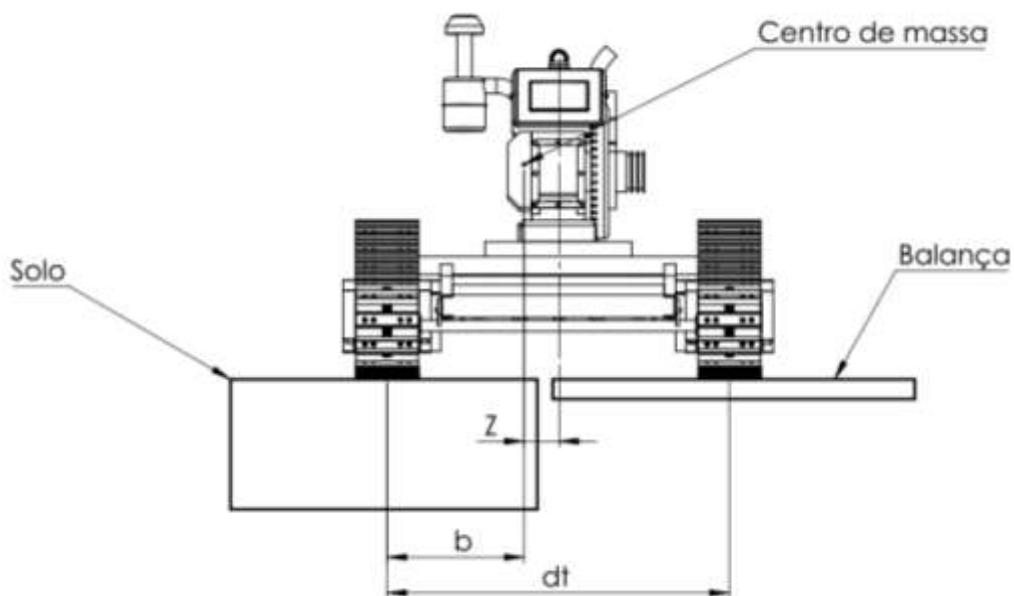


Figura 5 - Determinação da coordenada lateral do centro de massa, no plano horizontal, do protótipo.

#### 4.3.4 Limites de estabilidade do protótipo

Os limites de estabilidades são as condições do plano de apoio que proporcionam o funcionamento estável dos tratores e máquinas agrícolas, sem excesso de carga dos rodados e risco de tombamento (MIALHE, 1996).

Determinou-se o ângulo limite estático em aclive ( $\alpha$ ) (Figura 6.a) pela Equação 5.

$$\alpha = \arctang \frac{X}{Y} \quad (5)$$

onde

$\alpha$  = Ângulo limite estático em aclive (°);

X = Coordenada horizontal do centro de massa (m) e,

Y = Coordenada vertical do centro de massa (m).

O ângulo limite estático em declive ( $\theta$ ) (Figura 6.b) e o ângulo limite estático de inclinação transversal ( $\gamma$ ) (Figura 6.c) foram calculados pelas Equações 6 e 7 respectivamente.

$$\theta = \arctang \frac{d-X}{Y} \quad (6)$$

onde

$\theta$  = Ângulo limite estático em declive (°);

d = Distância entre eixos do protótipo (m);

X = Coordenada horizontal do centro de massa (m) e,

Y = Coordenada vertical do centro de massa (m).

$$\gamma = \arctang \frac{dt}{Y} \quad (7)$$

onde

$\gamma$  = Ângulo limite estático de inclinação transversal (°);

dt = Bitola do protótipo (m) e,

Y = Coordenada vertical do centro de massa (m).



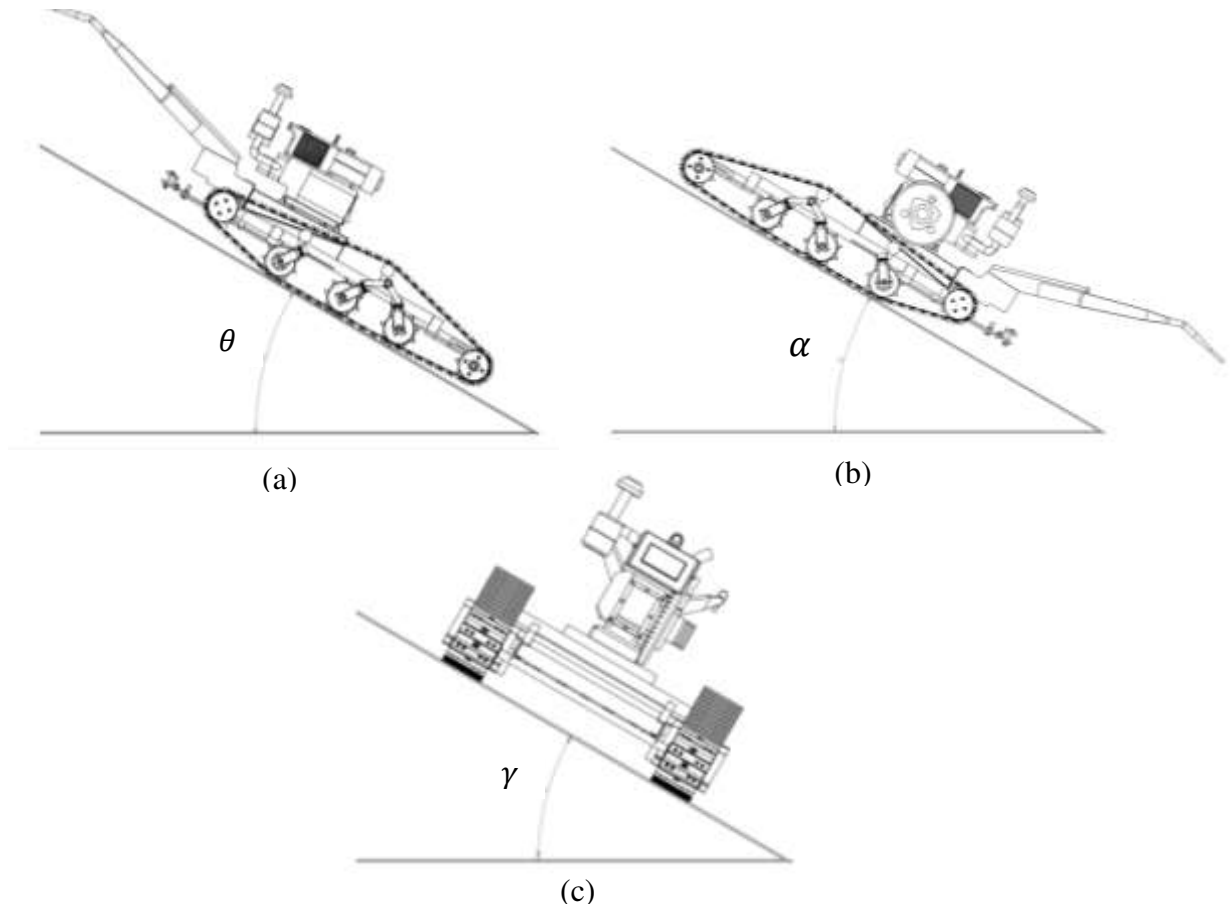


Figura 6 - ângulos limites de estabilidade da plataforma para locomoção de colhedora de café: declive (a), aclave (b) e inclinação transversal (c).

#### 4.3.5 Raio e espaço de giro da plataforma para locomoção de colhedora de café

O ensaio de raio e espaço de giro foram realizados em pista de terra compactada, determinando-os travando um dos rodados e fazendo com que a máquina virasse para a esquerda e para a direita. Logo, o raio de giro foi determinado, medindo-se o raio do menor círculo descrito por um ponto da intersecção do plano vertical médio da esteira mais externa do protótipo, metodologia proposta por MIALHE (1996). Já o espaço de giro foi delimitado pelo deslocamento do ponto de intersecção da perpendicular baixada pelo ponto mais externo do protótipo.

A relação entre o raio e o espaço de giro foi determinada conforme proposto por MIALHE (1985), utilizando-se a Equação 8:

$$IRE = \left( \frac{EGE + EGD}{2(RGE + RGD)} - 1 \right) 100 \quad (8)$$

onde

IRE = Relação do raio e espaço de giro (%);

EGE = Espaço de giro à esquerda (m);

EGD = Espaço de giro à direita (m);

RGE = Raio de giro a esquerda (m) e,

RGD = Raio de giro a direita (m).

Outro índice que foi determinado para caracterizar manobras à esquerda ou à direita, é o de simetria do raio de giro. Este índice correlaciona os raios de giro em ambos os sentidos (Equação 9).

$$IRsg = \left( \frac{RGE - RGD}{(RGE + RGD)} \right) 100 \quad (9)$$

onde

IRsg = Índice de simetria do raio de giro (%);

RGE = Raio de giro a esquerda (m) e,

RGD = Raio de giro a direita (m).

#### 4.4 Desempenho na barra de tração

Para a aquisição de dados utilizou-se um sistema para a leitura e arquivamento dos dados obtidos nos sensores, da marca Hottinger Baldwin Messtechnik (HBM), modelo Spider 8<sup>®</sup>, gerenciado pelo software HBM Catman<sup>®</sup> 2.2.

##### 4.4.1 Caracterização da pista usada no ensaio

Para a determinação do teor de água no solo utilizou-se o método gravimétrico padrão, com base na massa de terra seca em estufa até atingir massa constante, posposta pela Embrapa (1997).

Realizou-se a retirada de dez amostras na pista de ensaio, na camada de 0 a 0,15 m de profundidade, para a determinação da densidade do solo. Utilizou-se o método do anel volumétrico, conforme descrito por Embrapa (1997).

A resistência a penetração foi obtida empregando um penetrômetro, modelo PNT-2000. Coletou-se os dados em trinta pontos dentro da pista de testes. Os valores de resistência à penetração do solo foram obtidos para a camada de 0 a 0,15 m, sendo seus valores expressos em MPa.

#### **4.4.2 Força de tração**

Os ensaios foram realizados em pista de terra compactada e drenada. Foi utilizada, para monitorar a força de tração, uma célula de carga, modelo Kratos®, com capacidade máxima para 20 kN e com sinal de resposta de  $306,63 \text{ N mV}^{-1}$  (Figura 7) fixa na barra de tração, ligado por corrente de aço a um trenó de arraste. A variação da força aplicada à barra de tração foi obtida a partir do acréscimo de carga no trenó de arraste.



Figura 7. Célula de carga posicionada na barra de tração do protótipo.

#### **4.4.3 Deslizamento dos rodados**

A velocidade real desenvolvida pelo protótipo durante a realização do experimento foi obtida medindo-se a distância percorrida pela máquina, com o auxílio

de uma trena, e o tempo, medido com o auxílio de um cronômetro, gasto para completar tal percurso.

Obteve-se a velocidade teórica através da velocidade angular do eixo motriz do protótipo. Utilizou-se transdutores indutivos, marca Autonics, modelo PRCM 18 (Figura 8), cilíndrico, com distância de detecção de 5 mm e 18 mm de diâmetro para monitorar a velocidade angular do eixo da máquina.



Figura 8. Sensor indutivo utilizado para a determinação da velocidade angular do eixo motriz da plataforma para locomoção de colhedora de café.

O deslizamento dos rodados foi calculado utilizando a Equação 10, relacionando-se a velocidade real desenvolvida pelo protótipo com a velocidade teórica do mesmo.

$$S = \frac{V_t - V_a}{V_t} 100 \quad (10)$$

onde

$S$  = Deslizamento dos rodados (%);

$V_t$  = Velocidade teórica dos rodados ( $\text{m s}^{-1}$ ) e,

$V_a$  = Velocidade real de deslocamento do rodado ( $\text{m s}^{-1}$ ).

#### 4.4.4 Consumo horário e específico de combustível

Para medir o consumo horário de combustível durante o ensaio foi utilizado uma proveta graduada ligada diretamente na linha de alimentação de combustível do protótipo (Figura 9), efetuando-se leituras antes e depois do ensaio.



Figura 9. Determinação do consumo de combustível empregando uma proveta graduada instalada na linha de combustível do protótipo.

Para se obter o consumo específico de combustível calculou-se a potência média exigida na barra de tração para tracionar o trenó de arraste. Essa potência foi estimada utilizando a Equação 11.

$$P_{bt} = F V_a \quad (11)$$

onde

$P_{bt}$  = Potência na barra de tração (kW);

$F$  = Força de tração média (kN) e,

$V_a$  = Velocidade real de deslocamento do rodado ( $m s^{-1}$ ).

Calculou-se o consumo específico de combustível utilizando a Equação 12.

$$C_e = \frac{Ch}{P_{bt}} \quad (12)$$

onde

$C_e$  = Consumo específico de combustível (L kWh<sup>-1</sup>);

$Ch$  = Consumo horário de combustível (L h<sup>-1</sup>) e,

$P_{bt}$  = Potência na barra de tração (kW).

#### 4.4.5 Eficiência na barra de tração

A eficiência na barra de tração diz respeito a fração da potência nominal do motor que é utilizada na barra de tração durante o desenvolvimento de uma atividade pelo trator. Calculou-se a eficiência na barra de tração pela Equação 13.

$$E_{bt} = \frac{P_{bt}}{P_{nm}} \quad (13)$$

onde

$E_{bt}$  = Eficiência na barra de tração (Decimal);

$P_{bt}$  = Potência na barra de tração (kW) e,

$P_{nm}$  = Potência nominal do motor (kW).

#### 4.4.6 Razão de tração do protótipo

A razão de tração do protótipo é a relação entre a força produzida pela barra de tração com o peso do protótipo. Utilizou-se a Equação 14 para a obtenção da razão de tração do protótipo.

$$Rt = \frac{F}{Pt} 100 \quad (14)$$

onde

Rt = Razão de tração do protótipo (%);

F = Força de tração média (kN) e,

Pt = Peso total do protótipo (kN).

#### **4.5 Avaliação dos níveis de ruído**

A avaliação dos níveis de ruído emitidos pelo protótipo foi realizada em ambiente que não possuía nível de ruído externo considerável, não havendo obstáculos num raio de vinte metros, com o objetivo de evitar ocasional reflexão do som durante as medições. Utilizou-se um dosímetro de ruído digital, marca instrutherm, para determinar os níveis de ruído, considerando-se os raios de afastamento de 2, 4, 6, 8, e 10 metros ao redor da plataforma, bem como o nível de ruído no posto do operador. A escala utilizada para medir o nível de ruído do protótipo foi o decibel dB (A).

#### **4.6 Procedimento para realização do ensaio**

O conjunto formado pelo protótipo e o trenó de arraste percorria toda extensão da parcela experimental, 10 m, com o sistema de aquisição de dados operando. Quando o conjunto chegava ao final da parcela pausava-se a aquisição de dados e coletava-se os mesmos para posterior análise. Utilizaram-se quatro cargas no trenó de arraste (60, 120, 270 e 330 kg), três velocidades angulares no eixo do protótipo ( $1,10 \text{ rad s}^{-1}$ (10,5 rpm);  $1,95 \text{ rad s}^{-1}$ (18,6 rpm) e  $3,24 \text{ rad s}^{-1}$ (30,9 rpm)) e três lastros no protótipo da plataforma (0, 50 e 100 kg).

#### **4.7 Análise dos dados obtidos no ensaio da barra de tração**

Os dados obtidos no ensaio foram submetidos à análise de variância. Independentemente da interação tripla ser ou não significativa optou-se pelo desdobramento completo dos fatores devido ao interesse no estudo. A interação entre os fatores velocidade angular no eixo e lastro adicionado ao protótipo foram analisados

usando-se a regressão linear, para cada classe de força de tração, sendo os modelos selecionados com base na significância dos coeficientes de regressão, utilizando o teste t. O efeito da classe de força na barra de tração (fator qualitativo) foi estudado dentro de cada combinação entre os fatores velocidade angular e lastro adicionado ao protótipo, sendo efetuado o teste de Tukey.

Para a realização dos procedimentos estatísticos utilizou-se o software computacional R (R DEVELOPMENT CORE TEAM, 2012).



## **5. RESULTADOS E DISCUSSÃO**

### **5.1 Desenvolvimento do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café**

#### **5.1.1 Esclarecimento da tarefa**

Empregando-se a metodologia de projeto observa-se na Tabela 1 a lista de requisitos elaborada para a plataforma para locomoção de colhedora de café, tendo em vista as necessidades, condições técnicas e condições econômicas que o projeto deve atender. Outro fator importante para a definição da lista de requisitos foi o local em que a máquina irá trabalhar, onde predomina-se topografia acidentada. Os requisitos foram classificados em “Indispensáveis”, onde obrigatoriamente devem ser atendidos, e em “Desejáveis”.

Tabela 1 - Lista de requisitos da plataforma para locomoção de colhedora de café

Importância	Item	Descrição
Indispensável	Baixo custo	A máquina deverá possuir peças e componentes com preços acessíveis para viabilidade do projeto.
Indispensável	Confiabilidade do desempenho	A máquina deverá ser capaz de funcionar 8 horas por dia, obtendo alta capacidade operacional.
Indispensável	Geometria	A máquina deverá ter no máximo 1,5 m de largura, vão livre vertical e horizontal mínimos de 10° e centro de gravidade vertical inferior a 0,6 m.
Desejável	Manutenção	Deverá possuir baixa manutenção e permitir um fácil acesso aos componentes da máquina.
Indispensável	Materiais comuns	Utilização de materiais que seguem as normas brasileiras de padrão e facilmente encontrados no mercado.
Indispensável	Segurança	Deverá permitir segurança tanto ao operador quanto ao auxiliar.
Indispensável	Ergonomia	Deverá permitir conforto a quem opera, evitando riscos a saúde.
Desejável	Mecânica simples	Sistemas simples, mecanismos com poucos componentes.

### 5.1.2 Projeto conceitual da plataforma para locomoção de colhedora de café

Na Figura 10 é apresentado a estrutura de funções para a plataforma de colheita de frutos do café. A plataforma para locomoção de colhedora de café deverá compensar o desnível do terreno, transmitir potência para seu deslocamento e possuir um sistema de direcionamento para a realização de manobras ao longo da operação.

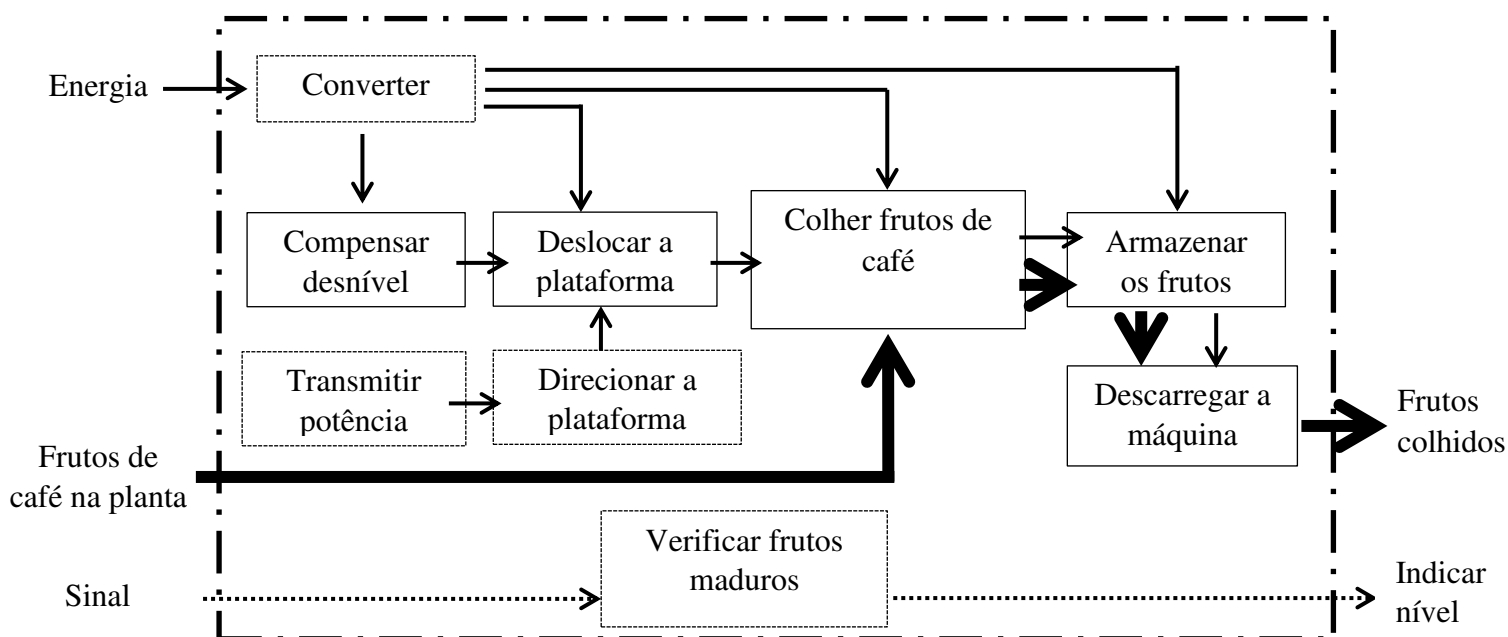



Figura 10. Estrutura de funções da plataforma para locomoção de colhedora de café.

Definiu-se oito funções para a colheita dos frutos de café, porém buscou-se princípios de soluções apropriadas para as funções: compensar desnível, transmitir potência, direcionar a plataforma e deslocar a plataforma. Realizada a busca por princípios de soluções para as funções descritas organizou-se uma matriz morfológica (Tabela 2), indicando a melhor combinação de solução para o protótipo. Para a escolha da melhor combinação de solução foram analisados todos as combinações com base nos critérios técnicos e econômicos estabelecidos na lista de requisitos, sendo atribuído para cada critério um peso específico para ponderar as pontuações de cada solução.

Tabela 2 - Matriz morfológica para os princípios de solução das funções da plataforma para colheita de café

Funções	Soluções			
	1	2	3	4
Compensar desnível	 Sistema articulado	 Baixo C.G	 Sistema pantográfico	
Transmitir potência (primário)	 Sistema polias	 Corrente e coroa	 Caixa de marcha	
Transmitir potência (Secundário)	 Sistema polias	 Corrente e coroa	 Diferencial	
Direcionar a plataforma	 Bloqueio diferencial	 Pinhão cremalheira	 Assistência hidráulica	 Assistência elétrica
Deslocar a plataforma	 Pneus	 Esteira borracha	 Esteira metálica	 Correia transmissão

A solução escolhida para compensar o desnível do terreno foi a concepção de uma máquina com o centro de gravidade baixo, para o sistema de transmissão primário de potência, ficou definido que seria com o uso de uma caixa de marcha. Foi determinado que o sistema de transmissão secundário do protótipo seria realizado através de um diferencial. O bloqueio do diferencial e a construção de uma esteira de borracha com o uso de correias de transmissão foram as melhores soluções para o sistema de direcionamento e o deslocamento do protótipo, respectivamente.

### 5.1.3 Projeto preliminar, projeto detalhado e desenvolvimento do modelo virtual

Todos os mecanismos do protótipo foram projetados para trabalhar com material e peças padronizadas, para facilitar a construção de todos os sistemas.

O chassi do protótipo (Figura 11) foi construído utilizando longarinas em perfil “U” de aço. Junto ao chassi foram soldadas as chapas de aço para o suporte do motor e o eixo intermediário da máquina constituído de um tubo de aço e duas peças de aço maciço, em seguida parafusou-se ao chassi a barra de tração, construída em chapa de aço.

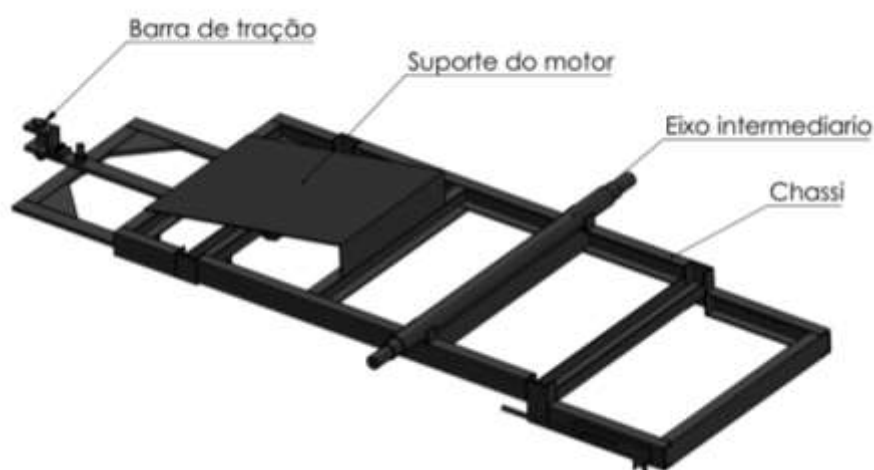
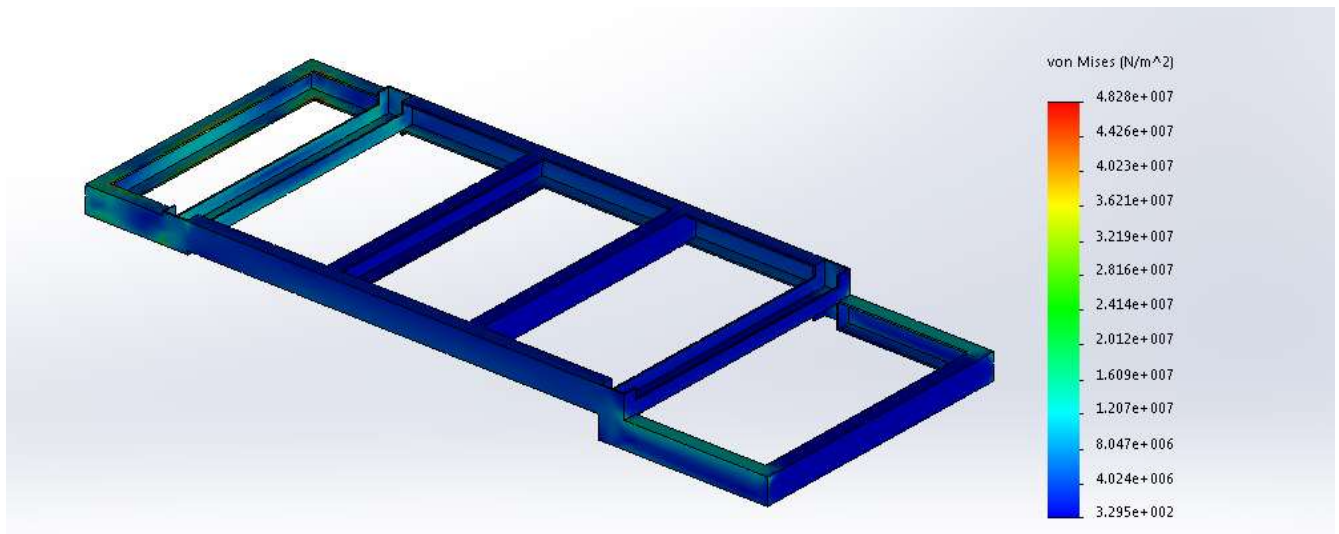
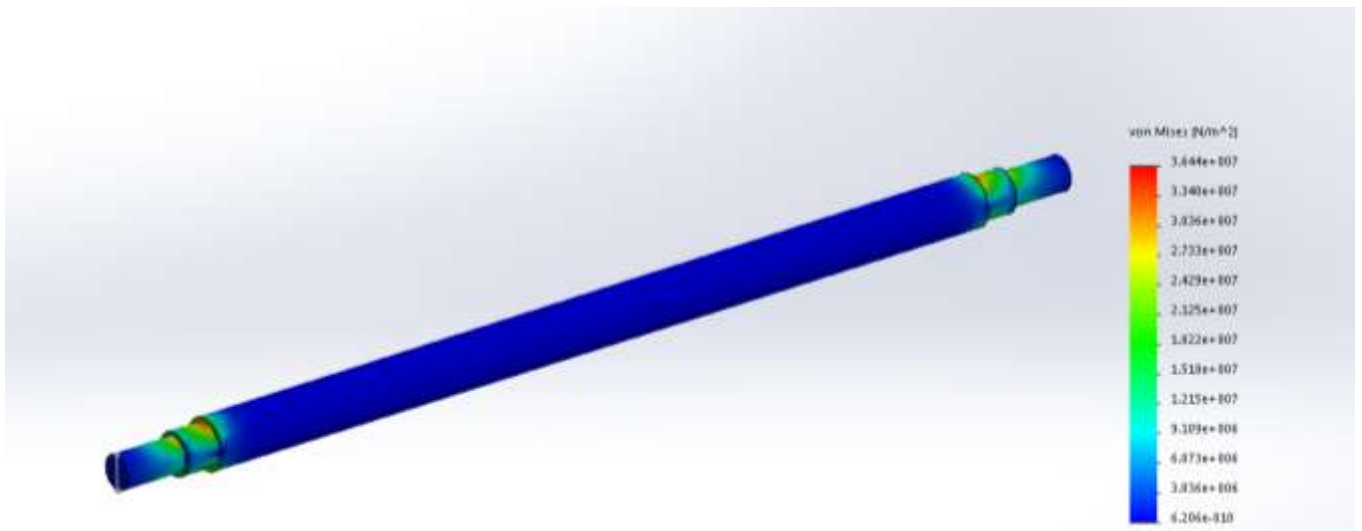


Figura 11. Chassi da plataforma para locomoção de colhedora de café.

Com o auxílio do software CAE SolidWorks realizou-se uma análise das tensões no chassi e no eixo intermediário. Aplicou-se uma carga de 3000 N na barra de tração e uma força de 5000 N sobre cada extremidade do eixo intermediário. Essas cargas equivalem ao máximo de força que o protótipo deve tracionar e o peso do protótipo mais o máximo de carga que o mesmo deve trabalhar, respectivamente. O resultado dessa análise é apresentado na Figura 12.



(a)



(b)

Figura 12. Análise de tensões (a) chassi. (b) eixo intermediário.

Em alguns pontos do chassi a tensão de Von Mises chegou a 48,3 MPa. Pode-se notar que os pontos em questão são as “quinas” internas da estrutura onde se configura os chamados concentradores de tensão, ou seja, pontos em que acontecem mudança repentina na forma. O mesmo vale para a análise realizada no eixo intermediário, onde a maior tensão de Von Mises registrada foi de 36,4 MPa.

Shigley et al. (2005) cita uma tabela (Tabela 3) onde podem ser observados os valores de resistência ao escoamento para aços laminados a quente e para aços repuxados a frio. Essas resistências listadas são valores mínimos estimados da ASTM (American Society for Testing and Materials).

Tabela 3 – Resistências determinísticas da ASTM mínimas de escoamento para aços laminados a quente (HR) e aços repuxados a frio (CD)

N° SAE do aço	Processamento	Resistência ao escoamento (MPa)
1006	HR	170
	CD	280
1010	HR	180
	CD	300
1015	HR	190
	CD	320
1018	HR	220
	CD	370
1020	HR	210
	CD	390
1030	HR	260
	CD	440
1040	HR	290
	CD	490
1045	HR	310
	CD	530

O aço utilizado para a construção protótipo foi o SAE 1020 laminado a quente, logo observa-se que o fator de segurança foi de 4,35 e 5,77 para o chassi e o eixo intermediário, respectivamente.

Para a construção dos rodados utilizou-se uma correia com quatro lonas vulcanizada combinada com perfil “U”, como sapatas, para a formação da esteira (Figura 13), as rodas dentadas foram fabricadas em chapas de aço e os balanços dos rodados em perfil “U” (Figura 14).

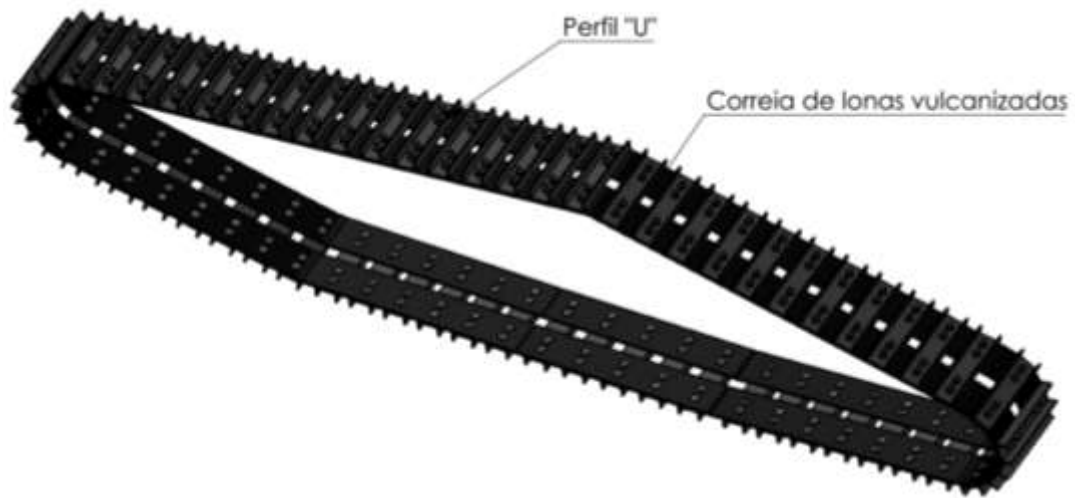


Figura 13. Esteira construída em correia de lonas vulcanizada e perfil "U".

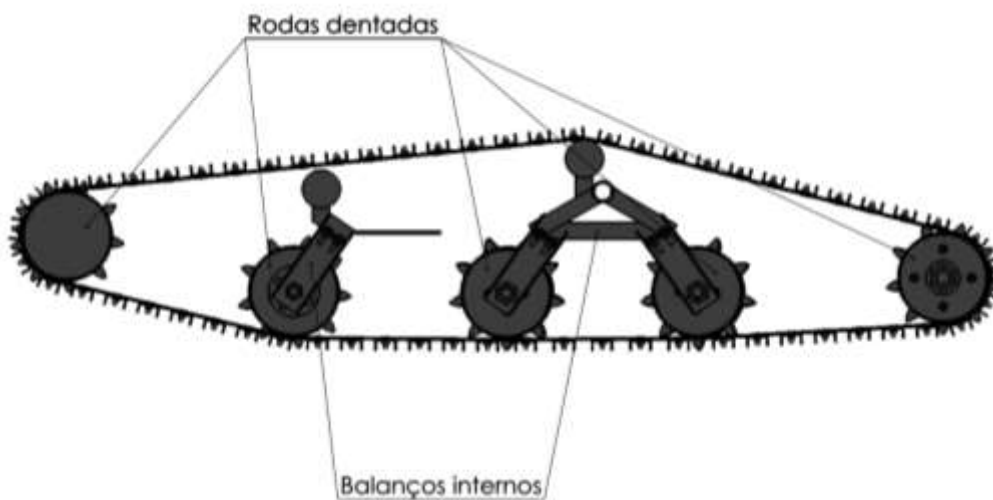


Figura 14. Rodas dentadas e balanços internos do rodado.

A força no dente de uma roda dentada é calculada através da Equação 15.



$$F_t = \frac{60000 H}{\pi d n} \quad (15)$$

onde

$F_t$  = Carga total no dente da roda dentada (kN);

$H$  = Potência no eixo da roda (kW);

$d$  = diâmetro primitivo da roda dentada (mm) e,

$n$  = velocidade angular (rpm).

Com isso, a força total em que a roda dentada de tração está submetida é de aproximadamente 30000 N. Considerando que três dentes estarão engrenados na esteira, a maior tensão de Von Mises registrada na roda dentada foi de 52,17 MPa. O resultado da análise é apresentada na Figura 15.

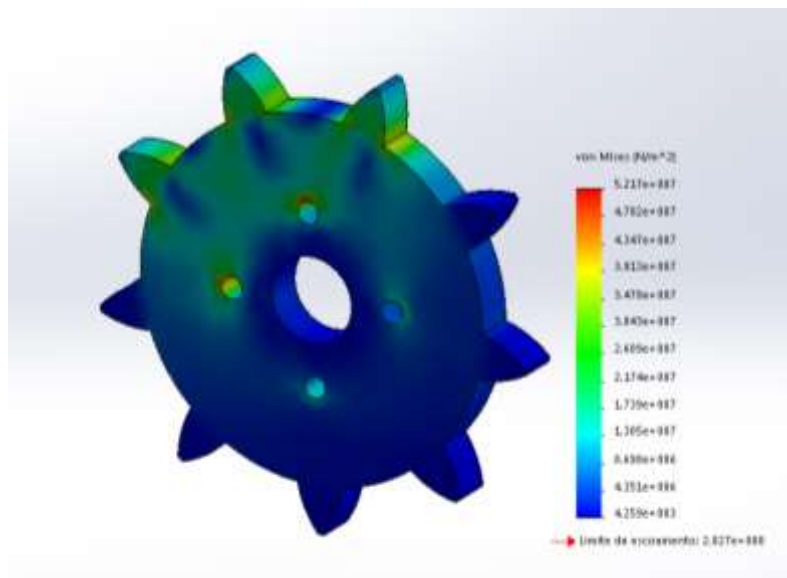


Figura 15. Análise de tensões da roda dentada de tração.

Outras peças bastante solicitadas são os perfis “U” que compõem a esteira e os balanços. Realizou-se a análise das tensões nas peças descritas e os resultados podem ser observados nas Figuras 16 e 17 respectivamente.

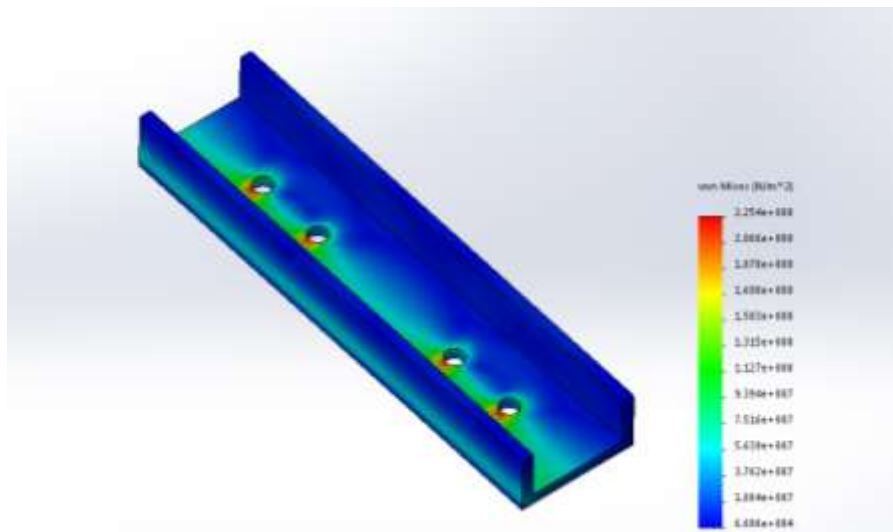


Figura 16. Resultado da análise das tensões dos Perfis “U”.

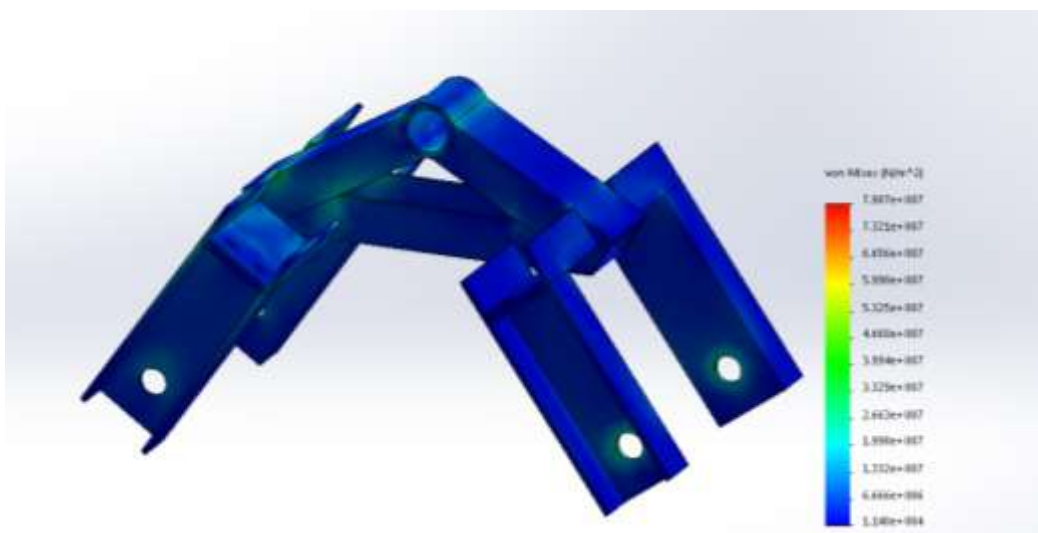


Figura 17. Resultado da análise das tensões dos balanços.

O balanço apresentou máxima tensão de Von Mises de 79,87 MPa, portanto não corre o risco de falha, porém o perfil “U” que compõe a esteira apresentou máxima tensão de 225 MPa, acima do limite de escoamento do aço 1020. Optou-se por construir a esteira com esse perfil, entretanto observou-se o comportamento da peça ao longo dos ensaios.

Para a geração de potência no protótipo utilizou-se um motor de 15 cv de ciclo diesel e a transmissão dessa potência passava, inicialmente, por uma caixa de marchas, de seis velocidades para frente e duas velocidade para trás, e a transmissão final empregando-se um diferencial antes de chegar aos rodados. O conjunto composto pelo

motor mais a transmissão foi adaptado utilizando-se um microtrator de rabiça. Observa-se pela Tabela 4 as especificações técnicas desse trator de rabiça, sendo listados a massa total do trator, tipo de motor, sistema de transmissão, sistema elétrico e sistema de arrefecimento.

Tabela 4 – Especificações técnicas do trator de rabiças utilizado no protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café

Item	Especificações
Massa total do microtrator	350 kg
Tipo de motor	Um cilindro, quatro tempos, resfriado a água, modelo horizontal.
Potência do motor	15 cv
Rotação nominal do motor	2200 rpm
Tipo de embreagem	Disco de fricção dupla e contato constante
Caixa de câmbio	Engrenagens de dentes retos e engrenagem deslizante constantemente engrenada.
Tipo de gerador	Magneto-permanente gerador A.c
Voltagem da bateria	12 V
Capacidade do radiador	5 litros de água
Capacidade do tanque de combustível	12 litros de óleo diesel

Um modelo virtual completo (Figura 18) foi desenhado a fim de facilitar a construção e identificar possíveis erros no projeto.

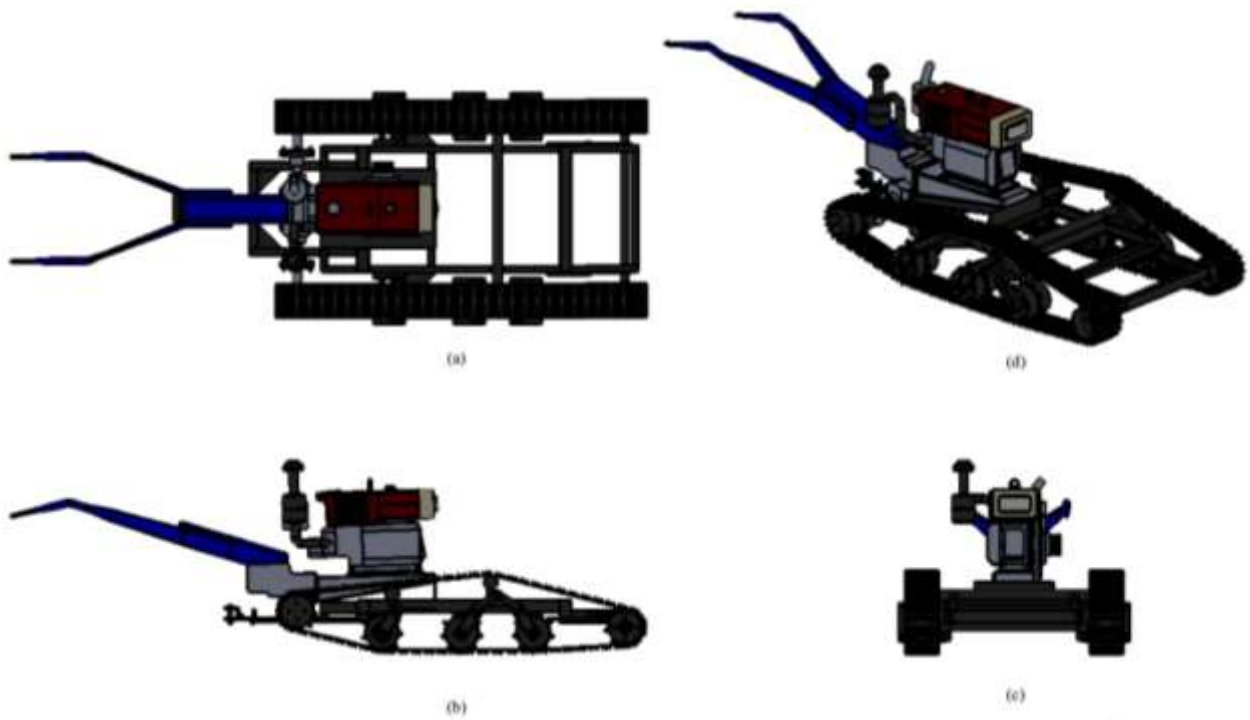


Figura 18. Modelo virtual da plataforma para locomoção de colhedora de café (a) Vista superior. (b) Vista direita. (c) Vista frontal. (d) Vista isométrica.

## 5.2 Construção do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café

### 5.2.1 Rodas dentadas

Foram cortadas quarenta rodas dentadas utilizando uma máquina de corte a plasma CNC (Figura 19), essas peças foram unidas quatro a quatro formando dez conjuntos de rodas dentadas a qual foram realizados 4 furos em cada conjunto conforme mostrado na Figura 20.



Figura 19. Cortes das rodas dentadas com o uso da máquina de corte a plasma.



Figura 20. Conjuntos de rodas dentadas da plataforma para locomoção de colhedora de café.

### 5.2.2 Estrutura do Chassi

Para a construção do chassi, utilizou-se a serra policorte para cortar a barra de perfil “U” em tamanhos variados, essas peças foram unidas utilizando uma máquina de solda elétrica e a montagem do chassi pode ser visualizada na Figura 21.



Figura 21. Chassi do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café.

### **5.2.3 Confecção das esteiras de borracha**

Com o auxílio de uma furadora de bancada realizou-se os furos nas peças de perfil “U”, que compõem a esteira. A correia de lonas vulcanizada foi perfurada utilizando-se uma furadora de mão. Ao final desse processo montou-se a esteira (Figura 22) unindo-a com parafusos, porcas e arruelas de pressão.



Figura 22. Construção da esteira do rodado.

#### 5.2.4 Confeção dos balanços

Para a confecção dos balanços (Figura 23) do rodado utilizou-se o mesmo perfil “U” utilizado no chassi. Para os cortes dessa estrutura utilizou-se o maçarico e a união das peças foram feitas com solda elétrica.



Figura 23. Processo de fabricação dos balanços.



Com as peças prontas uniu-se os balanços com as rodas dentadas (Figura 24), em seguida colocou-se um eixo maciço de aço (Figura 25) na montagem do balanço interno com o propósito de unir os balanços ao chassi.



Figura 24. Montagem das rodas dentadas com os balanços internos.



Figura 25 - Eixo de aço maciço que liga a montagem ao chassi.



A sequência de figuras mostra a montagem dos balanços ao chassi (Figura 26), a colocação do conjunto motor e transmissão em cima do chassi (Figura 27) e a montagem da barra de tração da máquina (Figura 28).



Figura 26. Montagem dos balanços ao chassi.



Figura 27. Montagem do conjunto motor transmissão ao chassi.



Figura 28. Montagem da barra de tração do protótipo.

### 5.2.5 Ensaio preliminar do protótipo da plataforma

Ao final do processo de construção a plataforma para locomoção de colhedora (Figura 29) foi submetida à um ensaio preliminar, no qual avaliaram-se a dirigibilidade do protótipo e a resistência de seus componentes para as condições do ensaio principal.



Figura 29. Protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café em regiões de montanha.

### 5.3 Caracterização dimensional e ponderal do protótipo

#### 5.3.1 Tamanho do protótipo

As dimensões do protótipo são observadas na Figura 30. A largura do protótipo foi de 1,45 metros, o comprimento e a altura foram de 4,00 e 1,18 metros, respectivamente.

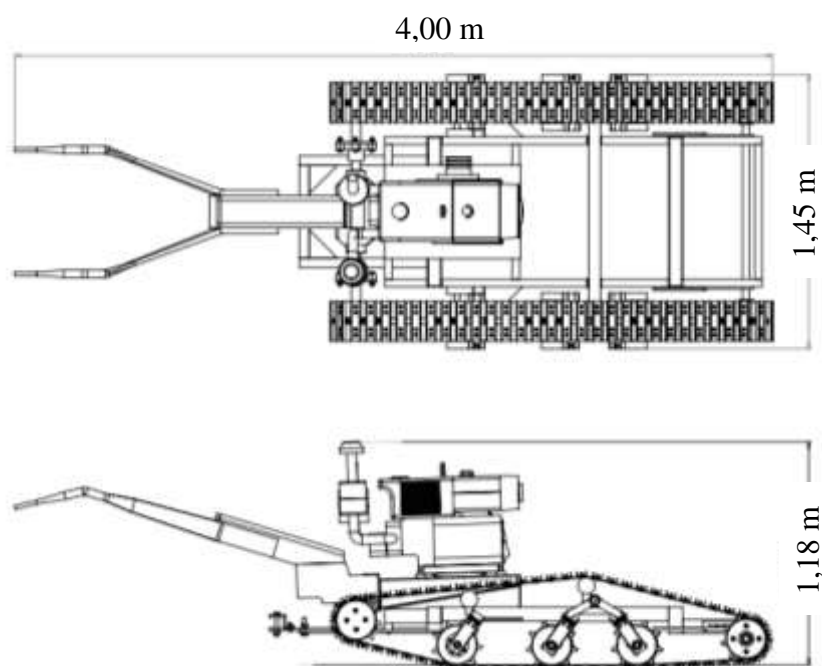


Figura 30. Dimensões externas do protótipo da plataforma para locomoção de colhedora de café.

A caracterização das três dimensões lineares externas possibilita individualizar o protótipo e determinar sua adaptabilidade às lavouras de café em região de montanha ao qual irá trafegar.

#### 5.3.2 Vão livre horizontal, vão livre vertical e ângulos de entrada e saída

As medidas do vão livre horizontal e vão livre vertical foram de 0,80 e 0,17 metros respectivamente. É interessante relatar que quanto maior o vão livre vertical, melhor o tráfego do protótipo em culturas já implantadas, sem causar tombamento ou

dano a mesma. Quanto maior o vão livre horizontal, melhor será a distribuição de peso da máquina ao solo, causando menor compactação ao solo.

Os ângulos de entrada e de saída foram de  $55^\circ$  e  $10^\circ$ , respectivamente, logo o protótipo perde parte de sua capacidade de ultrapassar obstáculos como camalhões e barrancos, embora seja projetado para suportar grande declividade lateral.

### 5.3.3 Posição do centro de massa

As pesagens do protótipo foram realizadas no Laboratório de Pós Colheita, pertencente ao Departamento de Engenharia Agrícola da Universidade Federal de Viçosa. A massa total do protótipo foi de 798 kg, a reação do apoio frontal do eixo dianteiro foi de 767,9 N e a distância entre apoios foi de 1,53 metros, resultando em uma coordenada horizontal do centro de massa de 0,15 metros em relação ao apoio traseiro. As demais coordenadas estão apresentadas na Figura 31.

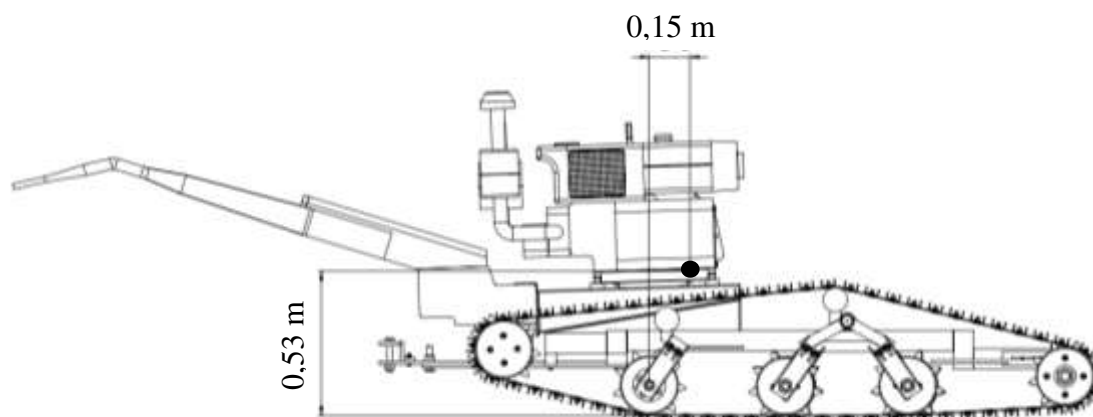


Figura 31. Coordenadas do centro de massa do protótipo.

Segundo Lima et al. (2004), a coordenada vertical do centro de massa dos tratores florestais “Feller Buncher” e “Skidder” foram de 1,21 e 1,31 metros em relação ao plano de apoio. A coordenada vertical do centro de massa do protótipo foi de 0,53 metros em relação ao plano de apoio correspondendo a aproximadamente 56 % a menos do que os tratores florestais, sendo esses projetados para trabalhar em regiões de terrenos acidentados. Logo a concepção de uma máquina com baixo centro de massa pode ser uma solução viável para compensar o desnível do terreno.

### 5.3.4 Limites de estabilidade

Para o cálculo dos limites de estabilidade utilizaram-se os parâmetros apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Parâmetros para o cálculo dos limites de estabilidade do protótipo

Item	Valor (m)
Distância entre eixos do protótipo (d)	1,53
Coordenada horizontal do centro de massa (X)	0,15
Coordenada vertical do centro de massa (Y)	0,53
Bitola do protótipo (dt)	1,15

O ângulo limite estático em aclave foi de aproximadamente 16,0°, os ângulos limite estático em declive e de inclinação transversal foram de aproximadamente 69,0° e 65° respectivamente. Para garantir a segurança do operador o ângulo limite de inclinação transversal dinâmica deve ser 50,0% do limite de inclinação transversal estática, o que corresponde a 32,5° ou aproximadamente 72,0% de declividade.

### 5.3.5 Raio e espaço de giro da plataforma para locomoção de colhedora de café

Observou-se durante os ensaios de raio e espaço de giro que os mesmos não se alteravam de acordo com as velocidades impostas e o lado ao qual se virava o protótipo. Ao fim dos ensaios constatou-se que o raio de giro, tanto para a esquerda quanto para a direita, foi de 2,30 metros e o espaço de giro foi de 6,25 metros, podendo ser observados na Figura 32. A relação do raio e espaço de giro e o índice de simetria do raio de giro foram de 35,9 % e 0,0 %, respectivamente. De acordo com Mialhe (1996) a relação do raio e espaço de giro pode ser considerada deficiente, muito devido ao comprimento da rabiça do protótipo que aumenta em muito o espaço de giro. O índice de simetria do raio de giro foi classificado como ótimo sendo esse abaixo de 0,5%.

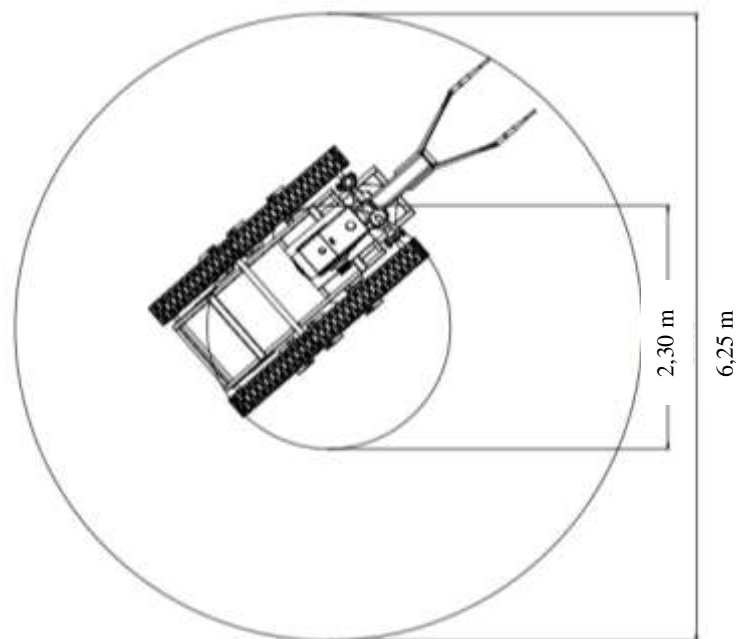


Figura 32. Raio e espaço de giro do protótipo.

Pode-se retirar a rabiça e adaptar todos os comandos mais próximo ao motor do protótipo, em um estudo futuro. Se for desconsiderado a rabiça do protótipo (Figura 33), o novo espaço de giro será de 3,8 metros, conseqüentemente a relação do raio e espaço de giro será de aproximadamente -17,4 %. Segundo Mialhe (1996), essa nova relação do raio e espaço de giro é considerada ótima (valores abaixo de 3,0%).

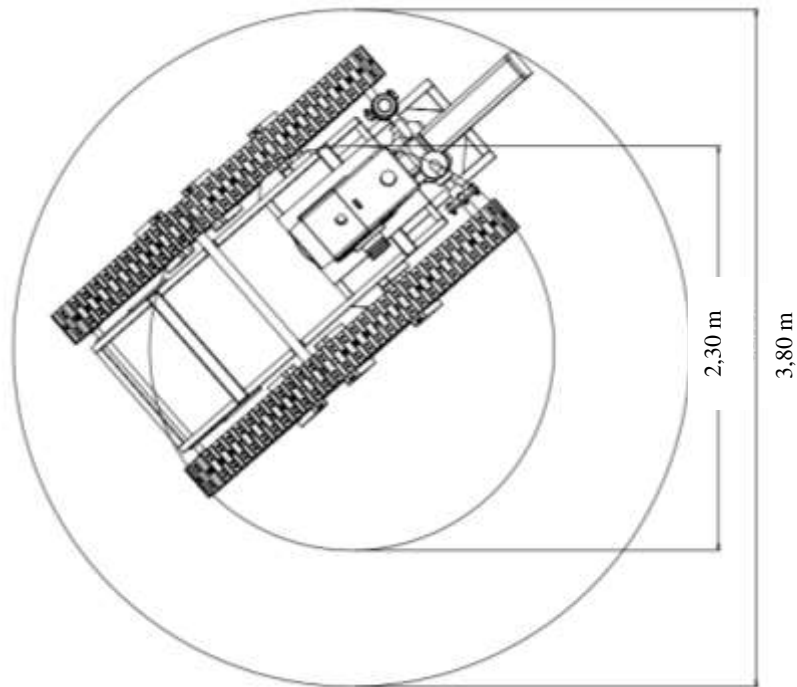


Figura 33. Raio e espaço de giro do protótipo desconsiderando a rabiça.

#### 5.4 Desempenho na barra de tração

No Quadro 1 abaixo, observa-se o resumo da análise de variância. Analisando-se a ANOVA pode-se perceber que não existe efeito do fator lastro sobre o consumo horário de combustível, consumo específico de combustível e razão de tração do protótipo. Entretanto as interações entre os fatores lastro e velocidade angular, e lastro e força de tração, apresentaram efeito significativo sobre a razão de tração do protótipo. Observou-se ainda que houve interação tripla para os parâmetros consumo horário de combustível, potência na barra de tração e razão de tração do protótipo.

Quadro 1 – Resumo da análise de Variância do desempenho de tração, expressa pelo teste F, para consumo horário de combustível (Ch), deslizamento dos rodados (S), potência na barra de tração (Pbt), consumo específico de combustível (Ce), eficiência na barra de tração (Ebt) e razão de tração do protótipo (Rt)

FV	GL	Quadrado Médio					
		Ch	S	Pbt	Ce	Ebt	Rt
Força (F)	3	0,09 <sup>ns</sup>	683,40**	0,9500**	262,05**	77,84**	0,3600**
V. ang. (R)	2	3,43**	46,43**	1,2500**	115,88**	102,82**	0,0002 <sup>ns</sup>
Lastro (L)	2	0,09 <sup>ns</sup>	201,68**	0,0100**	1,68 <sup>ns</sup>	0,32**	0,0001 <sup>ns</sup>
F x R	6	0,11*	24,38**	0,0800**	7,53**	6,30**	0,0007**
F x L	6	0,08 <sup>ns</sup>	67,86**	0,0010**	0,67 <sup>ns</sup>	0,09**	0,0004**
R x L	4	0,05 <sup>ns</sup>	13,70**	0,0030**	1,70*	0,23**	0,0005**
F x R x L	12	0,15**	9,63**	0,0005 <sup>ns</sup>	0,58 <sup>ns</sup>	0,05 <sup>ns</sup>	0,0003**
Resíduo	108	0,0383	3,86	0,0004	0,59	0,03	0,0001
Média geral	-	1,18	11,22	0,32	5,03	2,94	0,18
Desv. Pad.	-	0,32	5,08	0,20	2,83	1,84	0,09
CV (%)	-	27,07	45,26	62,57	56,32	62,57	47,88

\*\*, \* e ns - Significativo ao nível de 1%, Significativo ao nível de 5% e não significativo respectivamente, pelo teste F.

#### 5.4.1 Caracterização da pista usada no ensaio

Os resultados da caracterização da pista usada no ensaio estão apresentados no Quadro 2. A pista é empregada ao tráfego de máquinas e à realização de experimentos.

Quadro 2 – Características da pista utilizada no ensaio

Característica	Valor
Resistência à penetração	1200 kPa
Densidade	1,42 g cm <sup>-3</sup>
Teor de água	0,17 kg kg <sup>-1</sup>

#### 5.4.2 Força de tração

Na Quadro 3 são apresentadas as médias, seguidas do coeficiente de variação, das forças de tração obtidas em cada tratamento, devido ao acréscimo de carga ao trenó de arraste.



Quadro 3 - Forças médias desenvolvidas no ensaio da barra de tração

Carga no trenó de arraste (kgf)	Força média (N)	C.V. (%)
60	615	10,92
120	980	8,04
270	1835	19,73
330	2340	5,69

### 5.4.3 Deslizamento dos rodados

Os valores médios de deslizamento dos rodados do protótipo para as combinações entre os fatores estudados estão apresentados no Quadro 4.

Quadro 4 - Valores médios para deslizamento dos rodados, em %, para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro.

F (N)	R1 (1,10 rad s <sup>-1</sup> )(10,5 rpm)			R2 (1,95 rad s <sup>-1</sup> )(18,6 rpm)			R3 (3,24 rad s <sup>-1</sup> )(30,9 rpm)		
	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)
615	6,9a	7,4a	6,9 <sup>a</sup>	7,7a	7,6a	7,1a	7,7a	7,0a	7,2a
980	8,9a	8,4a	7,5ab	9,2ab	7,9a	7,5a	9,1a	8,8a	9,0ab
1835	18,1b	10,5a	10,8b	11,9b	9,9a	9,6ab	14,0b	12,6b	11,8bc
2340	28,1c	16,1b	14,9c	17,6c	14,3b	11,2c	23,8c	13,0b	14,3c

As médias seguidas de pelo menos uma mesma letra na coluna não diferem estatisticamente entre si, pelo teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade. F – Força exercida na barra de tração, R – Velocidade angular do eixo motriz e L – Lastro adicionado ao protótipo.

O maior percentual de deslizamento dos rodados, 28,1%, foi observado na velocidade angular mais baixa, 10,5 rpm, com o trator trabalhando sem lastro e tracionando 2340 N na barra de tração. Observa-se também que os maiores valores de deslizamento dos rodados, para cada classe de força, acontecem quando trabalhou-se sem lastro, esse comportamento pode ser explicado pela transferência de peso do eixo dianteiro para o traseiro, resultando assim, em um menor peso dinâmico sobre o eixo dianteiro, diminuindo a área de contato da esteira com o solo, o que contribui para o aumento do deslizamento dos rodados do protótipo. Segundo a NBR 10400/88 o percentual ótimo de deslizamento dos rodados para tratores de esteira é de aproximadamente 7 %.

Realizou-se uma análise de regressão, em função das velocidades angulares e da adição de lastro no protótipo. No Quadro 5 observa-se as equações de regressão ajustadas para o deslizamento dos rodados.

Quadro 5 - Equações de regressão ajustadas para o deslizamento dos rodados do protótipo (S, em %) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação (R<sup>2</sup>), para cada uma das classes de forças.

Força (N)	Equação ajustada	R <sup>2</sup>
615	$\hat{S} = 16,89^{**} R + 0,02^{ns} L$	0,85
980	$\hat{S} = 19,01^{**} R + 0,02^{ns} L$	0,88
1835	$\hat{S} = 30,38^{**} R + 0,01^{ns} L$	0,80
2340	$\hat{S} = 44,53^{**} R - 0,01^{ns} L$	0,74

\*\* e ns - Significativo ao nível de 1% e não significativo respectivamente, pelo teste t. S – Deslizamento dos rodados, R – Velocidade angular do eixo motriz e L – Lastro adicionado ao protótipo.

A variável velocidade angular do eixo motriz apresentou efeito linear na percentagem do deslizamento dos rodados, para todas as classes de força. A variável lastro não apresentou significância para o deslizamento dos rodados.

#### 5.4.4 Consumo horário e específico de combustível

Observa-se dentro de cada classe de força, a variável lastro não apresentou efeito significativo para o consumo horário de combustível. A variável velocidade angular apresenta efeito linear positivo para o consumo horário de combustível (Quadro 6).

Quadro 6 - Equações de regressão ajustadas para o consumo horário do protótipo (ch, em L h<sup>-1</sup>) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação (R<sup>2</sup>), para cada uma das classes de forças.

Força (N)	Equação ajustada	R <sup>2</sup>
615	$\widehat{Ch} = 2,89^{**} R + 0,0024^{ns} L$	0,93
980	$\widehat{Ch} = 2,87^{*} R + 0,0022^{ns} L$	0,94
1835	$\widehat{Ch} = 2,95^{**} R + 0,0025^{ns} L$	0,92
2340	$\widehat{Ch} = 3,66^{**} R - 0,0007^{ns} L$	0,95

\*\*, \* e ns - Significativo ao nível de 1%, Significativo ao nível de 5% e não significativo respectivamente, pelo teste t. Ch – Consumo horário de combustível, R – Velocidade angular do eixo motriz e L – Lastro adicionado ao protótipo.

No Quadro 7, observa-se que o maior consumo horário de combustível, 2,29 L h<sup>-1</sup>, ocorreu na velocidade angular mais alta, 30,9 rpm, sem lastro e com o protótipo tracionando 2340 N na barra de tração. Observa-se que o consumo horário está relacionado com o deslizamento dos rodados do protótipo. O aumento do percentual de deslizamento conduz a um maior consumo de combustível, pois o aproveitamento energético na barra de tração se torna menos eficiente.

Quadro 7 - Valores médios para consumo horário de combustível, em L h<sup>-1</sup>, para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro.

F (N)	R1 (1,10 rad s <sup>-1</sup> )(10,5 rpm)			R2 (1,95 rad s <sup>-1</sup> )(18,6 rpm)			R3 (3,24 rad s <sup>-1</sup> )(30,9 rpm)		
	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)
615	0,86a	0,85a	0,86 <sup>a</sup>	1,19a	1,11a	1,22a	1,31a	1,53a	1,31a
980	0,90a	0,91a	0,91 <sup>a</sup>	1,22a	1,22a	1,12a	1,29a	1,46a	1,29a
1835	1,14a	0,93a	0,98 <sup>a</sup>	1,16a	0,99a	1,19a	1,37a	1,54a	1,40a
2340	0,92a	0,93a	0,89 <sup>a</sup>	1,08a	1,34a	1,07a	2,29b	1,39a	1,37a

As médias seguidas de pelo menos uma mesma letra na coluna não diferem estatisticamente entre si, pelo teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade. F – Força exercida na barra de tração, R – Velocidade angular do eixo motriz e L – Lastro adicionado ao protótipo.

Os valores médios do consumo específico de combustível estão apresentados no Quadro 8. O menor e o maior consumo específico foram de 1,77 e 11,44 L kWh<sup>-1</sup>, respectivamente.

Quadro 8 - Valores médios para consumo específico de combustível, em L kWh<sup>-1</sup>, para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro.

F (N)	R1 (1,10 rad s <sup>-1</sup> )(10,5 rpm)			R2 (1,95 rad s <sup>-1</sup> )(18,6 rpm)			R3 (3,24 rad s <sup>-1</sup> )(30,9 rpm)		
	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)
615	11,26a	10,90a	11,44a	7,58a	8,79a	7,95a	7,00a	7,16a	5,51a
980	8,11b	7,17b	7,74b	5,74b	5,26b	5,19b	3,69b	3,83b	3,39b
1835	5,00c	4,08c	4,61c	2,86c	2,72c	2,96c	2,27b	2,37c	2,22bc
2340	3,89c	3,24c	3,28c	2,30c	2,70c	2,27c	3,07b	1,80c	1,77c

As médias seguidas de pelo menos uma mesma letra na coluna não diferem estatisticamente entre si, pelo teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade. F – Força exercida na barra de tração, R – Velocidade angular do eixo motriz e L – Lastro adicionado ao protótipo.

A medida que aumenta-se a carga aplicada na barra de tração e a velocidade angular do eixo motriz, diminui-se o consumo específico, por haver um maior aproveitamento energético do combustível.

Através da análise de regressão, em função das velocidades angulares e da adição de lastro no protótipo (Quadro 9), observa-se que apenas para a classe de força de 2340 N o lastro adicionado ao protótipo não teve efeito significativo. Para as classes 615, 980 e 1835, tanto a velocidade angular quanto lastro tiveram efeito linear positivo no consumo específico de combustível.

Quadro 9 - Equações de regressão ajustadas para o consumo específico de combustível ( $C_e$ , em  $L\ kWh^{-1}$ ) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação ( $R^2$ ), para cada uma das classes de forças

Força (N)	Equação ajustada	$R^2$
615	$\widehat{C_e} = 14,70 ** R + 0,04 * L$	0,71
980	$\widehat{C_e} = 8,76 ** R + 0,03 * L$	0,66
1835	$\widehat{C_e} = 5,05 ** R + 0,02 * L$	0,66
2340	$\widehat{C_e} = 5,39 ** R + 0,01^{ns} L$	0,70

\*\*, \* e ns - Significativo ao nível de 1%, 5% e não significativo respectivamente, pelo teste t.  $C_e$  – Consumo específico de combustível, R – Velocidade angular do eixo motriz e L – Lastro adicionado ao protótipo.

#### 5.4.5 Eficiência na barra de tração

De acordo com o Quadro 10, observou-se que, para a classe 2340 N de força, as variáveis velocidade angular e lastro tiveram efeito linear positivo sobre a eficiência na barra de tração. Para as demais classes a quantidade de lastro não foi significativa para o parâmetro analisado.

Quadro 10 - Equações de regressão ajustadas para a eficiência na barra de tração ( $E_{bt}$ , adimensional) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação ( $R^2$ ), para cada uma das classes de forças.

Força	Equação ajustada	$R^2$
615	$\widehat{e_{bt}} = 3,76 ** R + 0,0015^{ns} L$	0,99
980	$\widehat{e_{bt}} = 6,54 ** R + 0,0002^{ns} L$	0,99
1835	$\widehat{e_{bt}} = 11,26 ** R + 0,0007^{ns} L$	0,99
2340	$\widehat{e_{bt}} = 13,42 ** R + 0,0024 * L$	0,70

\*\*, \* e ns - Significativo ao nível de 1%, 5% e não significativo respectivamente, pelo teste t.  $E_{bt}$  – Eficiência na barra de tração, R – Velocidade angular e L – Lastro adicionado ao protótipo.

No Quadro 11, observa-se que as maiores eficiências na barra de tração ocorreram na velocidade angular mais alta, com o protótipo tracionando 2340 N na barra de tração. Os menores valores foram observados para o menor esforço de tração ao qual o protótipo estava submetido. Nota-se que os as maiores eficiências na barra de tração coencidem com os menores consumos específicos de combustível, devido ao melhor aproveitamento da potência fornecida pelo motor, uma vez que a potência produzida na barra de tração está mais próxima da potência fornecida pelo motor.

Quadro 11 - Valores médios para eficiência na barra de tração, adimensional, para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro.

F (N)	R1 (1,10 rad s <sup>-1</sup> )(10,5 rpm)			R2 (1,95 rad s <sup>-1</sup> )(18,6 rpm)			R3 (3,24 rad s <sup>-1</sup> )(30,9 rpm)		
	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)
615	0,69 <sup>a</sup>	0,76a	0,68a	1,43a	1,15 <sup>a</sup>	1,40a	1,70a	1,93a	2,14a
980	1,01 <sup>a</sup>	1,08a	1,07b	1,93b	2,10b	1,95b	3,21b	3,46b	3,45b
1835	2,06b	2,07b	1,93c	3,67c	3,32c	3,65c	5,44c	5,88c	5,75c
2340	2,15b	2,61c	2,47d	4,26d	4,44d	4,31d	6,57d	7,06d	6,98d

As médias seguidas de pelo menos uma mesma letra na coluna não diferem estatisticamente entre si, pelo teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade. F – Força exercida na barra de tração, R – Velocidade angular do eixo motriz e L – Lastro adicionado ao protótipo.

#### 5.4.6 Razão de tração do protótipo

Os resultados obtidos na determinação da razão de tração do protótipo estão apresentados no Quadro 12. O menor e o maior valor de razão de tração foram de 6,6 e 31,90 %, respectivamente. Nota-se que a razão de tração aumenta com o aumento do deslizamento do protótipo, ou seja, quanto mais o protótipo transforma seu peso dinâmico em força na barra de tração maior é o deslizamento dos rodados.

Quadro 12 - Valores médios para razão de tração do protótipo, em %, para as combinações entre as velocidades angulares, força na barra de tração e lastro.

F (N)	R1 (1,10 rad s <sup>-1</sup> )(10,5 rpm)			R2 (1,95 rad s <sup>-1</sup> )(18,6 rpm)			R3 (3,24 rad s <sup>-1</sup> )(30,9 rpm)		
	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)	L1 (0 kg)	L2 (50 kg)	L3 (100 kg)
615	7,70 <sup>a</sup>	8,50a	7,50a	9,10a	7,20a	8,70a	6,60a	7,20a	8,30a
980	11,40b	12,10b	11,90b	12,10b	13,20b	12,20b	12,70b	13,50b	13,60b
1835	25,30c	24,00c	22,40c	24,20c	21,30c	23,30c	22,70c	24,30c	23,50c
2340	31,10d	31,90d	30,10d	30,00d	29,50d	28,10d	30,00d	29,10d	29,10d

As médias seguidas de pelo menos uma mesma letra na coluna não diferem estatisticamente entre si, pelo teste de Tukey ao nível de 5% de probabilidade. F – Força exercida na barra de tração, R – Velocidade angular do eixo motriz e L – Lastro adicionado ao protótipo.

As equações de regressão ajustadas para a razão de tração do protótipo estão apresentadas na Quadro 13.

Quadro 13 - Equações de regressão ajustadas para a razão de tração ( $R_t$ , adimensional) em função da velocidade angular do eixo motriz e do acréscimo de lastro no protótipo e o respectivo coeficiente de determinação ( $R^2$ ), para cada uma das classes de forças.

Força (N)	Equação ajustada	$R^2$
615	$\widehat{R}_t = 0,16 ** R + 0,0003 ** L$	0,86
980	$\widehat{R}_t = 0,27 ** R + 0,0004 ** L$	0,91
1835	$\widehat{R}_t = 0,51 ** R + 0,0007 * L$	0,87
2340	$\widehat{R}_t = 0,64 ** R + 0,0010 * L$	0,86

\*\* , \* e ns - Significativo ao nível de 1%, 5% e não significativo respectivamente, pelo teste t.  $R_t$  – Razão de tração, R – Velocidade angular e L – Lastro adicionado ao protótipo.

Para todas as classes de força as variáveis lastro e velocidade angular apresentaram efeito linear positivo para a razão de tração do protótipo. Para uma mesma velocidade angular, cada acréscimo de uma unidade de lastro resulta em um acréscimo de 0,0003; 0,0004; 0,0007 e 0,0010 na razão de tração, para as classes de 615, 980, 1835 e 2340 N, respectivamente.

### 5.5. Avaliação dos níveis de ruído

Os níveis de ruído observado junto ao ouvido do operador foi de 89 dB(A), ultrapassando o nível recomendado pela NR-15 (Brasil, 2005), cujo valor limite é de 85 dB(A) para uma exposição máxima diária de 8 horas, sem protetor auricular, havendo a necessidade do uso de EPI. Os níveis de ruído coletados em um raio de afastamento de 2, 4, 6, 8 e 10 metros, a esquerda, a direita, a frente e atrás do protótipo são apresentados no Quadro 14.

Quadro 14 - Níveis de ruído (dB (A)) em diferentes distâncias, para o lado direito, esquerdo, a frente e atrás do protótipo

Posição	Distância de afastamento (m)				
	2	4	6	8	10
<b>Frente</b>	81,5	79,5	77,0	75,0	74,5
<b>Direito</b>	85,5	84,0	82,0	79,0	78,0
<b>Esquerdo</b>	86,5	81,0	78,0	77,5	75,5
<b>Atrás</b>	84,5	81,0	78,5	78,0	77,0

Em relação ao raio de afastamento, os maiores valores ocorrem até 2 m de distância, apenas para o lado direito e esquerdo. Para pessoas que estiverem numa distância de até 2 m do protótipo pelos lados, durante sua jornada de trabalho, haverá também necessidade do uso de EPI. O maior valor para o lado esquerdo, a 2 metros de afastamento, em relação ao lado direito se deve ao fato do escapamento do protótipo se situar nessa posição. A Tabela 6 mostra a máxima exposição diária permissível, segundo a Norma Regulamentadora (NR 15), na qual o nível de ruído para uma exposição diária de 8h é de 85 dB (A). No caso do protótipo, a máxima exposição diária permissível seria de 4 horas e 30 minutos.

Tabela 6 – Máxima exposição diária permissível em relação ao nível de ruídos sem proteção auricular

<b>Nível de ruído db (A)</b>	<b>Máxima exposição diária permissível</b>	<b>Nível de ruído db (A)</b>	<b>Máxima exposição diária permissível</b>
85	8 horas	98	1 hora e 15 minutos
86	7 horas	100	1 hora
87	6 horas	102	45 minutos
88	5 horas	104	35 minutos
89	4 horas e 30 minutos	105	30 minutos
90	4 horas	106	25 minutos
91	3 horas e 30 minutos	108	20 minutos
92	3 horas	110	15 minutos
93	2 horas e 40 minutos	112	10 minutos
94	2 horas e 15 minutos	114	8 minutos
95	2 horas	115	7 minutos
96	1 hora e 45 minutos		



## 6. CONCLUSÕES

- As soluções encontradas são passíveis de manufatura, mesmo que em nível de protótipo;
- Todas as peças desenhadas em software CAD foram passíveis de manufatura;
- O desenvolvimento de um modelo virtual permitiu observar falhas no projeto e corrigi-las;
- A altura do centro de massa do protótipo foi de 0,53 metros em relação ao solo;
- A inclinação transversal dinâmica máxima foi de 72%;
- O acréscimo de lastro não influenciou nos parâmetros deslizamento dos rodados e consumo horário;
- O menor consumo horário de combustível foi  $0,85 \text{ Lh}^{-1}$ ;
- A melhor eficiência na barra de tração foi de 7,06;
- A melhor razão de tração do protótipo foi de 31,90%;
- Devido ao nível de ruído o operador da máquina deve usar EPI.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BARBOSA, Jackson A.; SALVADOR, Nilson; SILVA, Fábio M. da. **Desempenho operacional de derriçadores mecânicos portáteis, em diferentes condições de lavouras cafeeiras.** Rev. bras. eng. agríc. ambient. Campina Grande, v. 9, n. 1, mar. 2005.

BARBOSA, M. A. G. **Caracterização da carga física de trabalho na cafeicultura do sul de minas gerais.** 2013. 115 f. Tese (Doutorado em Engenharia agrícola) Universidade Estadual de Campinas, Campinas. 2013.

BRASIL, MINISTÉRIO DA AGRICULTURA. **Sumário Executivo, Café.** Disponível em: < <http://www.agricultura.gov.br/assuntos/politica-agricola/todas-publicacoes-de-politica-agricola/sumarios-executivos-de-produtos-agricolas/cafe.pdf/view>> Acesso em: 18 de Dezembro de 2017.

BRASIL. Ministério do Trabalho e Emprego. **Atividades e operações insalubres.** NR-15. Disponível em: . Acesso em: 27 jun. 2018.

CASSIA, M. T., SILVA, R. P. D., CHIODEROLLI, C. A., NORONHA, R. H. F., SANTOS, E. P. D. (2013). **Quality of mechanized coffee harvesting in circular planting system.** Ciência Rural, 43(1), 28-34.

CIRILLO, J. E. **Avaliação de tempo efetivo da derrixa mecanizada e manual do café, na região de Garça.** Revista Científica Eletrônica de Agronomia, n.11, p.1-7, 2007.

CONAB. Companhia nacional de abastecimento. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Acompanhamento da safra brasileira de café safra de 2016, quarto levantamento, dezembro/2016.** Brasília, 2016. Disponível em: [http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/17\\_01\\_04\\_11\\_22\\_44\\_boletim\\_cafe\\_portugues\\_-\\_4o\\_lev\\_-\\_dez.pdf](http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/17_01_04_11_22_44_boletim_cafe_portugues_-_4o_lev_-_dez.pdf)

CONAB. Companhia nacional de abastecimento. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Acompanhamento da safra brasileira de café safra de 2017, quarto levantamento, dezembro/2017.** Brasília, 2017. Disponível em: [http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/18\\_01\\_08\\_09\\_06\\_29\\_cafe\\_dezembro.pdf](http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/18_01_08_09_06_29_cafe_dezembro.pdf)

CONAB. Companhia nacional de abastecimento. Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento. **Acompanhamento da safra brasileira de café safra de 2018, primeiro levantamento, Janeiro/2018.** Brasília, 2018. Disponível em:

[http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/18\\_01\\_18\\_15\\_09\\_22\\_cafe\\_janeiro2018.pdf](http://www.conab.gov.br/OlalaCMS/uploads/arquivos/18_01_18_15_09_22_cafe_janeiro2018.pdf)

CUNHA, J. P. B., SILVA, F. M. D., DIAS, R. E. B. A., LISBOA, C. F., & MACHADO, T. D. A. (2016). **Viabilidade técnica e econômica de diferentes sistemas de colheita do café.**

DAVIS, A.P.; TOSH, J.; RUCH, N. **Growing coffee: *Psilanthus* (Rubiaceae) subsumed on the basis of molecular and morphological data; implications for the size, morphology, distribution and evolutionary history of *Coffea*.** Botanical Journal of the Linnean Society, London, p. 362-381, 2011.

DOMINGHETTI, A. W. **Terraceamento: Redução de mão de obra gera menor custo de produção.** Disponível em: <http://m.cafepoint.com.br/radares-tecnicos/nucleo-de-estudos-de-cafeicultura-ufla/terraceamento-reducao-de-mao-de-obra-gera-menor-custo-de-producao-93433n.aspx>. Acesso em 23 de fev. de 2017.

EMBRAPA. **Manual e métodos de análise de solo.** Rio de Janeiro: Atual, 1997. 212p

FERREIRA JÚNIOR, L. G.; SILVA, F. M.; FERREIRA, D. D.; SALES, R. S. (2016). **Recomendação para colheita mecânica do café baseado no comportamento de vibração das hastes derriçadoras.** Ciência Rural, 46(2).

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

GARCIA, A. W. R.; MATIELLO, J. B., FIORAVANTE, N. **Avaliação do rendimento da colheita de café em vários sistemas de combinação de derriça, recolhimento e abanação, mecânica e manual.** Revista Brasileira de Tecnologia Cafeeira - COFFEA. Varginha, ano 2, n. 6, p. 13-14, mar./jun. 2005

INAES. Instituto Antonio de Salvo. **Caracterização da cafeicultura de montanha de Minas Gerais.** Belo Horizonte: Inaes, 2010. Disponível em: <http://www.sistemafaemg.org.br/web/files/1791326436247148171218200173247190199432722.pdf>

LIMA, J. S. S.; SOUZA, A. P, MACHADO, C. C.; PEZZOPANE, J. E. D.; AREAS, M. L. **Estimativa das estabilidades longitudinal e transversal de tratores florestais utilizados na colheita de madeira.** Revista Árvore, 2004, 28.6.

LOUREIRO, D. R. **Projeto de um recolhedor de frutos para uma recolhadora de café em áreas inclinadas.** 2015. 69 f. Tese (Doutorado em Engenharia agrícola) Universidade Federal de Viçosa, Viçosa. 2015.

MATIELLO, J. B.; DIAS, J. R.; FRANCO, L. **Viabilidade técnica e econômica do micro-terraceamento em cafezais de montanha, com o uso de trator com lamina traseira.** 2015.

MIALHE, L.G. **Manual de mecanização agrícola.** V.2. São Paulo: EDU/SP, p.367, 1980.

MIALHE, L.G. **Maquinas Agrícola – Ensaio & Certificação.** Piracicaba: Fundação de estudos agrários Luiz de Queiroz, p.723, 1985.

MIALHE, L.G. **Máquinas agrícolas: ensaios & certificação.** Piracicaba: Fundação de Estudos Agrários Luiz de Queiroz - FEALQ, p.722, 1996.

MODENESI, P. J. **Efeitos mecânicos do ciclo térmico.** Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais. Universidade Federal de Minas Gerais-UFMG, 2001.

OLIVEIRA, E.; SILVA, F. M.; SALVADOR, N.; SOUZA, Z. M.; CHALFOUN, S. M.; FIGUEIREDO, C. A. P. **Custos operacionais da colheita mecanizada do cafeeiro.** Pesquisa Agropecuária Brasileira, Brasília, v.42, n.6, p.827-831, jun. 2007.

OLIVEIRA, M. V. M. **Desenvolvimento de uma colhedora automotriz de café para regiões montanhosas.** 2013. 115 f. Tese (Doutorado em Engenharia agrícola) Universidade Federal de Viçosa, Viçosa. 2013.

PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHUSEN, J. E.; GROTE, K. H. **Projeto na Engenharia: Fundamentos do desenvolvimento eficaz de produtos, métodos e Aplicações.** São Paulo, v 6: Edgard Blucher, 2005.

R DEVELOPMENT CORE TEAM. **R: A language and environment for statistical computing.** 2012. Vienna: R Foundation for Statistical Computing.

SANTINATO, F.; SILVA, R. P.; CASSIA, M. T.; SANTINATO, R. **Análise qualiquantitativa da operação de colheita mecanizada de café em duas safras.** Coffee Science, v.9, n.4, p.495-505, 2014.

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., BUDYNAS, R.G., 2005, **Projeto de Engenharia Mecânica**, 7ª Ed., Bookman, São Paulo – SP.

SILVA, F. M., OLIVEIRA, E., SALVADOR, N., & FIGUEIREDO, C. A. (2007). **Influência da vibração das hastes e da velocidade de deslocamento da colhedora no processo de colheita mecanizada do café.** Engenharia Agrícola, 27(3), 714-721.

SILVA, F. M.; OLIVEIRA, E.; GUIMARÃES, R. J.; FIGUEIREDO, C. A. P.; SILVA, F. C. **Desempenho operacional e econômico da derriça do café com derriçadora lateral.** Coffee Science, Lavras, v. 1, n. 2, p. 119-125, jul./dez. 2006. Disponível em:

<https://coffeescience.ufla.br/index.php/Coffeescience/article/view/27/23>. Acesso em: 16 fev. 2017.

SILVEIRA, A. O. **O impacto do uso da derriçadeira semi-mecanizada nos custos da colheita em café de montanha.** In: GIORDANO, S & REZENDE, C.L. Cadernos da Universidade do Café, v.3, 2009. pg.101-111

TAVARES, T.O.; SANTINATO, F.; SILVA, R.P.; VOLTARELLI, M.A.; PAIXÃO, C.S.S.; SATINATO, R. **Qualidade do recolhimento mecanizado do café.** Coffee Science, Lavras, v. 10, n. 4, p. 455 - 463, 2015.

ZONTA, M. V. **Desenvolvimento de uma derriçadora montada para colheita de frutos do cafeeiro em região de montanha.** 2016. 61 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia agrícola) Universidade Federal de Viçosa, Viçosa. 2016.