



**UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**  
**“JÚLIO DE MESQUITA FILHO”**  
Campus Experimental de Itapeva

**ELDER JESUS LIMA MACHADO**

**MODELAGEM DE UMA LÂMINA DE SERRA DE FITA SUBMETIDA À**  
**FORÇA DE CORTE PARALELA**

Itapeva - SP  
2018

**ELDER JESUS LIMA MACHADO**

**MODELAGEM DE UMA LÂMINA DE SERRA FITA SUBMETIDA A  
FORÇA DE CORTE PARALELA**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado na Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – Campus de Itapeva, como requisito para a conclusão do curso de Engenharia Industrial Madeireira.

Orientador: Prof.º Dr.º Daniel Villas Bôas

Co-orientador: Prof.º Dr.º Alexandre Jorge Duarte de Souza.

Itapeva - SP  
2018

M149m Machado, Elder Jesus Lima  
Modelagem de uma lâmina de serra de fita submetida à força de corte paralela / Elder Jesus Lima Machado. -- Itapeva, 2018  
41 f. : il., tabs.

Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado - Engenharia Industrial Madeireira) - Universidade Estadual Paulista (Unesp), Câmpus Experimental de Itapeva, Itapeva  
Orientador: Daniel Villas Bôas  
Coorientador: Alexandre Jorge Duarte de Souza

1. Madeira. 2. Serras de fita. 3. Maquinas para trabalhos em madeira. 4. Método dos elementos finitos. I. Título.

Sistema de geração automática de fichas catalográficas da Unesp. Biblioteca do Câmpus Experimental de Itapeva. Dados fornecidos pelo autor(a).

Essa ficha não pode ser modificada.

**ELDER JESUS LIMA MACHADO**

**MODELAGEM DE UMA LÂMINA DE SERRA FITA SUBMETIDA À  
FORÇA DE CORTE PARALELA**

Trabalho de Conclusão de Curso para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Industrial Madeireira, da Universidade Estadual Paulista - UNESP - Campus Experimental de Itapeva.

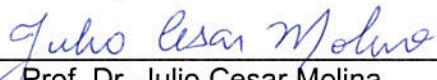
**BANCA EXAMINADORA**

Orientador: \_\_\_\_\_

  
Prof. Dr. Daniel Villas Bôas

Universidade Estadual Paulista - UNESP - Campus Experimental de Itapeva.

2º Examinador: \_\_\_\_\_

  
Prof. Dr. Julio Cesar Molina

Universidade Estadual Paulista - UNESP - Campus Experimental de Itapeva.

3º Examinador: \_\_\_\_\_

  
Prof. Dr. Alexandre Jorge Duarte de Souza

Universidade Estadual Paulista - UNESP - Campus Experimental de Itapeva.

Itapeva, 20 de junho de 2018.

## **AGRADECIMENTOS**

Primeiramente gostaria de agradecer minha família pelo apoio e compreensão durante todos esses anos de graduação, em especial meu pai Mathias Mariano Machado e minha mãe Maria Dirce Santos de Lima Machado.

A minha querida e amada Vanessa Ferreira Neves, por estar comigo todos esses anos me apoiando e incentivando.

Aos meus amigos que no decorrer desse tempo estiveram comigo, em especial Ataíde José e João Paulo Cashaneski.

Ao meu orientador Prof. Dr. Daniel Villas Bôas, e aos professores Prof. Dr. Alexandre, Prof. Dr. Julio Molina e Prof. Dr. Augusto Batagin, pelos conselhos e dicas durante a execução desse trabalho e no decorrer do curso.

Aos técnicos e funcionários do campus da UNESP de Itapeva

Se tiver medo das tempestades, nunca navegará por mares desconhecidos.

Augusto Cury

## RESUMO

Utilizada no desdobro de toras de madeira, a lâmina de serra fita sofre diversos tipos de esforços cíclicos que podem vir a causar um dano por fadiga. Entre esses esforços encontram-se as forças de corte, essenciais para a correta usinagem da madeira. O presente trabalho teve como objetivo analisar a influência da força paralela de corte sobre a tensão normal longitudinal ( $\sigma_y$ ) da ferramenta. Para tanto foram construídos dois modelos utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) por meio do software comercial ABAQUS® 6.14. Para o primeiro modelo os resultados mostraram um comportamento oscilatório de  $\sigma_y$  devido à concentração de tensões, já para o segundo modelo ocorreu, além do comportamento observado no primeiro modelo, o aumento da tensão de tração ao longo da lâmina, principalmente na região próxima ao fundo da garganta do dente.

**Palavras-chave:** Força de corte. MEF. Serra fita.

## **ABSTRACT**

Used in the unfolding of wood logs the band saw blade undergoes several types of cyclic stresses that can cause fatigue damage. Among these efforts are the shear forces, which are essential for the correct sizing of the machine. The present work aims to analyze the influence of the parallel shear force on the longitudinal normal stress ( $\sigma_y$ ). For this purpose, two models were constructed use the Finite Element Method (MEF) use commercial software ABAQUS® 6.14. The results indicated an increase in tensile stress along the blade, especially in the region near the bottom of the tooth, but not enough to cause any damage to the tool.

**Keywords:** Cutting force. MEF. Band Saw Blade



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Terminologias utilizadas.....	6
Figura 2- Folga Lateral dos dentes.....	7
Figura 3- Perfis de serra de fita larga .....	9
Figura 4- Principais componentes de uma máquina de serra fita.....	10
Figura 5- Perfis de Volante.....	11
Figura 6- Concentração de Tensões .....	16
Figura 7- Decomposição Força de Corte .....	17
Figura 8 - Esquema de esforços da lâmina em funcionamento.....	19
Figura 9 - Variação de Tensões .....	20
Figura 10 - Perfil utilizado.....	23
Figura 11- Detalhe da imagem: (a) monocromática; (b) invertida. ....	24
Figura 12- Caminhos para retirada de dados.....	25
Figura 13- Fluxograma Modelo 1 .....	26
Figura 14- Fluxograma Modelo 2 .....	29
Figura 15- Pontos de referencia.....	30
Figura 16- Restrições nos modelos.....	32
Figura 17- Gráfico de Análise de Convergência.....	33
Figura 18- Malha escolhida .....	34
Figura 19- Comparação de $\sigma_y$ em C3 com modelo analítico.....	34
Figura 20- Resultados Modelo 2 (unidade em Pa).....	35
Figura 21- Variação de $\sigma_y$ em C1 .....	35
Figura 22- Pontos de pico de Tensão em C1 (unidade em Pa).....	36
Figura 23- Variação de $\sigma_y$ em C2.....	36
Figura 24- Variação de $\sigma_y$ em C3.....	37
Figura 25- Variação de $\sigma_y$ em C4.....	37
Figura 26- Variação de $\sigma_y$ em C5.....	38

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1- Ângulos normalmente empregados em função da madeira .....	7
Tabela 2- Tensões impostas à lâmina de serra de fita.....	13
Tabela 3- Características Geométricas da ferramenta.....	31
Tabela 4- Análise de convergência .....	33

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>4</b>
<b>2. OBJETIVOS.....</b>	<b>5</b>
<b>3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>6</b>
<b>3.1 Geometria da lâmina .....</b>	<b>6</b>
<b>3.2 Materiais empregados.....</b>	<b>9</b>
<b>3.3 Estrutura básica da máquina de serra de fita.....</b>	<b>10</b>
<b>3.4 Esforços empregados na lâmina.....</b>	<b>12</b>
3.4.1 Estudo Estático.....	13
3.4.2 Estudo Dinâmico .....	16
<b>3.5 Análise de Tensões .....</b>	<b>21</b>
<b>4. MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>22</b>
<b>4.1 Mensuração das características geométricas da ferramenta .....</b>	<b>22</b>
<b>4.2 Definição de <math>F_p</math>.....</b>	<b>23</b>
<b>4.3 Metodologia para Análise Numérica .....</b>	<b>25</b>
4.3.1 Modelo 1 .....	25
4.3.2 Análise de convergência .....	28
4.3.3 Modelo 2 .....	28
<b>5. RESULTADOS.....</b>	<b>31</b>
<b>5.1 Características da ferramenta e definição de <math>F_p</math> .....</b>	<b>31</b>
<b>5.2 Resultados Computacionais .....</b>	<b>32</b>
5.2.1 Pré-Processamento .....	32
5.2.2 Análise de Convergência .....	32
5.2.3 Verificação do Modelo 2.....	34
5.2.4 Influência de $F_p$ .....	35
<b>5. CONCLUSÃO .....</b>	<b>39</b>
<b>6. REFERÊNCIAS.....</b>	<b>40</b>



## 1. INTRODUÇÃO

O Brasil é um dos principais produtores de madeira do mundo. Seu território de tamanho continental e sua vasta riqueza natural permite que o país tenha milhões de hectares de florestas plantadas onde o *Pinus* e o Eucalipto, devido a seu rápido crescimento e mercado consumidor, são destaque no mercado florestal. Segundo o IBÁ (2016) a área total de árvores plantadas no Brasil totalizou 7,8 milhões de hectares em 2015, um crescimento de 0,8% em relação ao ano de 2014.

Na indústria madeireira, em especial os seguimentos de madeira serrada e de produtos de maior valor agregado (PMVA), o serramento é uma operação muito empregada em todos os níveis de produção. Segundo a ABNT NBR 6175:1983, o serramento é definido como um processo mecânico de usinagem, destinado ao seccionamento ou ao recorte com o auxílio de ferramentas multicortantes de pequena espessura. Para o serramento retilíneo, essa ferramenta é chamada de lâmina de serra de fita, uma ferramenta em forma de cinto composta de diversas arestas cortantes, chamadas de dentes.

Em comparação com as lâminas circulares, a lâmina de serra fita tem como vantagem a possibilidade de se trabalhar com peças de maior secção e pequenas espessuras de corte, resultando em uma menor perda de material. Contudo, um dos resultados da sua pequena espessura é a falta de estabilidade em relação a desvios de corte. Esse problema é contornado aplicando-se uma tensão de tração (tensão de esticamento) e um tratamento chamado de tensionamento que favorecem a rigidez da ferramenta.

Quando estática essa lâmina sofre esforços de tração entre os eixos da máquina e flexão sobre os volantes. No movimento de rotação, esses esforços passam a ser cíclicos e são agravados quando atuam também, esforços de torção devido ao avanço da madeira, aquecimento da ferramenta e esforços devido às forças de corte.

A força de corte é influenciada por diversos fatores como: geometria da ferramenta, estado de afiação de aresta de corte, vibração lateral, condições de usinagem, teor de umidade da madeira, espécie da madeira, densidade, entre outros. Para efeito de estudo, essa força é decomposta em duas: a força principal de corte, também chamada de força paralela ( $F_p$ ) e a força normal ( $F_n$ ). A força  $F_p$  tem

essa denominação devida a sua direção ser paralela ao deslocamento da aresta cortante, portanto, paralela à lâmina de serra fita.

Sabe-se que o conhecimento desse tipo de esforço é relevante para o dimensionamento adequado do motor, contudo na literatura, sua participação na distribuição de tensões da lâmina é pouco abordada. Assim, o presente trabalho agregará informação a esse tópico.

## 2. OBJETIVOS

### 2.1 Objetivo Geral

O objetivo desse trabalho foi obter um modelo numérico que permita conhecer a influência  $F_p$  sobre a tensão normal longitudinal ( $\sigma_y$ ) na região de trabalho (seguimento da lâmina onde atua as forças de corte) de uma lâmina de serra fita destinada ao desdobro de Pinus

### 2.2 Objetivos Específicos

O presente trabalho teve como objetivos:

- Desenvolver um modelo sem a aplicação de  $F_p$  (Modelo 1) e realizar uma análise de convergência.
- Desenvolver um modelo com a aplicação de  $F_p$  (Modelo 2) e comparar os resultados com um modelo analítico.
- Analisar o comportamento de  $\sigma_y$  ao longo da lâmina.

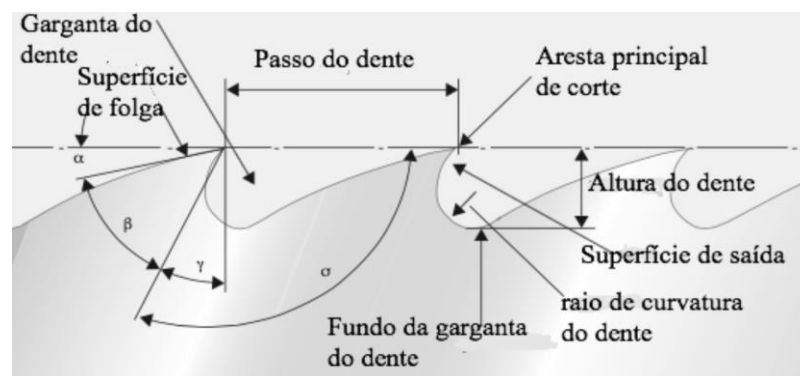
### 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 Geometria da lâmina

Segundo Gonçalves (2000) lâminas de serra de fita larga, são lâminas com largura acima de 63,5 mm (2 ½”), utilizadas geralmente para as operações de desdobro de madeira com diferentes formatos (toras, costaneira, blocos ou semiblocos, etc.) fabricadas em aço carbono ou aço cromo níquel. Seus dentes são recalcados e são empregadas em máquinas de corte vertical ou horizontal e devido a sua largura são limitadas ao corte reto. O autor ainda relata que a largura da lâmina está relacionada com a largura dos volantes, sendo que o fundo da garganta dos dentes, deve estar pelo menos 5 mm para fora do volante.

A Figura 1 apresenta as terminologias utilizadas nos dentes da ferramenta.

Figura 1- Terminologias utilizadas



Fonte: Adaptado Sandivik (1999)

$\gamma$  = Ângulo de saída do cavaco ou ângulo de ataque, tem influência significativa sobre as forças de corte, quanto maior o ângulo de saída menor a força necessária para o corte, porém o aumento desse ângulo prejudica a resistência à quebra do dente.

$\beta$  = Ângulo de cunha da ferramenta de corte, esse ângulo se relaciona com os outros dois da seguinte forma  $\beta = 90 - (\alpha + \gamma)$ , tem relação direta com a resistência do dente.

$\alpha$  = Ângulo de folga da ferramenta de corte ou ângulo de incidência, esse ângulo é necessário para se evitar o desgaste prematuro da aresta cortante.

A Tabela 1 exhibe os valores recomendados para dos ângulos de corte de acordo com a densidade da madeira a ser processada

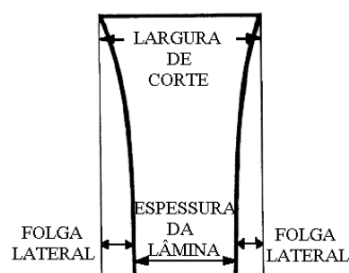
Tabela 1 - Ângulos normalmente empregados em função da madeira

Tipos de madeira	$\alpha$ = ângulo de folga	$\beta$ = ângulo de cunha	$\gamma$ = ângulo de saída
Baixa densidade	14°	56°	20°
Média densidade	12°	63°	15°
Alta densidade	10°	68°	12°

Fonte: Adaptado Gonçalves (2016a)

A folga lateral entre a lâmina e a madeira deve ser suficiente para evitar atrito excessivo. O tamanho da folga lateral é estabelecido pelos parâmetros de corte, tipo e geometria de dente, pelo equipamento (tipo de guia da lâmina e alinhamento) e o tipo de madeira (espécie e umidade) (GEHRING JUNIOR, 2011). A Figura 2 mostra a folga lateral.

Figura 2- Folga Lateral dos dentes



Fonte: Gonçalves (2000)

A garganta do dente é a região do dente onde a serragem é depositada para ser retirada posteriormente. Segundo Gonçalves (2000) uma forma de quantificar a capacidade da garganta é o Índice de Ocupação da Garganta (IOG). Esse índice representa a porcentagem de volume da garganta ocupada pela



serragem. Volumes de serragem acima de 70% do volume da garganta podem impactar em desvios da serra durante o corte.

Sandivik (1999) citado por Gehring Junior (2016) define uma relação direta entre a espessura da lâmina de serra com o diâmetro do volante. As serras de padrão de espessura inferior a 1,47 mm não devem ter uma espessura maior que 1/1000 do diâmetro do volante da serra fita. As serras mais espessas que 1,47 mm não devem ter uma espessura superior a 1/1200 do diâmetro do volante. A empresa recomenda o uso de serras com espessuras menores, devido a menor intensidade de esforços sob a condição de fadiga durante o movimento dinâmico da serra, o que proporciona maior durabilidade operacional.

A distância da ponta de um dente ao outro adjacente é conhecida como passo da serra. Esse parâmetro determina o número de dentes que estará atuando ao mesmo tempo em uma peça de madeira com uma determinada altura de corte. (GEHRING JUNIOR, 2016).

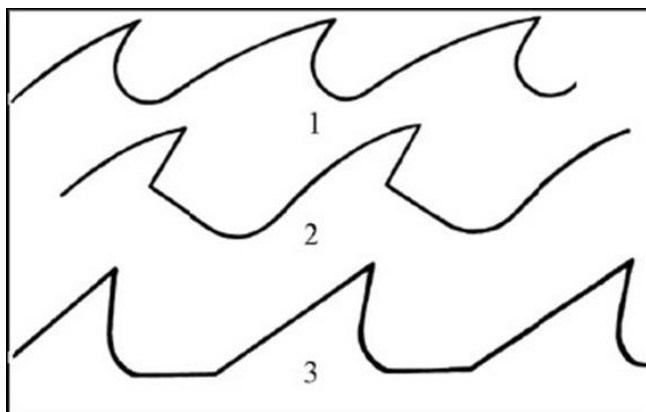
Gonçalves (2000) faz algumas recomendações para a definição da altura do dente como: Não ultrapassar dez vezes a espessura da lâmina; lâminas para madeiras macias devem ter altura maior que para madeiras duras e deve ser maior em lâminas recalcadas que em lâminas travadas. Para lâminas com largura entre 100 mm e 150:

Madeiras macias: Lâminas com dentes recalcados, com a altura igual a um terço do passo. Lâminas com dentes travados, com altura menor que o passo de três vezes e meia a quatro vezes.

Madeiras duras: Lâminas com dentes recalcados, com altura menor que o passo de três vezes e meia a quatro vezes. Lâminas com dentes travados, altura cinco vezes menor que o passo.

Vidaurre (2006) citado por Gehring Junior (2011) diz que o formato e as dimensões do dente têm influência sobre o resultado de corte. De modo geral considera-se que a geometria ideal é aquela que possibilita ganhos de qualidade e produtividade do produto “madeira serrada”. O autor cita alguns tipos de dente aplicados em lâminas de serra fita larga apresentados por Tuset & Duran em 1989, sendo estes perfis os mais utilizados (Figura 3).

Figura 3- Perfis de serra de fita larga



Fonte: Adaptado Gonçalves (2016).

Perfil 1 (denominado de perfil C): garganta ampla e boa rigidez, utilizado para o desdobro de qualquer madeira.

Perfil 2 (denominado perfil P): Permite fracionar o cavaco mais facilmente e é usado para todo tipo de madeira.

Perfil 3 (denominado perfil especial); possui ângulo de saída e espaço da garganta muito amplo, devido a essas características é utilizado para serramento de madeira macia (baixa densidade).

### 3.2 Materiais empregados

Bressan (2016) afirma que existem três diferentes tipos de lâminas de serra fita. As confeccionadas inteiramente de aço carbono, as que possuem insertos de aço rápido (lâminas bi metálicas) e as que possuem pastilhas de metal duro.

Dobrąnszky *et al.* (2005) diz que aços ligados não são utilizados nas lâminas de serra. Por outro lado, os aços ferramentas tem sua aplicação devido a sua boa temperabilidade. Geralmente, os aços utilizados são os C60, C75, C75Cr e 50CrV4, que após têmpera servirão de base para montagem dos dentes de metal duro ou aço rápido.

Para Gonçalves (2016a), os principais materiais utilizados em lâminas de serra-fita são os aços ao carbono, aços rápidos e Stellite. Contudo os aços rápidos não são empregados no corte da madeira.

Aços ao Carbono: O Aço é uma liga de Ferro com Carbono. O carbono é o elemento mais importante no controle das propriedades do aço. As lâminas de aço

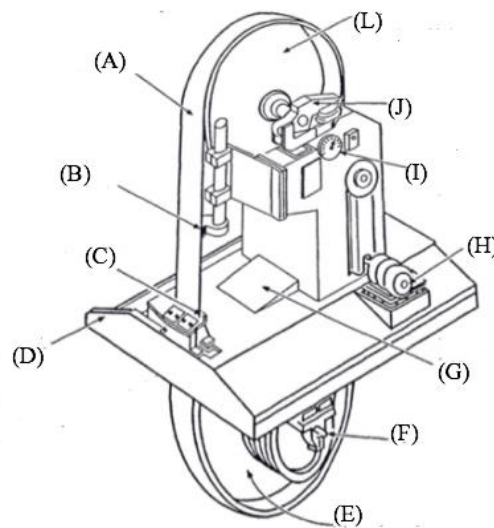
ao carbono de serras de fita possuem dureza variando entre 446 a 513 Vickers<sup>10</sup> (HV) e porcentagem de carbono de 0,6 a 0,8% (GEHRING JUNIOR,2016).

**Stellite:** É uma liga metálica soldada nos dentes da lâmina de serra de desdobro e posteriormente é retificada e afiada. Existem quatro principais variações de Stellite, com pontos de fusão diferente. No caso da nomenclatura francesa dividem-se em grau 1, 6, 8 e 12, com temperatura de fusão de 1250 °C, para os graus 1 e 12 e de 1310 °C e 1380 °C para os graus 6 e 8, respectivamente. Os graus 12 e 1 são os mais usados por possuir menor ponto de fusão e desta forma maior facilidade para aplicações industriais. (GEHRING JUNIOR, 2016)

### 3.3 Estrutura básica da máquina de serra de fita

Apesar de existir diversos tipos de máquina de serra fita, todas possuem uma estrutura básica para o funcionamento. A Figura 4 mostra os principais componentes nesse tipo de equipamento.

Figura 4- Principais componentes de uma máquina de serra fita



Fonte: Gehring Junior (2016)

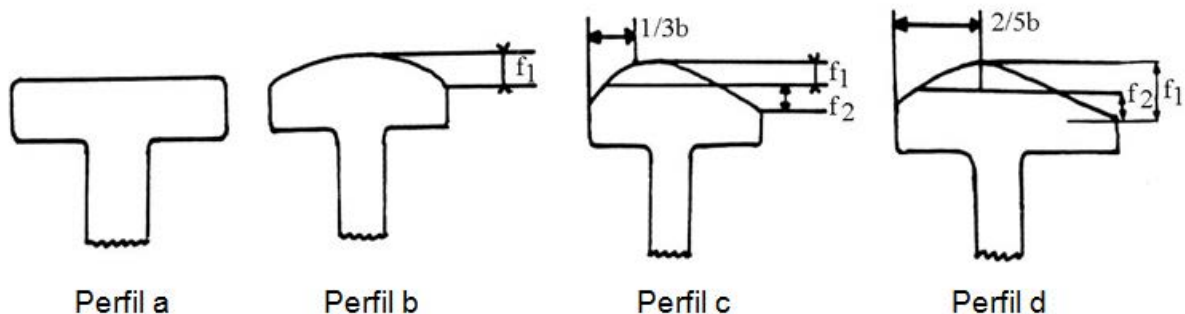
Os principais componentes são: (A) Serra de fita; (B) e (C) guias superior e inferior respectivamente; (D) Guarnição; (E) volante inferior; (F) sistema de transmissão motor-volante; (G). Raspadores; (H) conjunto de elevação do volante

superior; (I) Manômetro; (J) conjunto de inclinação do volante; (L) volante superior. Destes componentes principais pode-se dar destaque aos volantes e as guias superior e inferior.

Segundo Gehring Junior (2016), o volante inferior é o volante motor e está conectado ao motor por meio de polias e correias enquanto que o volante superior é livre e movido pela serra. Gonçalves (2016b) afirma que o volante inferior pode se movimentar de três formas: movimento de rotação em seu próprio eixo; movimento de aproximação e afastamento do volante motor, que possibilita a montagem da lâmina e seu esticamento; movimento de inclinação, que regula a posição exata da lâmina sobre os volantes.

Os volantes apresentam a forma chata ou abaulada (convexa). Os volantes reto ou abaulado simetricamente (perfil a e b) utilizam lâminas tensionadas simetricamente ou não tensionadas, já os volantes abaulados não simetricamente (perfil c e d) utilizam lâminas tensionadas não simétricas. (GONÇALVES, 2016a). A Figura 5 mostra esses perfis.

Figura 5- Perfis de Volante



Fonte: Gonçalves (2016b)

Ambos os volantes devem ter o mesmo diâmetro e tamanho, podendo se afirmar que a serra fita além de ser uma ferramenta de corte atua também como uma correia de transmissão de potência entre os volantes. (GEHRING JUNIOR, 2016).

Existem diversos tipos de guias da serra, podendo ser citadas as guias convencionais e as guias de pressão. As guias convencionais não aplicam nenhuma ação efetiva sobre a serra de fita e são ajustadas a partir de um plano de alinhamento da face dos volantes tanto internamente como externamente. Por estas

não gerarem estiramento da serra, o corte neste tipo de equipamento pode ser mais impreciso, como resultado desta ação da serra não tensionada também no plano horizontal entre as guias (GEHRING JUNIOR, 2016).

Segundo Gehring Junior (2016), a ação da guia de pressão sobre a serra de fita causa uma força sobre a mesma deslocando-a nos pontos entre guias. Este deslocamento da lâmina de corte estabiliza a mesma e evita movimentos laterais quando esta se aquece ou se movimenta durante o corte, gerando assim um corte mais preciso.

Segundo Gehring Junior (2016) na literatura são relatados alguns exemplos de materiais para guias de pressão como Easiglide (compósito fenólico com adição de carbono), Duramold (compósito fenólico com adição de grãos de algodão ondulado), BL 400 (compósito fenólico com adição de fios de algodão), Hig Ball 35 (compósito fenólico). Esses materiais possuem baixo desgaste e atrito, são auto lubrificantes, resistem às altas temperaturas e à corrosão química provocada por alguns refrigerantes usados como óleo diesel, solventes ou mesmo a resina proveniente da madeira serrada (BCIT, 2002 apud GEHRING JUNIOR, 2016).

### **3.4 Esforços empregados na lâmina**

A lâmina de serra fita é submetida a uma variedade de esforços. Quando estática essa lâmina sofre esforços de tração, entre os eixos da máquina e flexão sobre os volantes. Na rotação em vazio, esses esforços passam a ser cíclicos e são agravados quando atuam também esforços devido à operação de corte, como torção devido ao avanço da madeira e forças de corte, o que com o tempo pode levar a uma ruptura por fadiga.

A Tabela 2 mostra as tensões a que a lâmina é submetida de acordo com sua situação na máquina.

Tabela 2- Tensões impostas à lâmina de serra de fita

Situação da lâmina na Máquina	Tensões geradas
Estática	<ul style="list-style-type: none"> <li>-Tensão devido à flexão da lâmina sobre o volante (<math>\sigma_f</math>)</li> <li>- Tensão devido à montagem da lâmina na máquina (Tensão de montagem) (<math>\sigma_m</math>)</li> <li>- Tensão devido ao entalhe do dente (<math>\sigma_{m\acute{a}x}</math>)</li> <li>- Tensão devido ao abaulamento do volante (<math>\sigma_a</math>)</li> <li>- Tensão devido à inclinação do volante superior</li> <li>- Tensão devido ao tratamento de tensionamento</li> </ul>
Rodando em vazio	- Tensão devido à força centrífuga
Em trabalho	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Tensões devido às forças de corte</li> <li>- Tensões devido ao aquecimento da lâmina</li> </ul>

Fonte: Adaptado de ESCHLER (1983)

Essas tensões se dão de forma cumulativa, ou seja, a lâmina em trabalho sofre, além de tensões devido às forças de corte e aquecimento, tensões presentes na condição estática e em vazio.

Nesse trabalho entende-se como  $\sigma_y$  a somatória das tensões apresentadas na Tabela 2 em um determinado ponto da lamina, equivalendo assim, ao  $\sigma_x$  de Stefanov (2012) apresentado mais adiante.

Segundo Sales (1990) citado por Gonçalves (2016b) os esforços solicitantes em uma lâmina de serra de fita são separados em um estudo estático e dinâmico

### 3.4.1 Estudo Estático

#### Tensão $\sigma_f$ devido à flexão da lâmina sobre o volante

A parte da lâmina que envolve os volantes sofre uma flexão de raio igual ao raio dos volantes, caracterizada por um alongamento da face convexa e por um encurtamento da face convoca. A tensão de flexão máxima ocorre nas extremidades

(SANTINI, 2000 apud GONÇALVES, 2016b). A fórmula para o cálculo dessa tensão é mostrada na Equação 1

$$\sigma_f = \frac{Es}{2R} \quad (1)$$

Onde:

$\sigma_f$  = Tensão de flexão máxima (N.mm<sup>-2</sup>)

E = Modulo de Elasticidade (N.mm<sup>-2</sup>)

s = espessura da lâmina (mm)

R = raio do volante (mm)

Como regra  $s < 2R/1000$ , segundo Stefanov *et al.* (2013), isso se deve ao fato de que  $\sigma_f = Es/2R \leq \sigma_{adm}$ , sendo que a tensão admissível ( $\sigma_{adm}$ ) é definida como 200 N.mm<sup>-2</sup> (MPa), considerando-se o módulo de elasticidade do aço como  $E = 2 \cdot 10^5$  N.mm<sup>-2</sup>. Segundo o autor modificações dessa regra se deve ao fato de ser selecionado um valor diferente para  $\sigma_{adm}$

#### Tensão $\sigma_m$ devido à montagem (Tensão de esticamento ou montagem)

A montagem da lâmina na máquina de serra fita induz uma tensão de tração que pode ser calculada pela Equação 2

$$\sigma_m = \frac{FE}{sb} \quad (2)$$

Onde:

$\sigma_m$  = Tensão de montagem (N.mm<sup>-2</sup>)

FE = Esforço de tração aplicado ao vão livre (N);

b = Largura da lâmina (mm).

s = espessura da lâmina (mm)

Segundo Vital (2008) a tensão de tração nas lâminas largas de serra de fita devem ser aproximadamente 7 Kgf/mm<sup>2</sup> (70 MPa). O autor afirma ainda que o esforço sobre os volantes para tensionar a lâmina é obtida em algumas máquinas por intermédio de componentes hidráulicos e, em outras, por meio de um peso suspenso na extremidade de um braço de alavanca ligado ao volante.

#### Tensão devido ao entalhe do dente

A região dos dentes atua como um fator de não uniformidade da distribuição de tensão de tração, na largura da lâmina. Sua presença forma uma zona de concentração de tensão no fundo da garganta do dente, sendo maior nas proximidades do ponto M, conforme Figura 6. A tensão máxima condiciona a durabilidade da lâmina, ela pode ser alta o suficiente para introduzir um dano, como por exemplo, uma fissura que levará à ruptura da serra. Esta tensão é calculada pela seguinte Equação 3 (SANTINI, 2000 apud GONÇALVES, 2016b).

$$\sigma_{\text{máx}} = K_c \sigma_{\text{med}} \quad (3)$$

Onde:

$\sigma_{\text{máx}}$  = Tensão máxima (N.mm<sup>-2</sup>);

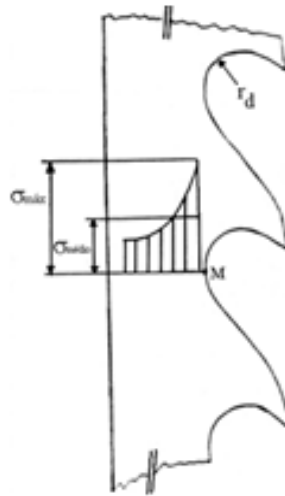
$\sigma_{\text{med}}$  = Tensão média (N.mm<sup>-2</sup>);

$K_c$  = Coeficiente de concentração de tensão.

Em uma mesma lâmina e na mesma garganta de dente, encontra-se o valor máximo de “Kc” no fundo da cavidade e seu valor está entre 1,5 a 2,5, e é tanto mais elevado quanto menor o raio de curvatura da garganta dos dentes "rd" (SANTINI, 2000 apud GONÇALVES, 2016b).



Figura 6- Concentração de Tensões



Fonte: Adaptado Gonçalves (2016)

### Tensão $\sigma_a$ Devido ao abaulamento do volante

Essa tensão se dá ao longo da largura da lâmina e supondo que a curvatura do abaulamento segue um arco circular de raio  $r_c$ , a tensão pode ser calculada pela Equação 4:

$$\sigma_a = \frac{E}{(1-\nu^2)} \times \frac{s}{2} \times \left( \frac{1}{r_c} + \frac{\nu}{R} \right) \quad (4)$$

Onde:

R = raio do volante (mm)

$r_c$  = raio de abaulamento (mm)

$\nu$  = Coeficiente de Poisson

E = Modulo de Elasticidade (N.mm<sup>-2</sup>)

s = espessura da lâmina (mm)

### 3.4.2 Estudo Dinâmico

Com a lâmina rodando em vazio, além das cargas na situação estática, também atuam esforços devido à força centrífuga. Segundo Santini (2000) *apud* Gonçalves (2016) a tensão da lâmina em movimento é obtida somando a tensão de

esticamento e a tensão devido à rotação dos volantes. Isso ocorre quando a máquina possui um dispositivo de esticamento da lâmina, que mantém sempre constante a tensão de esticamento, pois o efeito dos esforços centrífugos leva ao alongamento da lâmina e à diminuição de tensão de esticamento. Na prática, em condições normais de trabalho, a influência dos esforços centrífugos sobre o alongamento é limitada.

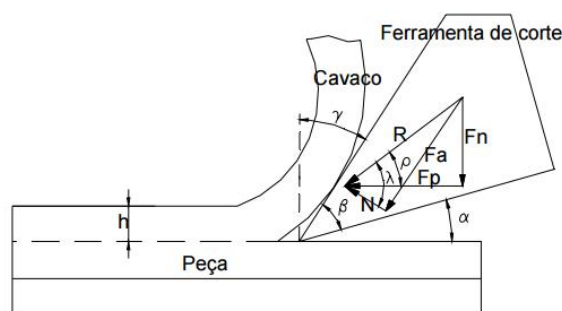
### Forças de Corte

Dado a ocorrência de atrito na interface cavaco-ferramenta de corte, tanto a distribuição de forças como a formação do cavaco são afetados. A força de atrito é função da espécie de madeira e teor de umidade desta, mas é relativamente pouco afetada pela rugosidade na face da ferramenta quando marcas de afiação são paralelas ao fluxo de cavaco, sendo relativamente independente do ângulo de corte e espessura do cavaco (GONÇALVES, 2016).

Para melhor compreensão do comportamento da madeira à usinagem nos diferentes processos de corte, um dos parâmetros fundamentais a estudar são as forças de corte geradas durante o processo. A força de corte paralela tem grande importância na determinação da geometria da ferramenta e no dimensionamento da potência requerida das máquinas em uma serraria. A força de corte normal está intimamente relacionada com a qualidade da superfície usinada (NÉRI, 2003)

A Figura 7 representa a decomposição da Força de corte resultante nas Forças Paralela ( $F_p$ ) e Força Normal ( $F_n$ )

Figura 7- Decomposição Força de Corte



Fonte: Adaptado Néri (2003)

### Variação de Tensões ao longo da lâmina

Stefanov *et al.* (2012) desenvolveu um modelo teórico de variação de tensões em lâminas de serra fita em serviço. A Figura 8 mostra o esquema de esforços utilizado no desenvolvimento do modelo. Esse modelo leva em conta algumas simplificações desconsiderando esforços devido à inclinação do volante superior, abaulamento do volante, atuação de esforços centrífugos e o tensionamento da lâmina.

Para a solução do problema o autor define sete pontos (A até G) no sistema lâmina-volante e utiliza como Equações de Equilíbrio as Equações 5,6 e 7.

$$\sum M_{i,A} = 0 \rightarrow P.R = T.f \quad (5)$$

$$\sum V_i = 0 \rightarrow N_A \cdot \cos\alpha + T \cdot \sin\alpha = P + N_B \quad (6)$$

$$\sum H_i = 0 \rightarrow \frac{T}{N_A} = \operatorname{tg}\alpha = \mu \quad (7)$$

Onde:

P = Força de corte resultante distribuída no trecho EF

R = Raio do volante

T = Força de atrito resultante no volante inferior devido o contato lâmina-volante

f = distância entre a Força de atrito resultante e o centro do volante inferior

$N_A$  = Força resultante no volante inferior

$N_B$  = Força resultante no volante superior

$\alpha$  = ângulo entre a  $N_A$  e o eixo vertical do sistema

$\mu$  = coeficiente máximo de atrito estático



Onde:

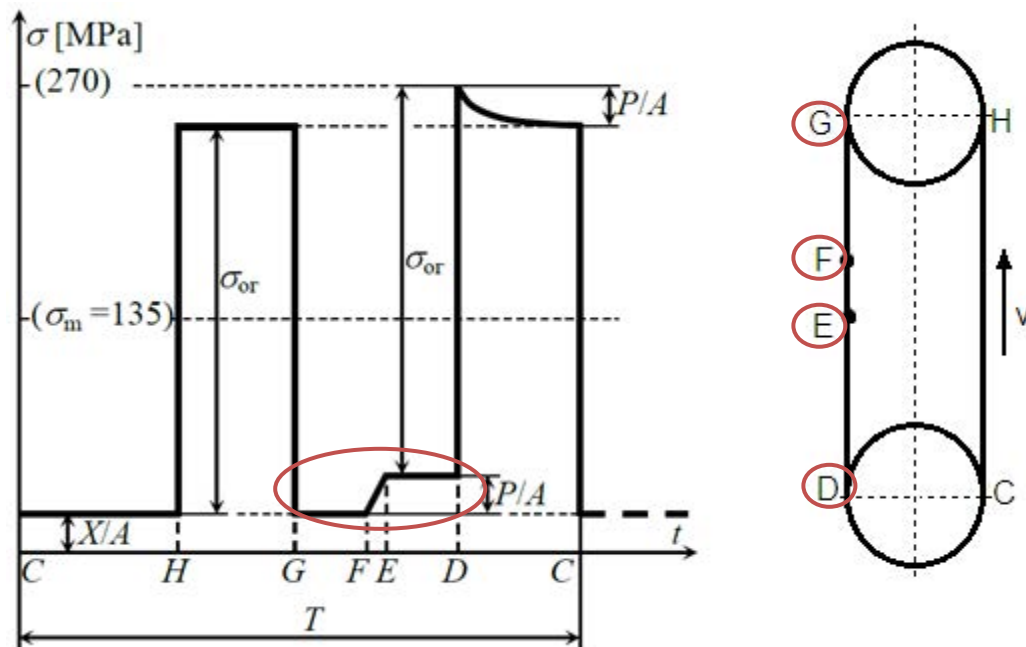
$h_p$  = comprimento de corte (distância entre o ponto D e E)

$x$  = posição na lâmina segundo a orientação dada na Figura 7

$X$  = esforço interno da lâmina na região de não trabalho

Considerando que  $\sigma_{x,Nx}(x) = N_x(x)/(bh)$ , o gráfico da função  $\sigma(x) = N_x/A \pm \sigma_f$ , que também representa um gráfico de  $\sigma(t)$ , é exemplificado na Figura 9. Seguindo no sentido anti-horário a partir do ponto C percebe-se que até H, atua apenas o esforço interno  $X$ , sendo a tensão  $X/A$ . Em seguida ao passar pelo volante superior (trecho HG), soma-se a tensão devido ao esforço de flexão ( $\approx 200$  MPa). Entre os pontos G e F os esforços diminuem novamente para  $X/A$  e ao entrar na tora, trecho FE, a tensão sofre um aumento crescente até a saída do trecho de corte, essa tensão segue constante até o ponto D, onde novamente se eleva devido a flexão, nesse ponto a tensão chega ao seu valor máximo, no exemplo é de 270 MPa. Esse valor decresce exponencialmente entre os pontos D e C que reinicia o ciclo. Na Figura 9, em destaque os pontos utilizados nesse trabalho.

Figura 9 - Variação de Tensões



Fonte: Adaptado Stefanov (2012)

### 3.5 Análise de Tensões

Rosa (2002) diz que o processo de análise de tensões deve ser capaz de resolver problemas com geometrias complexas e casos de carregamento não triviais. Assim, deve ser buscada uma solução para o cálculo das tensões, o que pode ser feito de diversos modos, dependendo da conveniência, disponibilidade e responsabilidade da estrutura. A análise de tensões pode ser feita usando vários métodos, sendo que os principais são classificados como:

- **Métodos Analíticos:** Silva (2017) diz que esses métodos representam soluções baseados em fórmulas matemáticas, desenvolvidas geralmente de forma manual, em que são definidas variáveis de entrada para o cálculo de uma ou mais variáveis de saída. Trata-se de uma metodologia simples e em geral de baixo custo que proporciona uma resposta rápida e direta. Para estruturas e máquinas mais complexas o método usual começa a tornar-se muito laborioso e sujeito a erros decorrentes das simplificações feitas no problema para tornar possível a solução. (ROSA, 2002)
- **Métodos Experimentais.** Segundo Silva (2017) esses métodos dependem de protótipos físicos do equipamento ou produto, construídos em escala real ou reduzida, que são submetidos a um ensaio que representa uma determinada condição de operação. O autor diz que os resultados obtidos nessa abordagem são de alta qualidade. Contudo o desenvolvimento de testes experimentais exige um maior investimento, além disso, o processo pode exigir a realização de múltiplas iterações com impacto direto no tempo e custo do projeto.
- **Métodos Numéricos:** Na solução por meio de Métodos Numéricos é desenvolvido um protótipo virtual do produto de interesse, representado por um sistema de equações fundamentadas em uma teoria matemática, como o Método de Elementos Finitos (MEF) (SILVA, 2017). O Método de Elementos Finitos é um processo

numérico que usa a solução de um "elemento" de forma geométrica relativamente simples, solução está normalmente obtida com auxílio da Mecânica do Contínuo, para então obter o comportamento de toda uma estrutura, com forma qualquer. A estrutura sob análise é dividida em um conjunto de elementos com dimensões finitas. Assim, a partir do comportamento de um elemento, é obtida a solução da estrutura. O método exige, para ser utilizado de maneira eficiente, pessoal especializado para preparar o modelo a ser analisado. Mesmo em casos mais simples estes processos podem se tornar atrativos, desde que disponível o programa de cálculo, pois alguns minutos de computador fornecem todos os resultados, com maior exatidão do que se fosse feita uma análise usual. (ROSA, 2002)

#### **4. MATERIAIS E MÉTODOS**

Para fazer a análise considerou-se a situação mais crítica que a ferramenta pode estar sujeita no desdobro de toras, levando-se em conta apenas a geometria da ferramenta e as características do material a ser processado. Para tanto se definiu o *Pinus taeda* com teor de umidade saturado, devido à facilidade de obtenção da pressão específica de corte e 1-z para esse tipo de processo, utilizado na Equação 12.

##### **4.1 Mensuração das características geométricas da ferramenta**

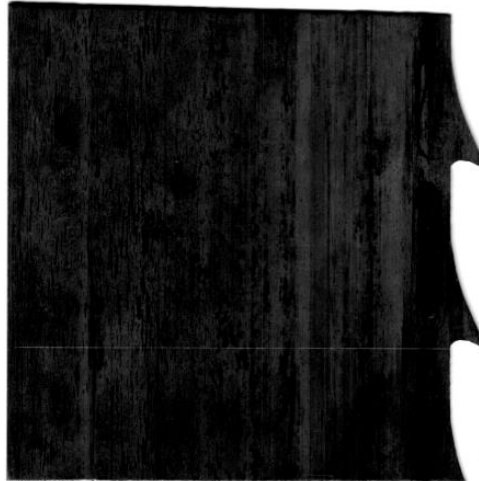
A ferramenta utilizada para a análise é uma lâmina larga, empregada no desdobro da madeira. Seu perfil é definido como Perfil tipo 3, também conhecido como fundo reto, específico para madeiras macias.

A determinação das dimensões da ferramenta como, ângulo de cunha, ângulo de saída do cavaco, ângulo de folga, passo e área da garganta, foi feito pela digitalização da ferramenta, utilizando um scanner Epson Stylus TX133.

Em seguida, a imagem digitalizada (Figura 10) foi processada no *software* ImageJ 1.5, onde se retirou suas medidas. Além de permitir definir a

condição mais crítica de corte, o dimensionamento de toda a geometria da ferramenta, contribuiu para a modelagem computacional feita posteriormente.

Figura 10 - Perfil utilizado



Fonte: Autoria própria

É importante salientar que o programa ImageJ serviu apenas como instrumento de medida, esse método foi utilizado apenas para se ter uma melhor precisão na mensuração das dimensões da ferramenta. Essas dimensões foram anotadas e utilizadas no módulo *Part* do *software* de elementos finitos.

#### 4.2 Definição de $F_p$

A força principal de corte foi calculada de acordo com a Equação 12

$$F_p = K_{s1} * b_c * h_c^{1-z} \quad (12)$$

Onde,  $K_{s1}$  é a pressão específica do material e  $1-z$  é um coeficiente adimensional. Os valores da pressão específica de corte e do coeficiente variam de acordo com a geometria da ferramenta, a espécie da madeira, direção das fibras, teor de umidade e a região de corte. Esses valores foram retirados de Néri (2003) e por meio de interpolação foram definidos para a geometria utilizada.

A largura de corte ( $b_c$ ) foi determinada pelo valor médio de cinco medidas feitas na lâmina afiada, para isso utilizou-se um micrômetro analógico. A



determinação da espessura de corte ( $h_c$ ) se deu, levando em consideração que o volume máximo de serragem a ser retirado por dente não deve ultrapassar 70% do volume da garganta. O volume de serragem retirado por dente pode ser calculado pela Equação 13

$$V_s = h_c * b_c * H \quad (13)$$

Sabendo que o volume da garganta do dente é o produto da área do dente pela largura de corte ( $A*b_c$ ) pode-se obter a seguinte relação

$$V_s = 0,7 * A * b_c \quad (14)$$

Substituindo a Equação 14 na 13 e isolando  $h$  temos a máxima espessura de corte para uma determinada altura de corte com a Equação 15

$$h_{máx} = \frac{0,7 * A}{H} \quad (15)$$

Onde  $H$  é a altura de corte e  $A$  é a área da garganta do dente da serra. Para a determinação da área, abriu-se a imagem digitalizada da serra no imageJ. Com o auxílio da função *Threshold*, a imagem foi transformada em monocromática. Com a ferramenta *Rectangular* selecionou-se a garganta do dente e foi recortada com a função *Crop*, em seguida a imagem foi invertida. Antes do cálculo da área foi necessário apagar as regiões que não faziam parte da garganta selecionada, assim aplicou-se a função *Analyze Particles*.

Figura 11- Detalhe da imagem: (a) monocromática; (b) invertida.



Fonte: Autoria própria

### 4.3 Metodologia para Análise Numérica

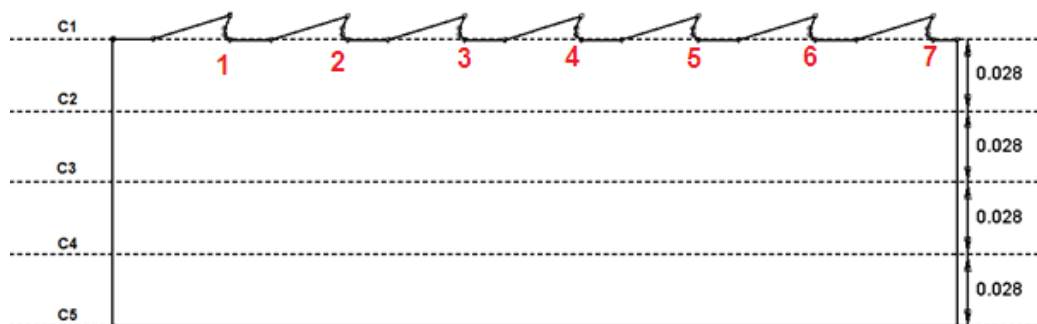
Para a análise numérica foi utilizado os seguintes equipamentos

- a) Computador
- b) *Software* Comercial Abaqus 6.14

Foram feitos dois modelos com condições de contorno diferentes, sendo o primeiro (Modelo 1) sofrendo apenas tração. Esse modelo foi utilizado para se definir a malha e servir como parâmetro para o segundo modelo (Modelo 2), que simulou forças de corte agindo em cinco dentes. Os resultados desse último foram comparados com os resultados do modelo analítico de Stefanov (2012) e analisado a variação da tensão normal longitudinal ( $\sigma_y$ ) ao longo da lâmina. A coleta dos valores de  $\sigma_y$  foi retirada dos nós mais próximos dos caminhos mostrados na Figura 12, em vermelho a numeração dos dentes.

O material da ferramenta foi definido como o aço 1070, onde os dados de entrada foram retirados da literatura e são: densidade de  $7850 \text{ Kg.m}^{-3}$ , Modulo de Elasticidade de 200 GPa, coeficiente de Poisson de 0,29. Não foi necessária a definição de outros dados do material tendo em vista que toda a simulação permaneceu no regime elástico do material.

Figura 12- Caminhos para retirada de dados

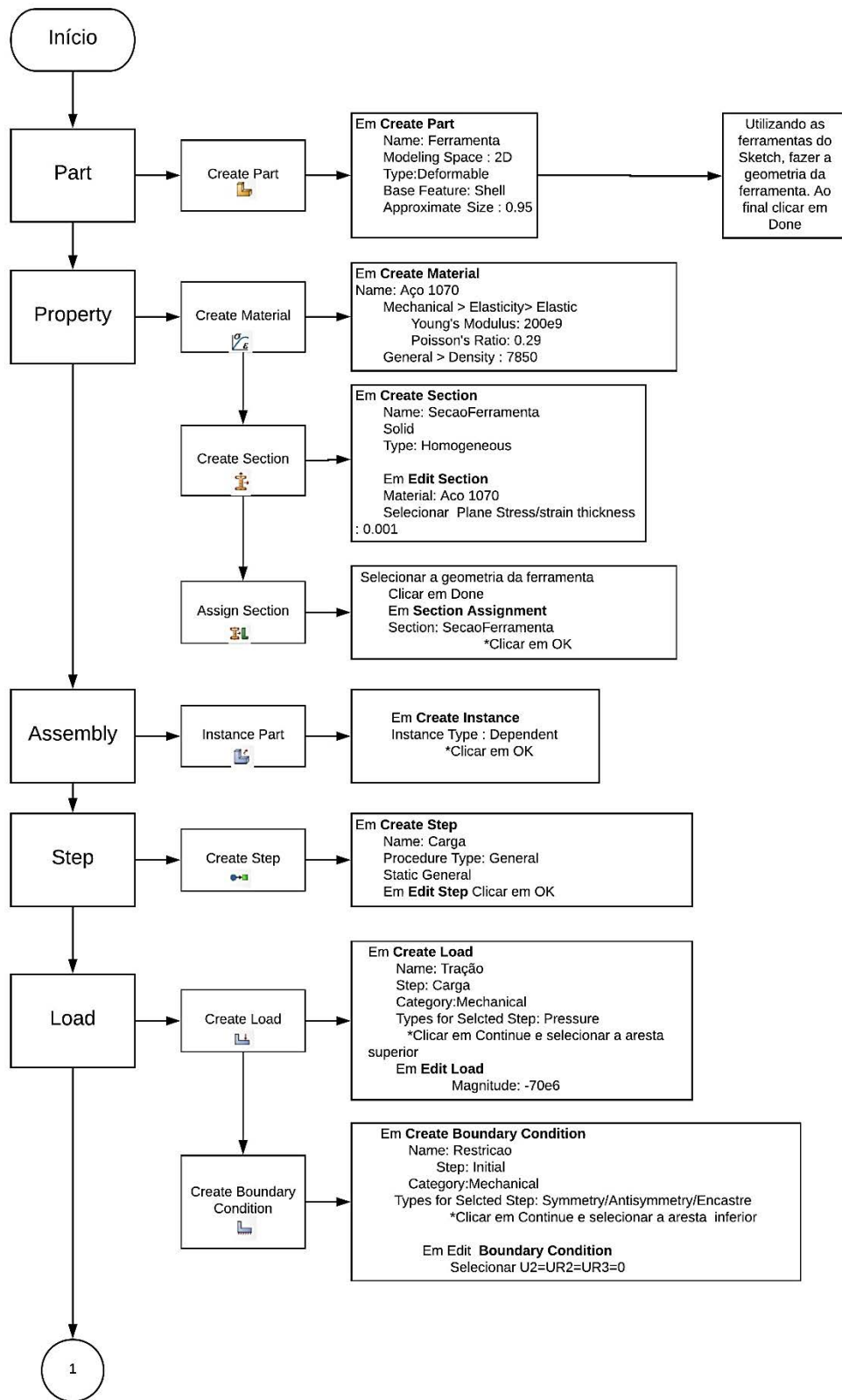


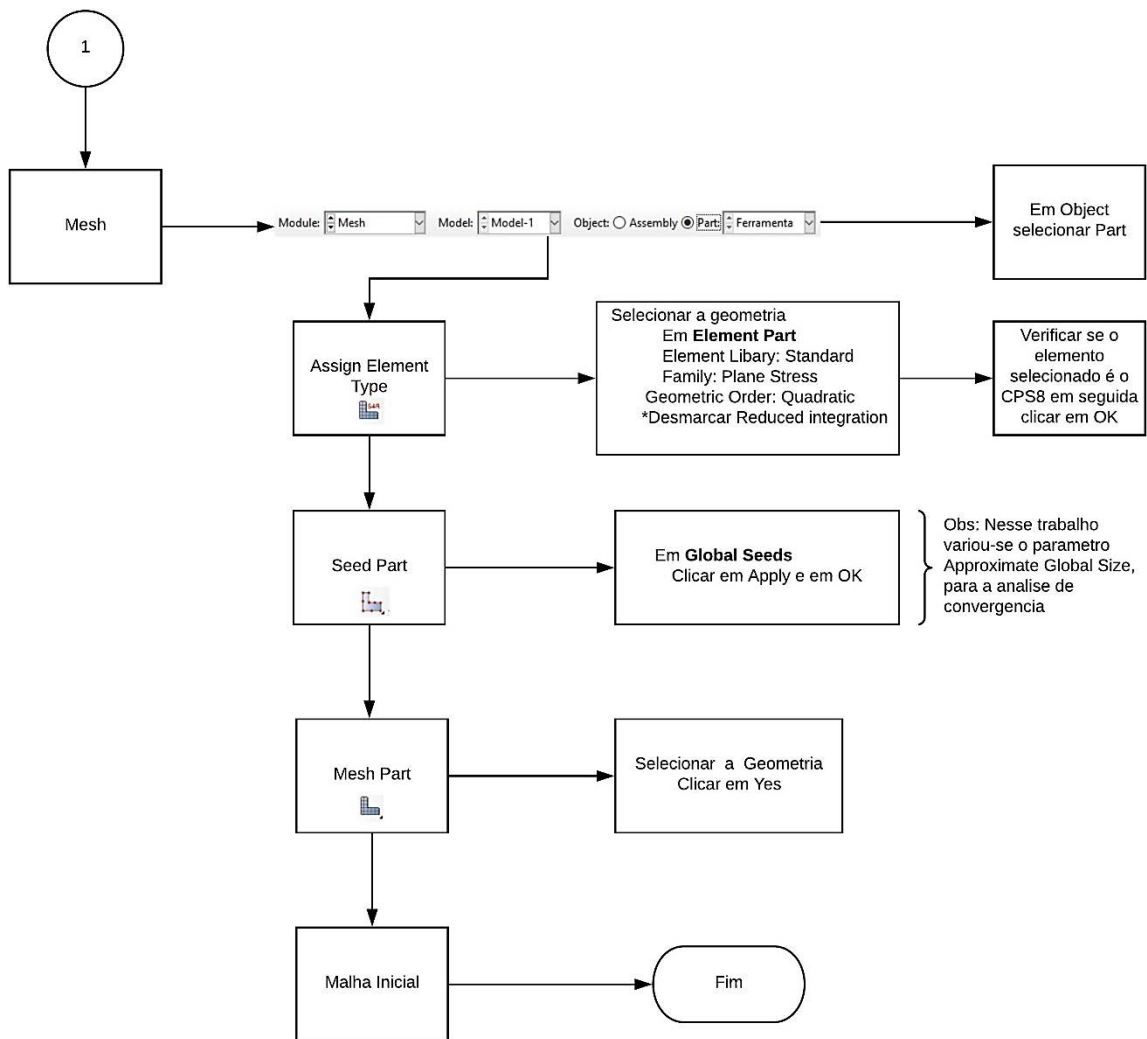
Fonte: Autoria própria

#### 4.3.1 Modelo 1

O fluxograma apresentado na Figura 13 mostra como foi realizado a construção do Modelo 1 no Abaqus, ao final se obtém a malha inicial, para os cálculos computacionais.

Figura 13- Fluxograma Modelo 1





Fonte: Autoria Própria

No Modelo 1 foi utilizado a ferramenta *Adaptive Remeshing*, recurso que permitiu gerar diversas malhas automaticamente, refinando a malha de acordo com a necessidade de cada região da peça em análise. Os passos para a implementação desse recurso foram:

1. Na árvore do modelo (a esquerda) dar um duplo clique em *Remeshing Rules*
2. Selecionar a Geometria
3. Na árvore do modelo clicar com o botão direito do mouse sobre *Adaptivity Processes*
4. Clicar em *Create*
5. Manter a configuração Standard e clicar em OK

Após esses passos o programa criou um processo de adaptabilidade, chamado *Adaptivity-1*. Para se iniciar os cálculos foi necessário clicar com o botão direito do mouse e em seguida em *Submit* em OK e Yes, para se iniciar a análise.

Nesse modelo não se considerou as forças de corte, isso se deve ao fato de que, tendo em vista que as forças de corte foram consideradas forças pontuais, teoricamente a tensão na ponta da ferramenta seria infinita, sendo então impossível para o programa obter uma convergência de malha. Assim, foi necessário abrir mão da precisão dos resultados nessa área.

#### 4.3.2 Análise de convergência

Nessa etapa do trabalho objetiva-se obter a “malha ideal”, ou seja, a malha que com o menor número de elementos possa oferecer os resultados mais próximos da convergência.

Para a obtenção da malha, foi realizada uma análise de convergência utilizando como critério a estabilização dos resultados no fundo da garganta do dente central (dente 4), por se tratar de um ponto com concentração de tensões.

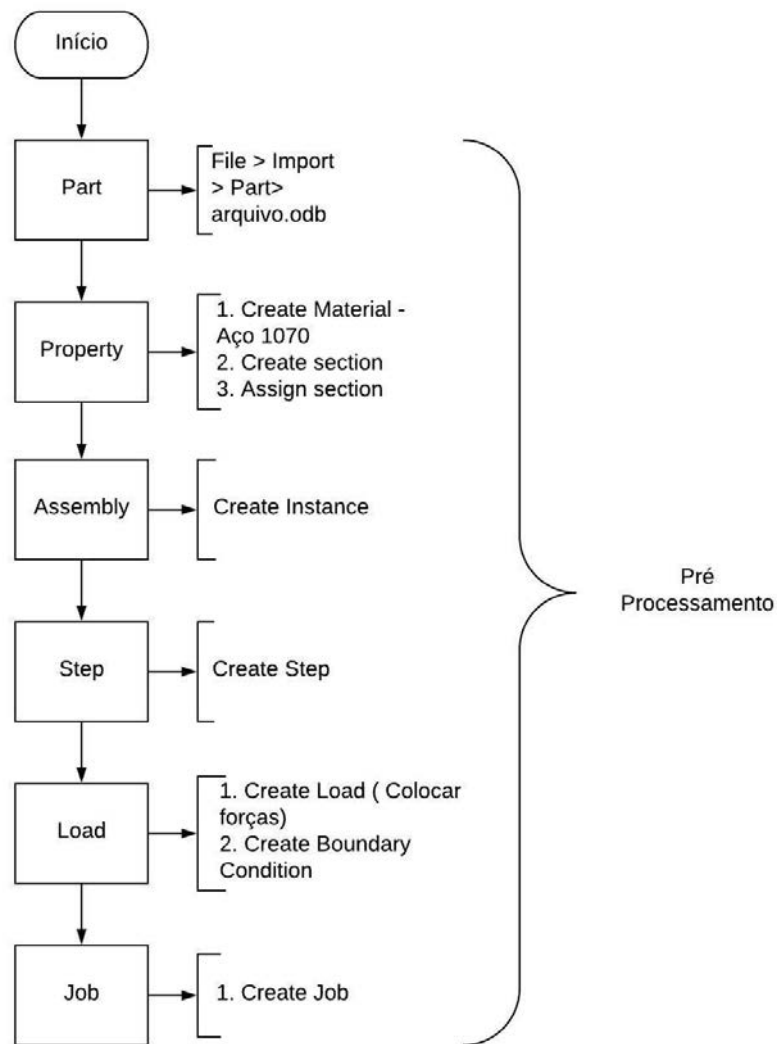
Foi reduzido o tamanho inicial do elemento (no parâmetro *Approximate Global Size*) em cada simulação. Devido a utilização do *Adaptive Remeshing* cada simulação gerou no máximo três malhas.

Os resultados foram normalizados utilizando a relação  $x_n/x_1$ , onde  $x_n$  é o valor da grandeza (tensão ou deformação) da malha e  $x_1$  é o valor da grandeza da primeira malha gerada.

#### 4.3.3 Modelo 2

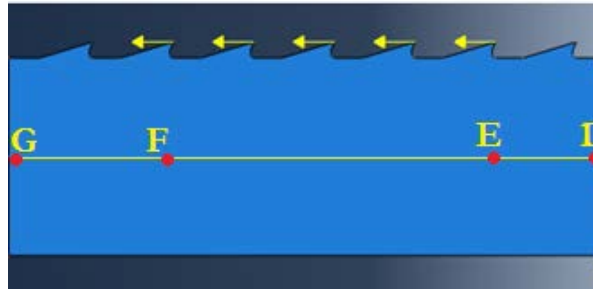
Após a determinação da malha no Modelo 1, esta foi importada para o Modelo 2 e realizado os mesmos passos do Modelo 1, contudo aplicando as forças de corte e sem a necessidade de criação de uma malha. A Figura 14 apresenta de forma simplificada como foi feito o Modelo 2.

Figura 14- Fluxograma Modelo 2



Para a verificação do Modelo 2, calculou-se  $\sigma_y$  utilizando as equações 9,10 e 11 de Stefanov (2012). Assim considerou-se:  $X = 9090 \text{ N}$ ;  $P = 330 \text{ N}$ ;  $h_p = 225 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ , o resultado de  $N_x$  foi dividido pela área da secção transversal da lâmina ( $b \cdot h = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ ) para se obter o gráfico de  $\sigma_y(y)$ . A Figura 15 mostra a localização dos pontos GFED

Figura 15-Pontos de referencia



Fonte: Autoria própria

O erro do Modelo 2 foi calculado para cada ponto, de acordo com a Equação 16

$$Erro = \frac{|R_s - R_t|}{R_t} \quad (16)$$

$R_t$ = Resultado Teórico

$R_s$ = Resultado da Simulação

## 5. RESULTADOS

### 5.1 Características da ferramenta e definição de $F_p$

A Tabela 3 apresenta todas as características geométricas da ferramenta obtidas com o ImageJ e por meio de medição direta.

**Tabela 3-** Características Geométricas da ferramenta

Ângulo de ataque	23°
Ângulo de folga	17°
Ângulo de cunha	50°
Largura de corte	3,29 mm
Espessura da lâmina	1,17 mm
Altura do dente	9 mm
Distancia dorso até fundo da garganta	111 mm
Área da Garganta	308,5 mm <sup>2</sup>
Passo do dente	45 mm

Considerando uma altura de corte  $H = 225$  mm (valor de cinco vezes o passo do dente) e com o auxílio da Equação 15 foi obtido o valor de  $h_{máx}$

$$h_{máx} = \frac{0,7 * 308,5}{225} = 0,96 \text{ mm}$$

Do estudo de NÉRI (2003) observa-se para o corte 90-90 na direção radial da madeira adulta do *Pinus taeda* na condição saturada, os seguintes valores de  $K_{s1}$ :

$K_{s1(30^\circ)} = 18,425 \text{ Nmm}^{-1}$  e  $K_{s1(20^\circ)} = 21,353 \text{ Nmm}^{-1}$ , assim a variação de  $K_{s1}$  é de  $-0,2928 \text{ Nmm}^{-1}$  por grau, portanto para  $23^\circ$  temos  $K_{s1(23^\circ)} = 20,475 \text{ Nmm}^{-1}$ .

Para  $1-z$  tem-se  $1-z(30^\circ) = 0,6435$  e  $1-z(20^\circ) = 0,6627$ , assim a variação de  $1-z$  por grau é de  $-0,00192$ , portanto para  $23^\circ$  temos  $1-z = 0,6569$ . Com a Equação 12 obteve-se o valor de 66 N por dente

$$F_p = 20,475 * 3,29 * 0,96^{0,6569} = 65,6 \text{ N} \approx 66 \text{ N}$$

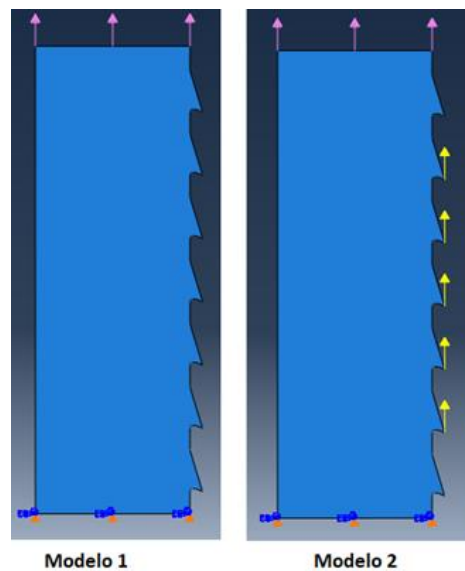


## 5.2 Resultados Computacionais

### 5.2.1 Pré-Processamento

Para o Modelo 1 as condições de contorno da simulação foram definidas da seguinte maneira, na parte superior foi imposto uma tensão tração de 70 MPa, conforme obtido na literatura; na parte inferior foi feita a seguinte restrição  $U2=UR1=UR3=0$ . No Modelo 2, além das mesmas condições de contorno do primeiro modelo aplicou-se uma força de 66N em cada um dos cinco dentes. A Figura 16 mostra as condições de contorno para cada modelo.

Figura 16-Restrições nos modelos



Fonte: Autoria própria

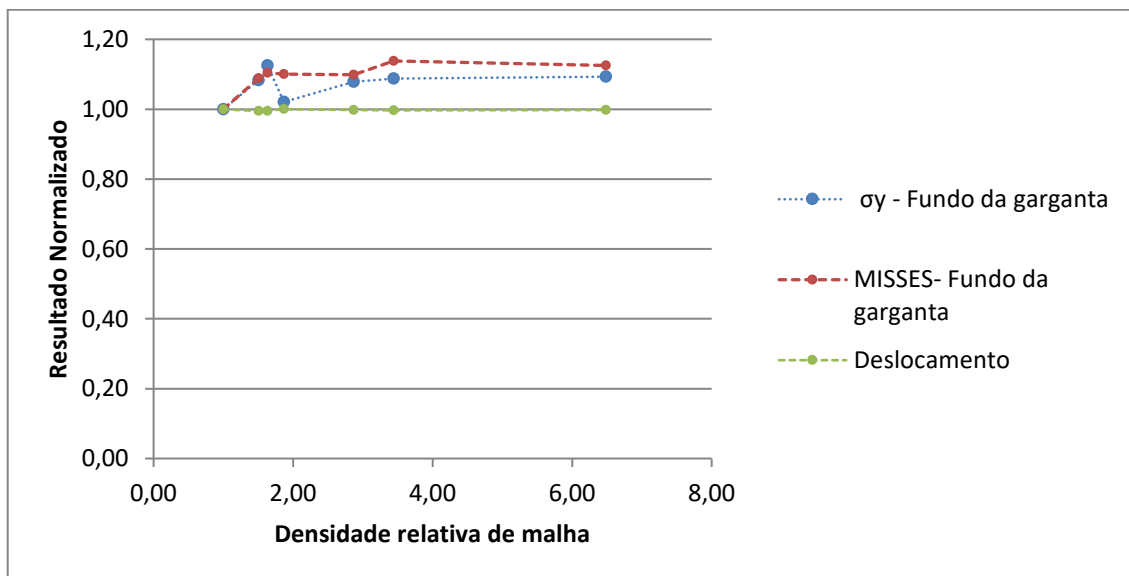
### 5.2.2 Análise de Convergência

A análise de convergência foi realizada conforme descrito no item 4.3.2 utilizando o Modelo 1, a Tabela 4 e a Figura 16 mostram a convergência dos resultados. Nesse gráfico os valores foram normalizados com relação à primeira malha feita.

Tabela 4-Análise de convergência

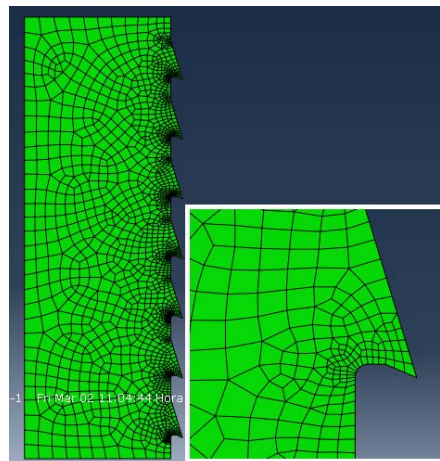
Global Size	Nº de elementos	$\sigma_y$ (Pa)	Misses (Pa)	Deslocamento (m)
0,017	<b>701</b>	1,39E+08	1,42E+08	5,24E-05
0,017	<b>1054</b>	1,51E+08	1,54E+08	5,22E-05
0,01	<b>1145</b>	1,57E+08	1,56E+08	5,21E-05
0,01	<b>1308</b>	1,42E+08	1,56E+08	5,24E-05
0,005	<b>2011</b>	1,50E+08	1,56E+08	5,23E-05
0,005	<b>2412</b>	1,51E+08	1,61E+08	5,23E-05
0,003	<b>4545</b>	1,52E+08	1,59E+08	5,23E-05

Figura 17- Gráfico de Análise de Convergência



Rapidamente se obteve a convergência dos resultados, sendo escolhida a malha com 2011 elementos. Qualquer outro modelo com um maior número de elementos não é conveniente, pois apenas exige um maior tempo de processamento sem uma melhora significativa nos resultados. A malha selecionada está representada na Figura 17, com detalhe dos elementos próximos do dente.

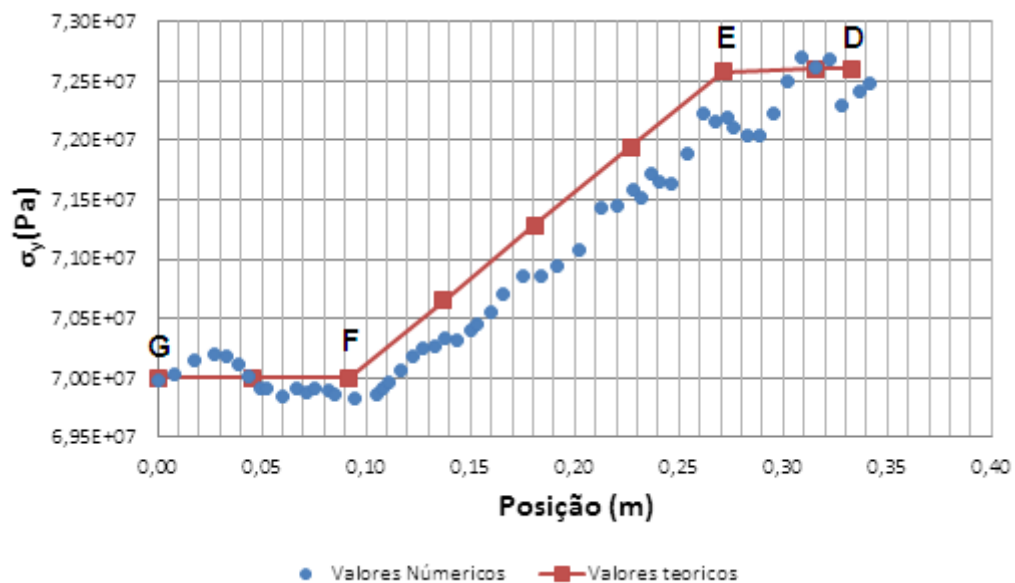
Figura 18- Malha escolhida



Fonte: Autoria própria

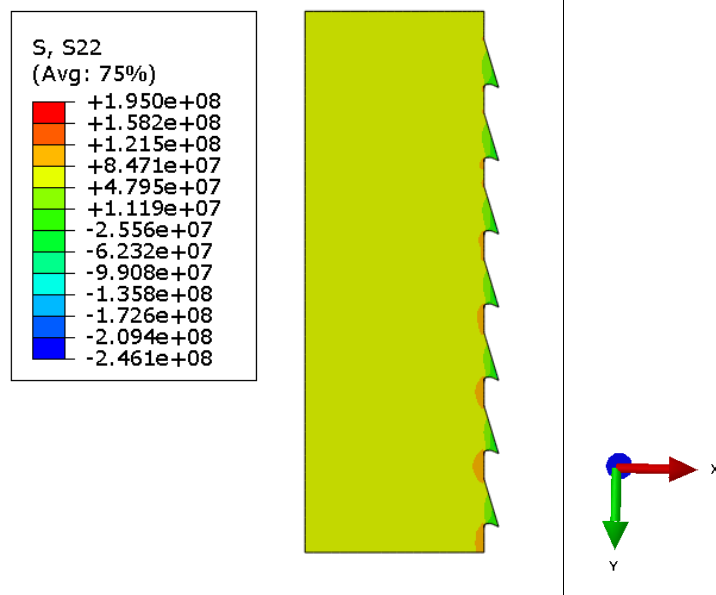
### 5.2.3 Verificação do Modelo 2

As restrições impostas no Modelo 2 buscaram representar as condições dos dentes no corte de uma peça de 225 mm de altura com cinco dentes atuando ao mesmo tempo. O objetivo desse modelo foi verificar se os resultados apresentados pelo mesmo foram condizentes com os resultados calculados. Os valores teóricos estão representados em vermelho na Figura 19, os pontos azuis representam os valores numéricos da tensão normal ( $\sigma_y$ ) no centro da serra.

Figura 19- Comparação de  $\sigma_y$  em C3 com modelo analítico

A média do erro obtido foi de  $0,4\% \pm 0,25\%$ , assim o modelo apresentou resultados excelentes quando comparados com os resultados teóricos para a região central da lâmina. Porém uma correta verificação do modelo só deve ser obtido com resultados experimentais, o que não foi realizado nesse trabalho. A Figura 20 apresenta a distribuição das tensões  $\sigma_y$ .

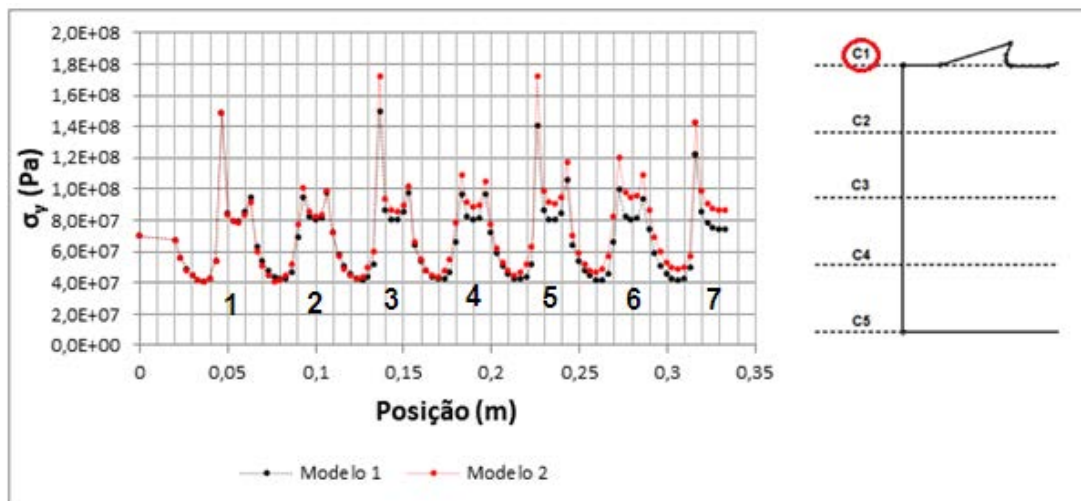
Figura 20- Resultados Modelo 2 (unidade em Pa)



#### 5.2.4 Influência de $F_p$

A Figura 21 representa o comportamento de  $\sigma_y$  no caminho C1 (linha que passa no fundo de todos os dentes).

Figura 21- Variação de  $\sigma_y$  em C1

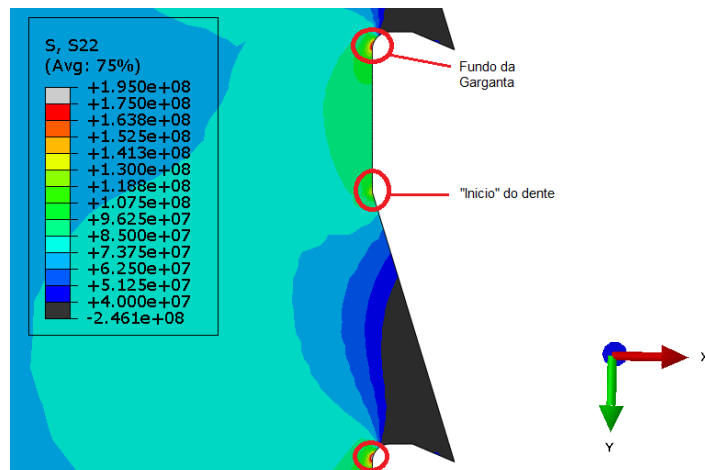


Notou-se que  $\sigma_y$  se comportou de forma periódica, onde cada onda possui dois picos. O primeiro pico de tensão se localizou no fundo da garganta do dente e o segundo, no ponto de “início” do próximo dente. A Figura 22 mostra esses pontos.

Observando apenas os primeiros picos de tensão, notou-se uma alternância de valores entre aproximadamente 140 MPa e 100 MPa (considerando Modelo 1).

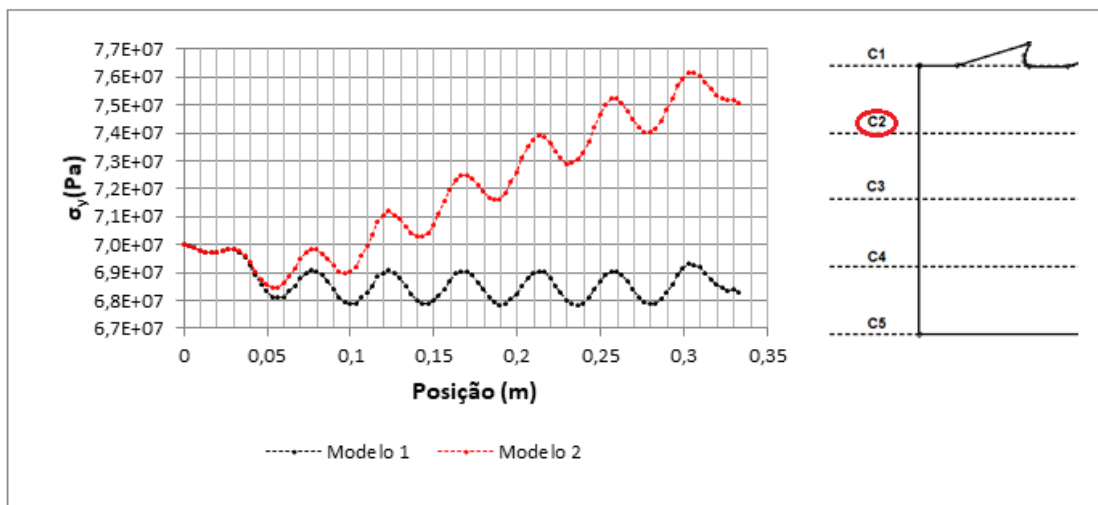
Comparando o Modelo 1 e Modelo 2, percebeu-se um aumento crescente de tensão de tração, chegando a um acréscimo de 20% no sexto dente. Porém esse acréscimo não é o suficiente para que ocorra algum dano ao material da ferramenta.

Figura 22- Pontos de pico de Tensão em C1 (unidade em Pa)



A Figura 23 mostra o gráfico de  $\sigma_y$  ao longo da lâmina no caminho C2.

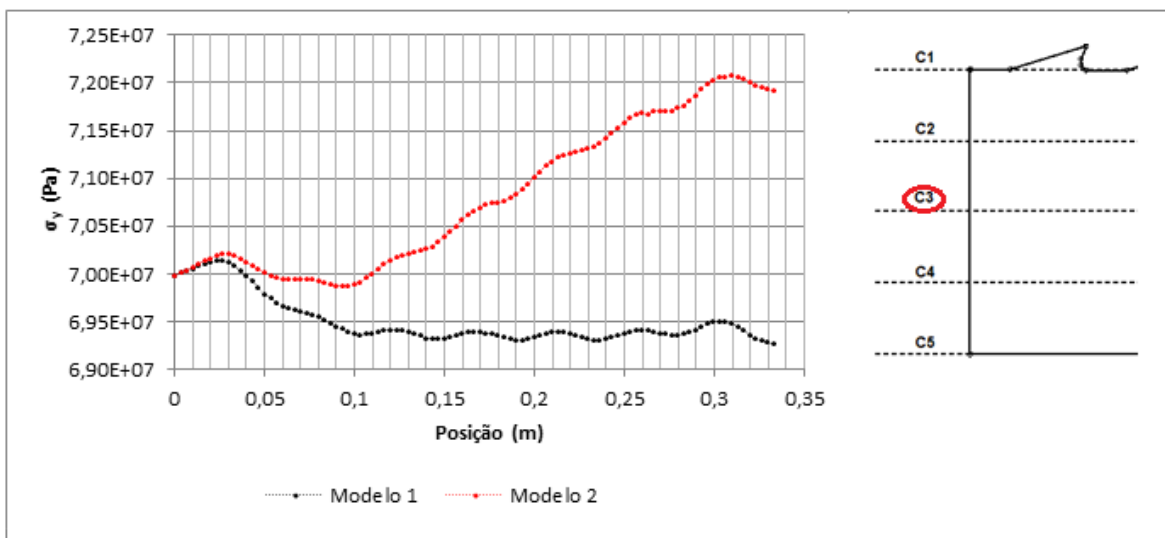
Figura 23- Variação de  $\sigma_y$  em C2



Nota-se o comportamento ondulatório da tensão, contudo sem tanta variação como em C1, isso ocorre devido a C2 estar em uma região mais afastada da garganta. Comparando os modelos, percebeu-se novamente o aumento de  $\sigma_y$  ao longo da lâmina, chegando ao acréscimo de aproximadamente 10% em relação ao Modelo 1.

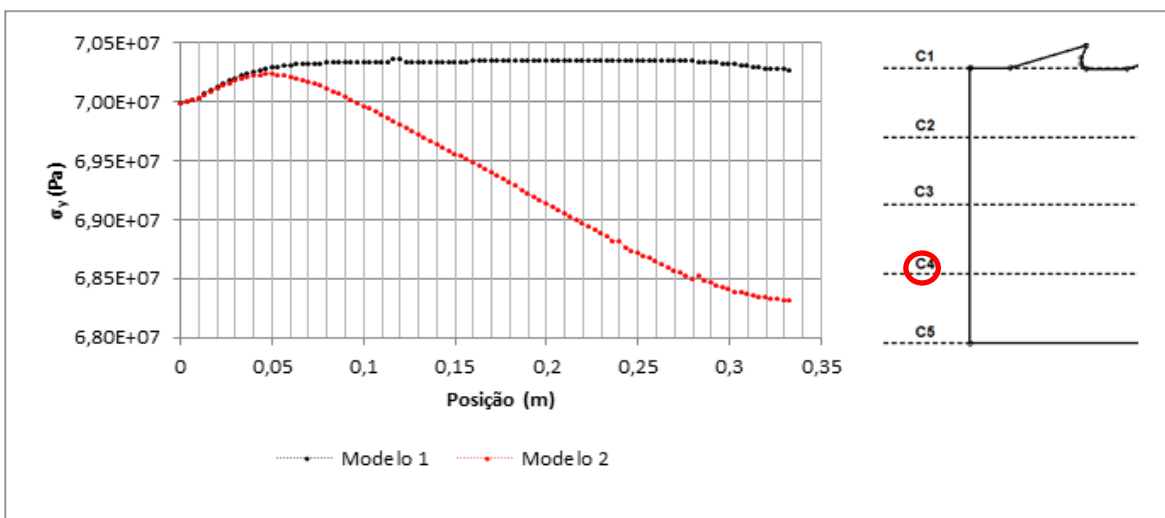
A Figura 24 mostra a variação de  $\sigma_y$  no caminho C3 do Modelo 1 e Modelo 2. Novamente houve um acréscimo de  $\sigma_y$ , contudo de modo mais linear.

Figura 24- Variação de  $\sigma_y$  em C3



A Figura 25 mostra a variação de  $\sigma_y$  em C4.

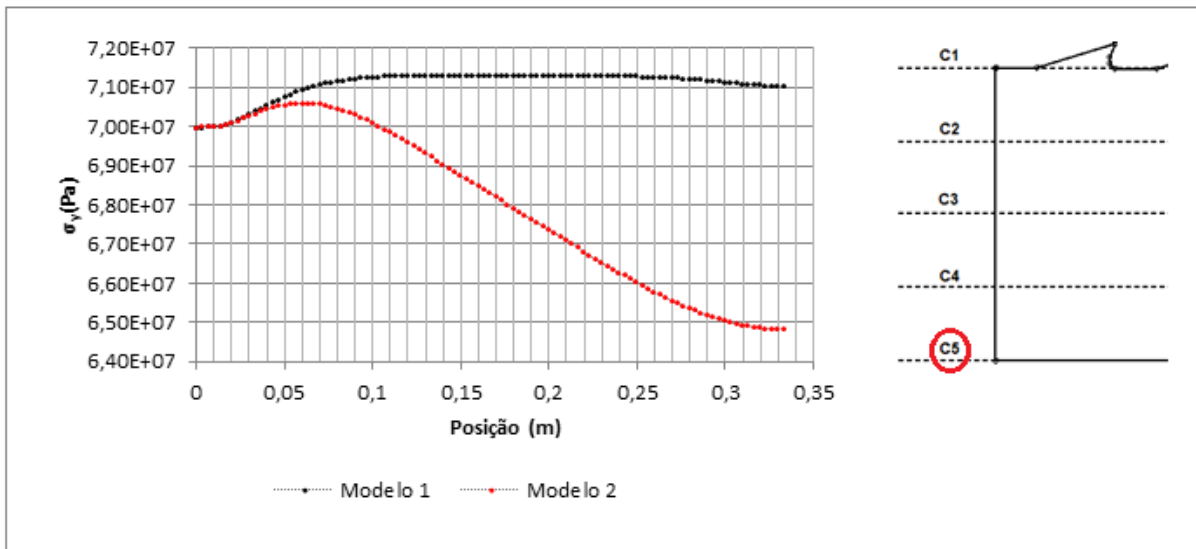
Figura 25- Variação de  $\sigma_y$  em C4



Percebe-se que ocorreu compressão nessa região da ferramenta e um decréscimo de  $\sigma_y$  até 3% do Modelo 2 em relação ao Modelo 1.

A Figura 26 exibe o gráfico de  $\sigma_y$  ao longo de C5, nele pode-se notar que novamente houve um decréscimo de  $\sigma_y$ ,

Figura 26- Variação de  $\sigma_y$  em C5



A compressão observada nos gráficos das Figuras 25 e 26 ocorrem pelo fato de que, tanto C4 como C5, se encontram entre o dorso e a linha central da ferramenta, essa compressão aparece de modo a compensar a tração sofrida pelas forças de corte.

Levando em conta apenas os dados referentes ao Modelo 1 nos gráficos das Figuras 23, 24, 25 e 26, percebe-se que, apesar desse modelo ter sofrido uma tração de 70 MPa em uma de suas extremidades, os valores de  $\sigma_y$  estiveram acima desse valor para C4 e C5 e abaixo de 70 MPa para C2 e C3.

## 5. CONCLUSÃO

Utilizando a metodologia descrita no item 4.2 foi possível chegar rapidamente a uma malha satisfatória e que pode ser utilizada tanto para o Modelo 1, como no Modelo 2.

Quando comparado com o modelo analítico de Stefanov (2012) no trecho EF, o Modelo 2 apresentou resultados muito próximos, o que o torna um modelo aceitável, contudo ainda sem confirmação experimental.

Em ambos modelos, houve uma concentração de tensões em dois pontos da ferramenta, (o fundo da garganta e o “início” do dente). Essa concentração de tensão influenciou o comportamento de  $\sigma_y$  ao longo da lamina.

O Modelo 2 apresentou valores menores que a tração média (70 MPa) nos caminhos C2 e C3 e maiores em C4 e C5. Uma hipótese para esse comportamento é que isso ocorre devido ao desequilíbrio causado pela concentração de tensões nos pontos mencionados anteriormente

Quando se analisa a influência da força paralela de corte no sobre  $\sigma_y$ , percebe-se um aumento de tensão de tração nas regiões mais próximas do dente, principalmente nos pontos de concentração de tensões e uma leve compressão no dorso da ferramenta.

Como sugestão de trabalhos futuros indica-se um estudo experimental que possa confirmar ou refutar os modelos propostos.



## 6. REFERÊNCIAS

ABAQUS. Version 4.16. [S.l.]: Dassault Systemes, 2014

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6175**: Processo Mecânicos de Usinagem. Rio de Janeiro. 1983

BRESSAN, M. F. **Efeito dos parâmetros de processo no corte do aço ABNT 8620 com serra fita de metal duro**. 2016. 15 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

DOBRÁNSZKY, J. ; MAGASDI, A. ; GINSZTLER, J. Investigation of notch sensitivity and blade breakage of bandsaw blade steels. **Trans Tech Publications**, Switzerland, v. 473-474, p.79-84, jan. 2005.

ESCHLER, A. **Stresses and vibrations in bandsaw blade**. 1982. 143 f. Dissertação (Mestrado em Ciência Aplicada) - Department of Mechanical Engineering, The University of British of Columbia, Columbia, 1982.

GEHRING JUNIOR, W. **Monitoramento da deflexão de serras de fita contínua como proposta de avaliação da qualidade de peças serradas de madeira**. 2016. 132 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2016.

GEHRING JUNIOR, W. **O desempenho do stellite como material de ferramenta no serramento da madeira**. 2011. 106 f. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia Mecânica de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

GONÇALVES, M. T. T. **Ferramentas de corte para trabalhar madeira**. Itapeva. 2016a (Apostila de Laboratório de Usinagem da Madeira).

GONÇALVES, M. T. T. **Usinagem da Madeira**. Itapeva. 2016b (Apostila de Usinagem da Madeira).

GONÇALVES, M. T. T. **Processamento da Madeira**. Bauru: Document Center Xerox - USC, 2000. 242p.

NÉRI, A. C. **Parâmetros de corte na usinagem da madeira**. 2003.154f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) - Faculdade de Engenharia Agrícola, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2003.

ROSA, E. **Análise de resistência mecânica: mecânica da fratura e fadiga**. Santa Catarina: Grante, 2002.

SILVA, R. **Método numérico, analítico e experimental: concorrentes ou complementares na engenharia?**. 2017. Disponível em:

<<http://www.esss.com.br/blog/2017/10/metodo-numeric-analitico-e-experimental-concorrentes-ou-complementares-na-engenharia/>>. Acesso em: 25 out. 2017.

STEFANOV, S. *et al.* Initial study on variable tensile stress in band-saw blade with regard to fatigue strength calculation. **Science Journal Inno: Innovation in Woodworking Industry and Engineering Desing**, Sofia, v. 2, n. 5, p.74-81, jul. 2012.

STEFANOV, S. Development of a model for the variable tensile stress in band-saw blade. **Science Journal Inno: Innovation in Woodworking Industry and Engineering Desing**, Sofia, v. 4, n. 1, p.113-122, jul. 2013.

VITAL, B.R. **Planejamento e Operações de Serraria**. Lavras: Ed. UFV. 2008. 211p.