



**VINÍCIUS SIQUEIRA DE NAZARÉ**

**ESTUDO DOS EFEITOS DAS VARIABILIDADES NA APLICAÇÃO DE  
PONTOS DE SOLDA EM UMA LONGARINA AUTOMOTIVA EM ANÁ-  
LISES DE *CRASH TEST*.**

**Lavras – MG**

**2023**

**VINÍCIUS SIQUEIRA DE NAZARÉ**

**ESTUDO DOS EFEITOS DAS VARIABILIDADES NA APLICAÇÃO DE PONTOS DE  
SOLDA EM UMA LONGARINA AUTOMOTIVA EM ANÁLISES DE *CRASH TEST*.**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

Prof. Dr. Francisco Scinocca

Orientador

**Lavras – MG**

**2023**

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

Nazaré, Vinícius Siqueira de.

Estudo dos efeitos das variabilidades na aplicação de pontos de solda em uma longarina automotiva em análises de *crash test*. / Vinícius Siqueira de Nazaré. - 2023.

46 p. : il.

Orientador(a): Francisco Scinocca.

TCC (graduação) - Universidade Federal de Lavras, 2023.  
Bibliografia.

1. Impacto frontal. 2. Variabilidades. 3. Solda ponto por resistência. I. Scinocca, Francisco. II. Título.

**VINÍCIUS SIQUEIRA DE NAZARÉ**

**ESTUDO DOS EFEITOS DAS VARIABILIDADES NA APLICAÇÃO DE PONTOS DE SOLDA EM UMA LONGARINA AUTOMOTIVA EM ANÁLISES DE *CRASH TEST*.**

**STUDY OF THE EFFECTS OF VARIABILITY IN THE APPLICATION OF WELDING POINTS ON AN AUTOMOTIVE SPARK IN CRASH TEST ANALYSIS**

Monografia apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Curso de Engenharia Mecânica, para a obtenção do título de Bacharel.

APROVADO em 05 de Dezembro de 2023.

Dr. Francisco Scinocca – UFLA

Dr. Henrique Leandro Silveira – UFLA

Dr. Fábio Lúcio Santos - UFLA

Prof. Dr. Francisco Scinocca

Orientador

**Lavras – MG**

**2023**

## AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer primeiramente a Deus por me dar forças e me abençoar com a sabedoria para chegar até este momento.

Agradeço aos meus pais, Joaquim e Rosiclei, por todo o amor, apoio e incentivo que me deram desde o início da minha jornada acadêmica.

Agradeço à minha avó, Helena e meu falecido avô por todo carinho e motivação para continuar este caminho.

Agradeço à minha esposa, Milena, por ser a minha amiga, minha parceira, minha confidente e a minha motivadora. Você me acompanhou em todos os momentos, me apoiou nas dificuldades e celebrou minhas conquistas.

Agradeço aos meus amigos de curso, Arthur, Antônio, Alan, Bernardo, Guilherme, Marcos, Oscar, Paulo, Felipe, Samuel e Hugo, por compartilharem comigo as alegrias, as angústias e os aprendizados dessa etapa em minha vida. Vocês tornaram a minha graduação mais divertida, mais leve e mais rica.

Por fim, agradeço ao meu professor orientador, Francisco Scinocca, por me orientar neste trabalho com dedicação, paciência e competência. Você foi um grande mestre, um mentor e um amigo. Você me ensinou muito mais do que o conteúdo do TCC.

## RESUMO

Este trabalho teve como objetivo realizar um estudo sobre as variabilidades da quantidade de pontos de solda e posicionamentos dos pontos de solda presentes em uma longarina automotiva, e avaliar os resultados obtidos quando ocorre um impacto frontal a uma velocidade referenciada pelo *LatinNCAP* de 64 km/h. Foi construído um modelo *CAD* da longarina baseando-se na longarina real de um Toyota Camry 2012. Na realização dos estudos, foi utilizada a ferramenta *Model Updating* do *software Ansys*, na qual realizou diversas simulações com a massa parametrizada e uma deformação de referência de 0,650 m inserida, para assim obter a massa equivalente do veículo de 550 Kg. Utilizando como referência o espaçamento real entre os pontos de solda de um veículo Toyota Corolla 2013, a quantidade de 35 pontos de solda foi calculada e, distribuídos com espaçamentos iguais pelo comprimento da longarina nas abas inferior e superior. Desta forma, as simulações foram realizadas contendo um total de 70 pontos de solda com um *range* de 66 a 74, estudando assim o efeito da variabilidade na quantidade dos pontos de solda. Os resultados obtidos foram analisados e não foi identificado uma característica ou tendência, demonstrando um caráter aleatório, apresentando deformações que variam de -2,44% a 6,76% quando se comparada com a deformação de referência. Para estudar o efeito da variabilidade no posicionamento dos pontos de solda, a estrutura que contém 70 pontos de solda foi utilizada e a variabilidade foi inserida no eixo Y como entradas no sistema, permitindo que os pontos de solda deslocassem em  $\pm 2$  mm. Utilizando-se da construção do *DoE*, os pontos de solda tiveram seus deslocamentos gerados entre 8 mm a 12 mm e, o método LHS (*latin hypercube sampling*) foi utilizado para calcular as deformações para cada variação de entrada. Como resultado, também não foi possível identificar uma característica ou tendência, demonstrando um caráter aleatório, apresentando deformações que variam de -0,83% a 6,33% quando se comparado com a deformação de referência. Com estes estudos, ficou evidenciado que as variabilidades na quantidade e posicionamento dos pontos de solda influenciam no comportamento da deformação da longarina.

**Palavras-chave:** Simulações. Impacto frontal. Incertezas em pontos de solda. Efeitos das incertezas. Solda ponto por resistência.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Configuração de estrutura automotiva.....	13
Figura 2 - Processos de fabricação .....	13
Figura 3 - Ciclo da Solda Ponto por Resistência.....	14
Figura 4 - Comparação entre um <i>crash test</i> real e simulado. ....	17
Figura 5 - Representação dos locais de maior impacto no veículo. ....	18
Figura 6 - Fluxograma das etapas realizadas.....	22
Figura 7 - Toyota Camry 2012. ....	23
Figura 8 - CAD Longarina e parede.....	23
Figura 9 - Dimensional da longarina .....	24
Figura 10 - Modelo da simulação. ....	25
Figura 11 - Caminho para inserir os pontos de solda. ....	27
Figura 12 - Espaçamento entre os pontos de solda da longarina do veículo Toyota Corolla 2013. ....	27
Figura 13 - Distribuição dos pontos de solda. ....	28
Figura 14 - Configuração da divisão dos pontos de solda.....	29
Figura 15 - Convergência de malha.....	31
Figura 16 - Elementos de malha da estrutura. ....	32
Figura 17 - Resultado após tempo de colisão. ....	33
Figura 18 - Deformação x N° de pontos de solda. ....	34
Figura 19 - Gráfico do somatório das energias. ....	34
Figura 20 - Energia total x N° de pontos de solda.....	35
Figura 21 - Distribuição de probabilidade dos pontos de solda. ....	37
Figura 22 - Distribuição dos resultados das simulações para a deformação. ....	40
Figura 23 - Distribuição de probabilidade para a deformação da longarina. ....	40

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades do aço estrutural padrão não linear.....	24
Tabela 2 - Coeficiente de atrito estático e dinâmico da longarina - chapa.....	26
Tabela 3 - Coeficientes de atrito estático e dinâmico para o modelo longarina - parede.....	26
Tabela 4 - N°. de pontos de solda e deformação .....	33
Tabela 5 - N°. de pontos de solda e energia total .....	35
Tabela 6 - Valores limites para o posicionamento dos pontos de solda.....	36
Tabela 7 – Valores do posicionamento para cada grupo de pontos de solda .....	38
Tabela 8 – Resultados de deformação obtidos para cada simulação.....	39

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>10</b>
<b>1.1. Objetivo Geral.....</b>	<b>11</b>
<b>1.2. Objetivos Específicos .....</b>	<b>11</b>
<b>2. REFERENCIAL TEÓRICO .....</b>	<b>12</b>
<b>2.1. Carroceria Automotiva .....</b>	<b>12</b>
<b>2.2. Solda Ponto por Resistência.....</b>	<b>13</b>
<b>2.3. Longarina Automotiva .....</b>	<b>15</b>
<b>2.4. <i>Crash Test</i>.....</b>	<b>15</b>
<b>2.5. Simulações via Método dos Elementos Finitos.....</b>	<b>16</b>
<b>2.6. Incertezas em componentes estruturais .....</b>	<b>19</b>
<b>2.7. Método dos Elementos Finitos Estocástico .....</b>	<b>20</b>
<b>3. METODOLOGIA.....</b>	<b>22</b>
<b>3.1. Modelo <i>CAD</i> da longarina.....</b>	<b>22</b>
<b>3.2. Definição das propriedades.....</b>	<b>24</b>
<b>3.3. <i>Crash Test</i>.....</b>	<b>25</b>
<b>3.4. Contato.....</b>	<b>26</b>
<b>3.5. Quantidade de pontos de solda .....</b>	<b>26</b>
<b>3.6. Posicionamento dos pontos de solda.....</b>	<b>28</b>
<b>3.7. Análise dos Resultados .....</b>	<b>30</b>
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>	<b>31</b>
<b>4.1. Variação na quantidade de pontos de solda .....</b>	<b>32</b>
<b>4.2. Variação no posicionamento dos pontos de solda .....</b>	<b>36</b>
<b>5. CONCLUSÕES.....</b>	<b>41</b>
<b>6. REFERÊNCIAS .....</b>	<b>42</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A indústria automobilística tem passado por contínuas mudanças para conseguir oferecer um produto final competitivo e atraente no mercado. Capacidade de fabricação, economia de combustível, desempenho, *design* atrativo e tecnologia, tudo isto se tornaram considerações importantes no projeto de veículos. Para isto, diversos materiais são estudados garantindo assim as melhorias e, na maior parte dos estudos, o ponto mais importante se dá na junção destes materiais.

Existem várias formas de se realizar o processo de soldagem, variando de acordo com a necessidade. Na indústria automotiva, a maior parte das junções dos materiais metálicos é realizada por meio do processo de solda ponto por resistência, colocando-as em contato, aquecendo as superfícies de modo a levá-las a um estado de fusão ou de plasticidade.

Este processo é ideal para realizar a união de componentes de mesmo material por apresentar baixo custo e fácil aplicabilidade. Os pontos de solda estão presentes em toda a estrutura dos automóveis, contendo uma média de 4500 a 5000 em cada veículo que sai da linha de produção e vai para o mercado. No Brasil, segundo a ANFAVEA (2021), a produção até o mês de setembro ultrapassou 1,4 milhões de automóveis, o que dá uma aproximação de 6,5 bilhões de pontos de soldas. Isto somente demonstra a importância do processo de soldagem a ponto na montagem de toda a carroceria dos automóveis.

Como o objetivo da soldagem é unir materiais de mesma espécie, garantindo que a estrutura atenda aos requisitos de funcionalidade, confiabilidade e segurança, os efeitos das incertezas devido a variabilidade intrínseca do processo de fabricação, pode comprometer a confiabilidade e performance dessas uniões soldadas, que possuem grande relevância estrutural, evidenciando a necessidade de quantificar os seus efeitos no produto final.

A segurança de um veículo está diretamente ligada à uma boa construção da carroceria, na qual tem um papel fundamental de absorver energia em uma colisão e manter os ocupantes seguros. Para estudar as variabilidades, simulações são constantemente realizadas na indústria, implementando incertezas para extrair o máximo de desempenho nas estruturas, realizando otimizando, reduzindo o custo e tempo de desenvolvimento.

Utilizando do Método de Elementos Finitos (MEF), é possível realizar estudos complexos em que a física é representada fielmente. Neste trabalho, o MEF permite a realização de simulações de *crash tests*, simulando situações adversas que podem acontecer durante um processo de projeto e fabricação de uma longarina automotiva contendo pontos de solda.

### **1.1. Objetivo Geral**

Este trabalho tem como objetivo geral analisar os efeitos da variabilidade da quantidade e posicionamento dos pontos de solda de uma longarina automotiva.

### **1.2. Objetivos Específicos**

- Criar um modelo de uma longarina automotiva simplificada
- Criar modelos probabilísticos para analisar a variabilidade dos pontos de solda da longarina automotiva utilizando
- Quantificar o efeito das incertezas na sua deformação.

## 2. REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1. Carroceria Automotiva

A carroceria automotiva é uma das partes mais importantes de um veículo, sendo responsável pela segurança, desempenho e também por suportar cargas estáticas e dinâmicas. No início, as carrocerias eram construídas utilizando como materiais a madeira e o metal. Com a produção em massa, os fabricantes começaram a utilizar técnicas que permitiam o uso de aço, eliminando a necessidade de utilizar a madeira (CROLLA, 2009).

Ao longo das décadas, as estruturas automotivas passaram por uma evolução contínua. A tecnologia e os materiais utilizados foram aprimorados para melhorar o desempenho, a segurança, a eficiência dos veículos e principalmente, manter a qualidade de todo o conjunto. Uma das principais inovações foi a introdução da estrutura monobloco, que permitiu a construção de carros mais leves e aerodinâmicos, com maior resistência mecânica e rigidez estrutural (LACERDA, 2015).

A evolução das estruturas automotivas tem sido impulsionada pela demanda dos consumidores por veículos mais seguros, eficientes e confortáveis. Essas mudanças na tecnologia de estruturas automotivas continuam a ocorrer até hoje, com os fabricantes de automóveis procurando constantemente novas maneiras de melhorar a segurança e o desempenho de seus veículos. A configuração *unibody* é uma das configurações mais utilizadas atualmente em veículos de passeios. Neste tipo de estrutura, o *underbody* é unido ao restante do chassi, permitindo uma redução de peso, maior eficiência energética, melhor distribuição de carga e uma maior capacidade de absorção de impactos em colisões (BARTON; FIELDHOUSE, 2018).

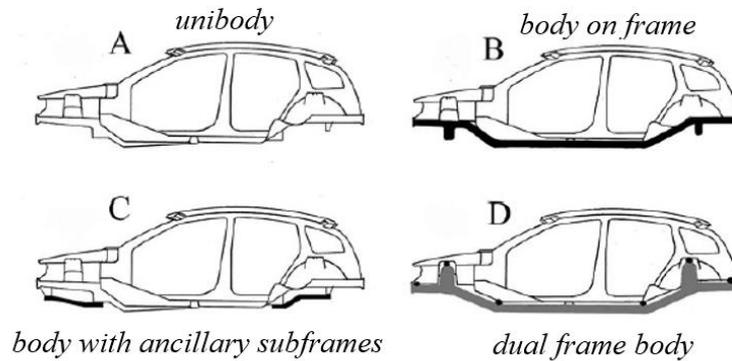
Já a configuração *body on frame* é mais comum em veículos utilitários, como caminhões e SUVs. Nesse tipo de estrutura, a parte superior do veículo é conectada à parte inferior por meio de parafusos, o que proporciona maior resistência e durabilidade em ambientes *off-road* ou em situações de carga pesada (MORELLO, 2011).

Outra configuração é a *body with ancillary subframes*, na qual os sistemas de suspensão e transmissão são montados em partes modulares do *frame*, tornando a estrutura mais versátil e permitindo uma melhor distribuição de carga (MORELLO, 2011).

Por fim, a estrutura de *dual frame* é uma das configurações mais seguras, pois permite que o chassi seja separado do resto da estrutura e conectado por meio de buchas amortecedoras. Isso permite uma melhor absorção de impactos em caso de colisão e uma maior estabilidade em curvas e em alta velocidade (MORELLO, 2011).

A Figura 1 ilustra os tipos de configurações automotivas.

Figura 1 - Configuração de estrutura automotiva.

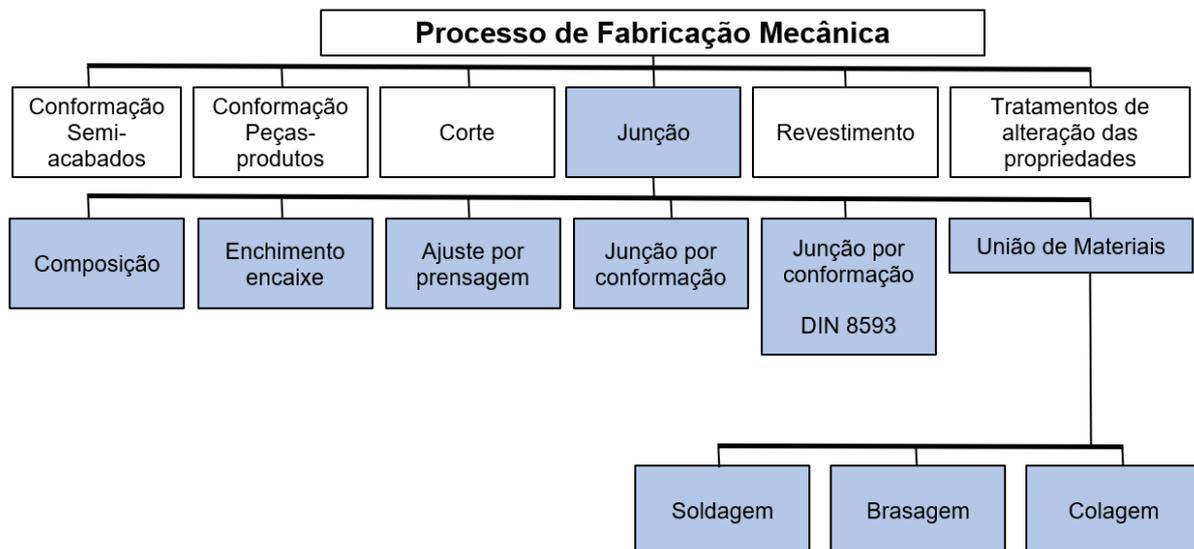


Fonte: Adaptado de Morello (2011)

## 2.2. Solda Ponto por Resistência

Durante o processo de construção de um veículo, sua carroceria passa por vários processos, subdivididos por Ramos (2006) em estamparia, armação de carroceria, pintura e montagem final. Neste processo de construção, as junções são classificadas a partir dos processos existentes conforme apresentado na Figura 2.

Figura 2 - Processos de fabricação



Fonte: Adaptado de Ramos (2006)

O processo de junção abrange todos os processos que estão relacionados à montagem da carroceria do veículo. Dentro desta atividade, está o processo de união dos materiais, que devido a sua variedade, tem-se uma grande complexidade envolvida e por isto, vários tipos de

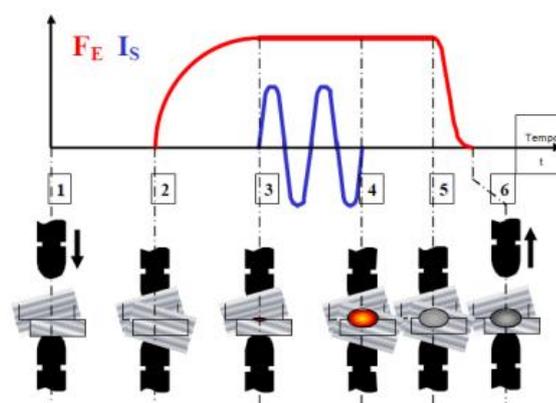
técnicas são utilizados, como a solda *laser*, o uso de adesivos, solda frio, solda MIG/MAG e, principalmente, a solda ponto (RAMOS, 2006).

Apesar do grande aumento do uso de outras técnicas de soldagem em carrocerias automotivas, a solda ponto por resistência continua sendo a tecnologia principal empregada no processo de união dos materiais, por permitir uma alta produtividade e uma boa qualidade (BORBA, 2018).

Na Figura 3 apresentando o ciclo da solda ponto por resistência, tendo a pressão aplicada nos eletrodos ( $F_E$ ) e a corrente de soldagem ( $I_S$ ). A união entre duas ou mais chapas metálicas se dá pela resistência ao fluxo de corrente elétrica formada pelas peças quando são pressionadas pelos eletrodos, tendo seu tempo de soldagem concluído após 6 etapas. Na primeira etapa, os eletrodos são posicionados para iniciar o processo, pressionando as chapas. Na etapa 2, com o espaçamento entre as chapas sendo inexistente, o controle da resistência elétrica na face das chapas é realizado. Na etapa 3, a pressão dos eletrodos é mantida e a corrente elétrica necessária é liberada, formando um pequeno ponto de solda. Com o ponto de solda já formado, na etapa 4 a corrente é desligada, mas os eletrodos são mantidos sob pressão até que o ponto de solda se solidifique. Após isto, na etapa 5 a pressão aplicada sobre os eletrodos é cessada e por fim na etapa 6, os eletrodos são afastados, revelando o ponto de solda (BRANCO, 2004).

O ciclo se repete até todos os pontos de solda na carroceria de um automóvel estejam presentes.

Figura 3 - Ciclo da Solda Ponto por Resistência.



Fonte: Branco (2004)

Além da pressão aplicada nos eletrodos e a corrente necessária, outros parâmetros para desenvolver o ponto da solda também são extremamente importantes, influenciando diretamente no diâmetro do ponto de solda (QUEIROZ, 2000).

### 2.3. Longarina Automotiva

A carroceria automotiva deve conciliar a alta energia absorvida durante uma colisão via deformação e distribuí-la entre os componentes destinados para este fim, mantendo uma deformação controlada afim de manter a segurança dos ocupantes, seguindo a equação 1 (LOTHAR, 2007).

$$SEA = \frac{EA}{M} \quad (1)$$

no qual SEA é a energia específica, EA é a energia total absorvida e M é a massa da estrutura.

A longarina automotiva se destaca na estrutura de um veículo por ser responsável por suportar todo o peso do veículo e transmitir as cargas para a suspensão. Além disto, ela também é responsável por garantir a segurança dos passageiros e a durabilidade do veículo, sendo capazes de suportar altas cargas internas e externas, como vibrações, impactos e variações de temperatura. Outro ponto importante é que a longarina é utilizada como referência para a montagens de outros componentes do chassi, como motor e a própria suspensão (BOSCH, 2017).

As longarinas são elementos cruciais na estrutura do chassi de um veículo, já que além de suportarem o peso da carroceria e transferirem as cargas para a suspensão, também conferem rigidez torcional e flexional à estrutura. Essa rigidez é necessária para evitar a torção da carroceria em relação ao seu eixo longitudinal, o que pode prejudicar a estabilidade e a segurança do veículo (OLIVEIRA, 2012).

Constituído por várias peças e componentes que trabalham em conjunto para garantir a sua integridade e segurança dos passageiros, a longarina é responsável por absorver a maior parte da energia gerada em uma colisão frontal, absorvendo aproximadamente 50% da energia gerada no impacto, minimizando os danos causados ao veículo e assim, garantindo a segurança dos passageiros (LOTHAR, 2007).

### 2.4. *Crash Test*

Visando avaliar e certificar o desempenho de impacto, características dinâmicas e a segurança dos ocupantes, o teste de colisão ou *crash test* é a alternativa mais utilizada pela indústria atualmente. Um dos objetivos é analisar a deformação plástica na região de impacto e assim avaliar o espaço necessário para a proteção e segurança dos passageiros (DU BOIS, 2004).

O *crash test* pode ser realizado de várias formas, tentando sempre simular situações que podem ocorrer durante um percurso ou trajeto. Uma delas é o impacto do veículo em uma estrutura de barreira rígida ou concreto, no qual o veículo colide frontalmente. Como a parte frontal é a responsável pela absorção da maior parte da energia, a longarina acaba se tornando uma estrutura extremamente delicada, sendo influenciada pela massa do veículo, velocidade e até os materiais que a compõem (ATAHAN, 2010).

O Latin NCAP é o Programa de Avaliação de Carros Novos para América Latina e o Caribe, informando aos consumidores de forma transparente os resultados de segurança obtidos pelos carros. Utilizando métodos internacionalmente reconhecidos, o Latin NCAP qualifica os resultados pontuando de 0 a 5 estrelas para ocupantes adultos e crianças (LatinNCAP, 2023).

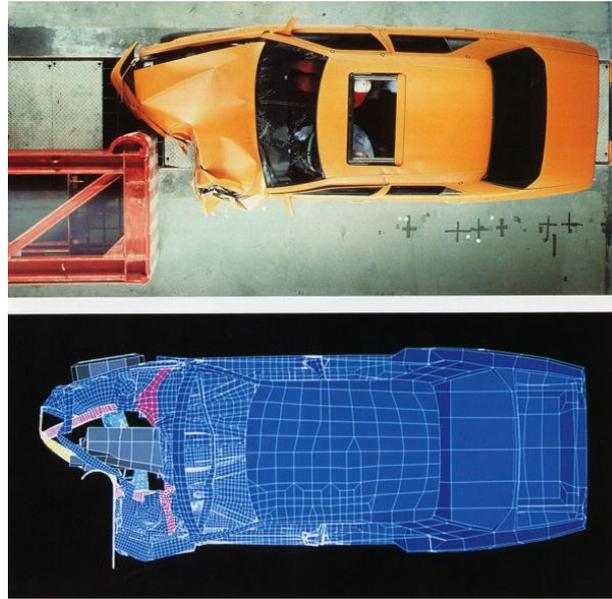
Começado como uma iniciativa em 2010 e se tornando em 2014 uma associação, o Latin NCAP desempenha um papel crucial, evidenciando falhas de projetos em carrocerias automotivas e fazendo com que as montadoras mudem seus projetos para se aperfeiçoarem no quesito segurança (LatinNCAP, 2023).

Contudo, este teste ao ser realizado tem um desafio muito grande, os custos envolvidos. Como resultado, métodos mais econômicos, precisos e inovadores surgiram como alternativa para analisar o comportamento de colisão de um veículo e a segurança envolvida. A utilização de métodos computacionais numéricos se tornou atraente e o uso de Análise de Elementos Finitos alavancou a utilização dos métodos computacionais para *crash tests* (ATAHAN, 2010).

## **2.5. Simulações via Método dos Elementos Finitos**

A necessidade de se obter dados para a realização de estudos complexos, deixa claro que o método de elementos finitos (MEF) é uma abordagem extremamente interessante. Amplamente utilizada na indústria para substituir os testes tradicionais, o método evita o alto custo na realização de vários *crash tests* reais para se obter resultados iguais ou próximos, conforme ilustrado na Figura 4.

Figura 4 - Comparação entre um *crash test* real e simulado.



Fonte: *Cray Research Inc* (2022)

A análise dos resultados pode ser realizada e classificada de acordo com a sua dependência do tempo, se é estática ou dinâmica, linear ou não linear. (MARINHO, 2014).

Os problemas não lineares podem aparecer devido a comportamentos de não-linearidade do material, geometria e contato. O comportamento não linear do material está relacionado às variações de suas propriedades quando sua relação de tensão e deformação não são mais proporcionais (ZIENKIEWICZ, 2005).

Quando existe uma não linearidade geométrica, significa que a deformação sofrida pelo componente é tão alta que a distribuição e orientação dos carregamentos aplicados são alteradas fazendo com que a equação de equilíbrio já não seja mais satisfeita. Por fim, quando há a presença da força de contato ou presença das forças de atrito, fazendo com que a área de contato varie ou que haja deslizamento entre as partes, gerando uma não linearidade de contato, sendo representados pela equação 2 (COOK, 2002).

$$\{F\} = [K(X)] * \{U\} \quad (2)$$

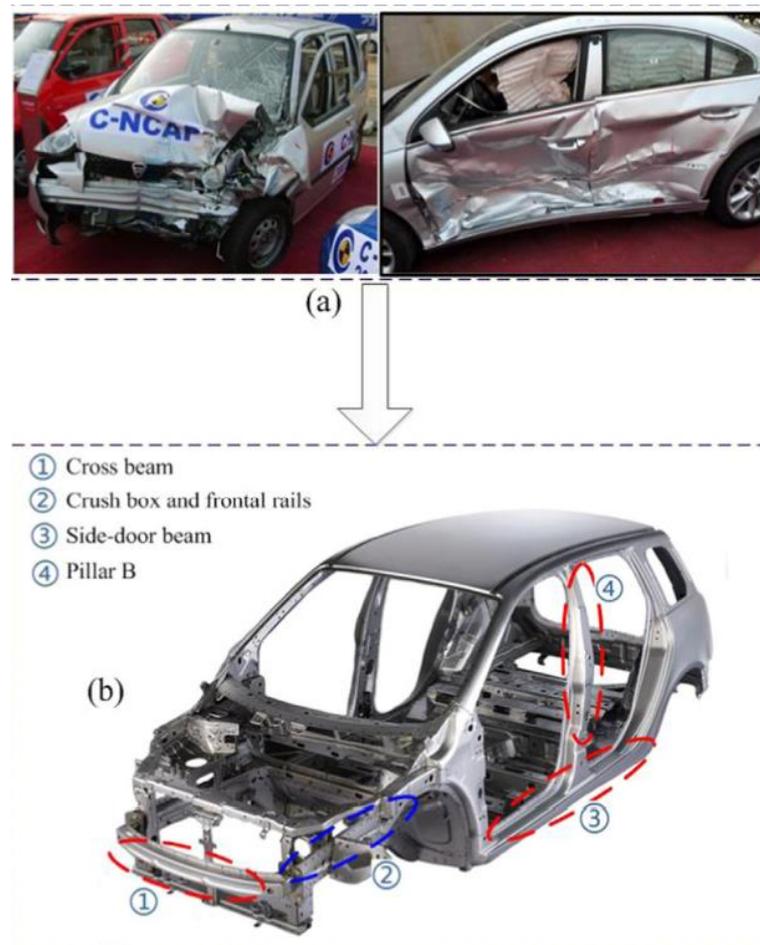
Para problemas dinâmicos, tem-se a equação 3:

$$[M(x)]\{\ddot{x}\} + [C(x)]\{\dot{x}\} + [K(x)]\{x\} = \{f\} \quad (3)$$

Em acidentes de trânsito, as colisões frontais e laterais são as mais comuns de ocorrerem e envolvem vários componentes estruturais de um veículo como o *Cross Beam*, *Crush box* ou

*frontal rails*, *Side door beam* e *Pillar B*, conforme Figura 5. Devido a isto, estudos e investimentos são realizados no *Cross Beam* e *Crush box* ou *Frontal rails*, realizando simulações de forma sistemática para garantir que a deformação destes componentes que garanta a segurança dos ocupantes abordo do veículo (SUN et al., 2019).

Figura 5 - Representação dos locais de maior impacto no veículo.



Fonte: G. Sun et al (2019)

Devido à complexidade de representar essas estruturas pelo método MEF, algumas simplificações são realizadas para que o tempo de processamento seja menor. Na longarina automotiva, as simplificações mais comuns e utilizadas são as de duplo chapéu e chapéu único, no qual apresentam vários pontos de soldas que são responsáveis por suportar e transferir as cargas ao longo da estrutura em cenários de carregamento estático e dinâmico. Outro fator que afeta a distribuição da carga é a forma com que estes pontos de solda estão distribuídos ao longo da estrutura e a quantidade de pontos presentes (LEI et al., 2021).

Com essas simplificações, o *software* realiza então cálculos utilizando equações diferenciais parciais (EDPs) 4, 5 e 6 que expressam a variação da quantidade de movimento do momento relacionado ao tensor de tensões (ANSYS, 2016).

$$\rho \ddot{x} = f_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \quad (4)$$

$$\rho \ddot{y} = f_y + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \quad (5)$$

$$\rho \ddot{z} = f_z + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (6)$$

no qual:

$\rho$  é a densidade do material

$\sigma_{ij}$  é o componente do tensor de tensões

$f_i$  são os componentes das forças de corpo

A aceleração nodal é calculada a partir da equação 7:

$$\ddot{x}_i = \frac{F_i}{m} + b_i \quad (7)$$

no qual:

$\ddot{x}_i$  são os componentes da aceleração nodal

$F_i$  são as forças atuantes nos pontos nodais

$b_i$  são os componentes da aceleração do corpo

$m$  é a massa atribuída ao nó

As velocidades são então calculadas pela equação 8:

$$\dot{x}_i^{n+\frac{1}{2}} = \dot{x}_i^{n-\frac{1}{2}} + \ddot{x}_i^n \Delta t^n \quad (8)$$

Por fim, a posição é calculada pela equação 9:

$$x_i^{n+1} = x_i^n + \dot{x}_i^{n+\frac{1}{2}} \Delta t + \frac{1}{2} \ddot{x}_i^n \Delta t^2 \quad (9)$$

## 2.6. Incertezas em componentes estruturais

As incertezas estão presentes em qualquer projeto de engenharia. Em componentes estruturais não é diferente, estando associadas a propriedades do material, dimensões geométricas, condições de contorno, cargas aplicadas e características do ambiente. A presença dessas

incertezas eleva o risco de terem um comportamento aleatório e inesperado gerando um impacto significativo na resposta dinâmica da estrutura (ZHANG, 2019).

Grande parte dessas incertezas podem ser trabalhadas utilizando técnicas probabilísticas, permitindo quantificar e associar cada incerteza a uma variável de entrada do problema. As técnicas mais comumente utilizadas são: análise de sensibilidade, teoria de resposta estocástica, teoria da confiabilidade, análise de elementos finitos estocásticos e métodos de Monte Carlo (AITHARAJU; SINGH, 2016).

As incertezas podem ser representadas através de variações aleatórias e, uma das formas de construir um modelo estocástico para estas incertezas com limites definidos é utilizando o princípio da máxima entropia, no qual considera que, tendo informações parciais sobre uma variável aleatória, a escolha da distribuição de probabilidade deve ser aquela que maximiza a incerteza associada, ou seja, aquela que maximiza a entropia conforme equação 10 (DUTRA, 2022).

Este princípio pode ser descrito por:

$$pv^{(opt)} = \arg \max_{pv \in \mathfrak{B}} S(pv) \quad (10)$$

no qual  $pv^{(opt)}$  é a distribuição de probabilidade ótima, sendo:

$$S(pv^{(opt)}) > S(pv), \forall pv \in \mathfrak{B} \quad (11)$$

no qual S é a quantidade de entropia, definida como:

$$S(pv) = - \int_{\mathfrak{B}} pv \ln(pv) dv \quad (12)$$

Desta forma, a distribuição que maximiza a entropia é uma distribuição uniforme.

## 2.7. Método dos Elementos Finitos Estocástico

O método dos elementos finitos comumente utilizado para análises estruturais normalmente não levam em considerações as variabilidades presentes nos problemas, gerando uma divergência dos resultados reais. Com isto, o método dos elementos finitos estocástico (*SFEM*) surge como uma técnica que permite a análise de incertezas em problemas que utilizam de variabilidades, modelando sistemas complexos e não-lineares. O método se baseia na solução

de vários problemas determinísticos, onde as variáveis incertas são modeladas como variáveis aleatórias ou funções de distribuição de probabilidade (GHANEM; SPANOS, 1991).

Com o avanço da tecnologia, vários métodos foram estudados para contribuir na abordagem estatística de modelos mais complexos. O método de Monte Carlo se destaca e é amplamente utilizado para soluções de problemas baseados em amostragem estatística complexa, utilizando amostragens aleatórias para os parâmetros de entrada definidos como incertos. Executando diversas simulações do modelo determinístico e utilizando variações probabilísticas dos parâmetros de entrada, o método consegue obter resultados correspondentes para cada ponto simulado, compondo um conjunto de respostas daquele fenômeno analisado, permitindo assim obter informações da função de probabilidade da resposta do sistema (LIU; BELYTSCHKO; MANI, 1985).

No entanto o método de Monte Carlo requer uma grande quantidade de pontos de amostragem para que os resultados se tornem mais confiáveis, elevando o tempo de simulação quando o mesmo é associado ao *SMEF* em simulações (RAJABI et al., 2014).

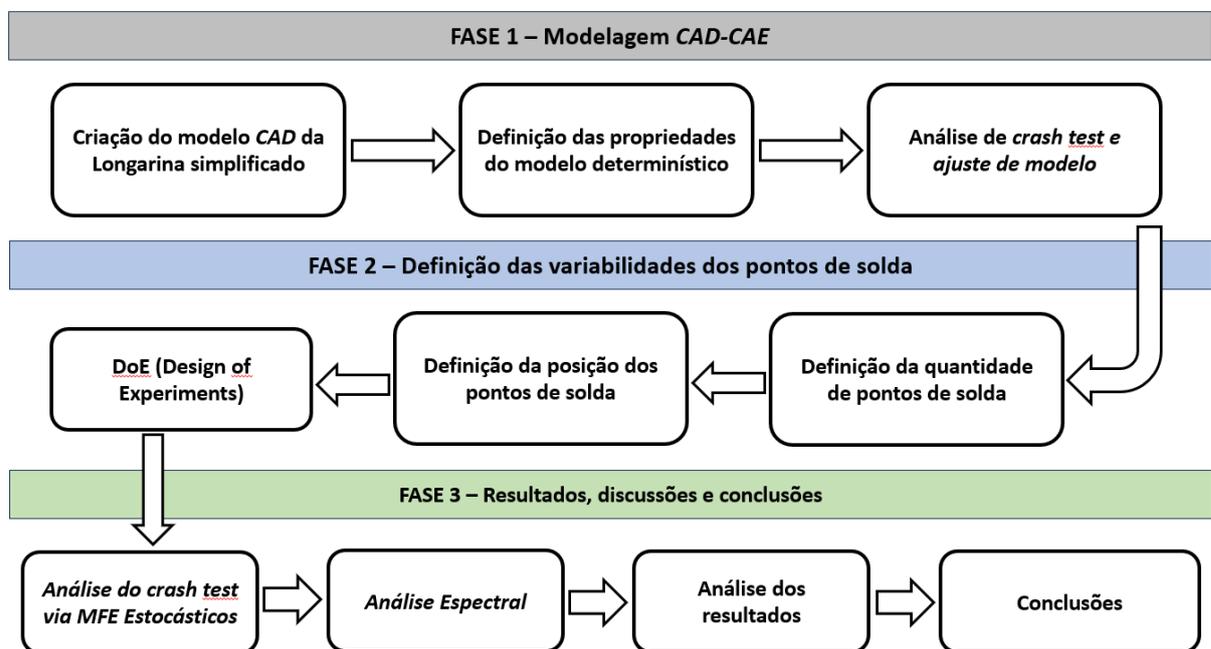
O método de amostragem por hipercubo latino (*LHS*) é uma outra forma de analisar problemas que envolvem estatística, necessitando de uma quantidade menor de amostras e assim um menor tempo de simulação. O método simula as variabilidades dos parâmetros inúmeras vezes para obter uma representatividade do sistema, permitindo a avaliação das incertezas, otimização e confiabilidade (PAPADOPOULOS; GIOVANIS, 2018).

Com os resultados gerados, pode-se utilizar a ferramenta de superfície de resposta para uma melhor visualização e avaliação dos resultados. Essa ferramenta correlaciona as entradas com as respostas do sistema, gerando previsões de pontos que não foram simulados (PAPADOPOULOS; GIOVANIS, 2018).

### 3. METODOLOGIA

Na Figura 6 é apresentado o fluxograma dos processos desenvolvidos para a realização deste trabalho, no qual passa por 3 fases. A primeira fase aborda a modelagem via *CAD-CAE* da longarina e as definições de parâmetros para a realização da simulação de *crash test*. Na fase 2 tem-se as definições das variabilidades dos pontos de solda, sendo realizadas nesta fase várias simulações para se obter os resultados. Por fim, a fase 3 utiliza os resultados das fases 1 e 2, afim de obter a influência das incertezas adotadas neste estudo.

Figura 6 - Fluxograma das etapas realizadas.



Fonte: Autor (2023)

#### 3.1. Modelo CAD da longarina

A geometria projetada para este trabalho foi baseada no modelo real da longarina do Toyota Camry 2012, um sedan de 5 lugares conforme ilustrado na Figura 7, contendo simplificações para otimizar o processo de simulação e evitar um tempo de processamento elevado. A modelagem real da longarina está disponibilizada na plataforma *Collision Safety and Analysis* (CCSA, 2012).

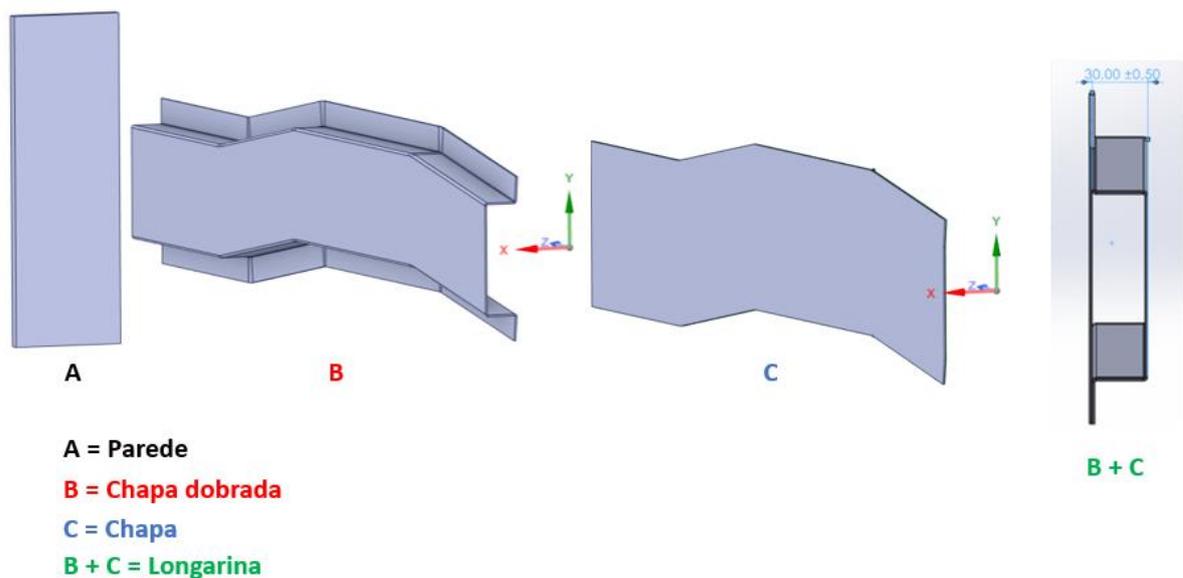
Figura 7 - Toyota Camry 2012.



Fonte: CCSA (2012)

O modelo simplificado conforme Figuras 8 e 9, contém uma parede reduzida, de dimensões 1000 mm x 300 mm e, para a longarina, representada na região 2 da Figura 5, foi realizada a utilização de apenas uma das duas estruturas existentes, contendo um dimensional de aproximadamente 905 mm de comprimento e 103 mm de altura. A longarina contém uma aba superior e uma aba inferior que percorre todo o seu comprimento e apresenta uma altura de 30 mm. Para a espessura, foi adotado o valor comercial de 1,5 mm.

Figura 8 - CAD Longarina e parede.



Fonte: Autor (2023)

Figura 9 - Dimensional da longarina



Fonte: Autor (2023)

### 3.2. Definição das propriedades

Ao realizar uma simulação via MEF, é essencial que o tipo de análise a ser feito seja adequado, uma vez que a escolha errada levará a um resultado incorreto. Neste trabalho, por se tratar de uma simulação onde o tempo é um fator importante, o método utilizado foi o de *Explicit Dynamic*, que é um método de integração utilizado em simulações dinâmicas altamente não lineares na qual a velocidade interfere no resultado final da análise.

Após escolher o método, o material foi escolhido baseando-se na biblioteca do *software* e em dados obtidos na literatura. Por se tratar de um estudo para verificar as influências das variabilidades dos pontos de solda na longarina automotiva, o material escolhido foi o aço estrutural padrão não linear, tendo suas propriedades apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades do aço estrutural padrão não linear.

Densidade	7850 kg/m <sup>3</sup>
Módulo de Young (E)	210 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3

Fonte: Autor (2023).

Baseando-se no teste físico de *crash test* frontal do Toyota Camry 2012, verificou-se uma deformação da parte frontal de 650 mm. Desta forma, foi adotado este valor como referência para a deformação do modelo em estudo (CCAA, 2012).

A malha utilizada foi gerada automaticamente pelo *software*, utilizando *Hex Dominant* para uma maior estabilidade nos resultados. Para definir o tamanho do elemento, foi realizada uma análise de convergência, com o objetivo de se obter uma melhor representatividade superficial possível.

O veículo em questão é um carro que possui uma massa total de aproximadamente 1452 kg. Neste trabalho, tem-se a utilização somente da longarina, logo, é necessário estimar a massa equivalente do veículo, para que assim, durante a simulação, a deformação seja de 650 mm. Para realizar a estimativa da desta massa equivalente, foi utilizado o ajuste de modelo (*model updating*) disponível no próprio *software*.

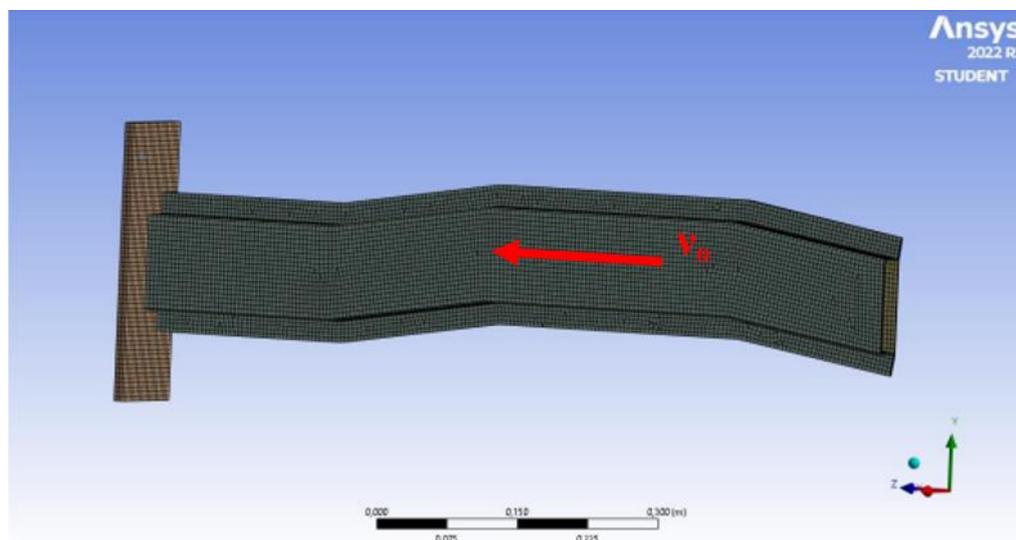
Inicialmente, a simulação de impacto frontal foi realizada com um valor de massa definido aleatoriamente de 740 kg para se obter um resultado inicial e, com a utilização do *model updating*, o valor de 650 mm de deformação desejado foi informado ao *software* e, o mesmo realizou várias simulações para encontrar a massa de referência do veículo. Utilizando o conceito da equação 13, foi possível calcular a massa equivalente do veículo através da parametrização da densidade do material.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (13)$$

### 3.3. Crash Test

A simulação de *crash test* foi realizada baseando-se nas configurações de testes do Latin NCAP, no qual realiza seus testes de impactos frontais à uma velocidade de 64 km/h (17,778 m/s). Desta forma, a longarina foi submetida a uma velocidade de 17,778 m/s na direção Z e restrita de movimentação nas direções X e Y, movimentando somente contra a parede, no qual foi idealizada como uma superfície indeformável e restrita de translação nas direções X, Y e Z, conforme demonstrada na Figura 10.

Figura 10 - Modelo da simulação.



Fonte: Autor (2023)

### 3.4. Contato

O modo de detecção de contato adotado baseia-se em quando a trajetória de um nó e uma face se interceptam durante o ciclo de simulação.

A interação entre os corpos durante as simulações foi configurada de forma que as superfícies se comportem usando uma conectividade de malha, fazendo com que quando o nó se aproxima da aresta de uma face e tende a ir para a outra face, este nó se conecta com o da outra face, permitindo a representatividade fiel da física envolvida.

Neste tipo de análise, tem-se dois tipos de interações de contatos acontecendo, a interação entre a longarina e a chapa, e a longarina com a parede. Para o contato entre os corpos que compõem a estrutura da longarina, foram adotados valores típicos de interação entre aço-aço, tendo como coeficiente de atrito estático e dinâmico iguais, conforme a Tabela 2, para que se tenha uma maior simplificação no modelo (LS-DYNA, 2001).

Tabela 2 - Coeficiente de atrito estático e dinâmico da longarina - chapa

$\mu$ estático	0,42
$\mu$ dinâmico	0,42

Fonte: Adaptado de Avalonne *et al* (2006)

Já para a interação entre a longarina e a parede, foram utilizados os valores de coeficiente de atrito estático e dinâmico conforme Tabela 3.

Tabela 3 - Coeficientes de atrito estático e dinâmico para o modelo longarina - parede

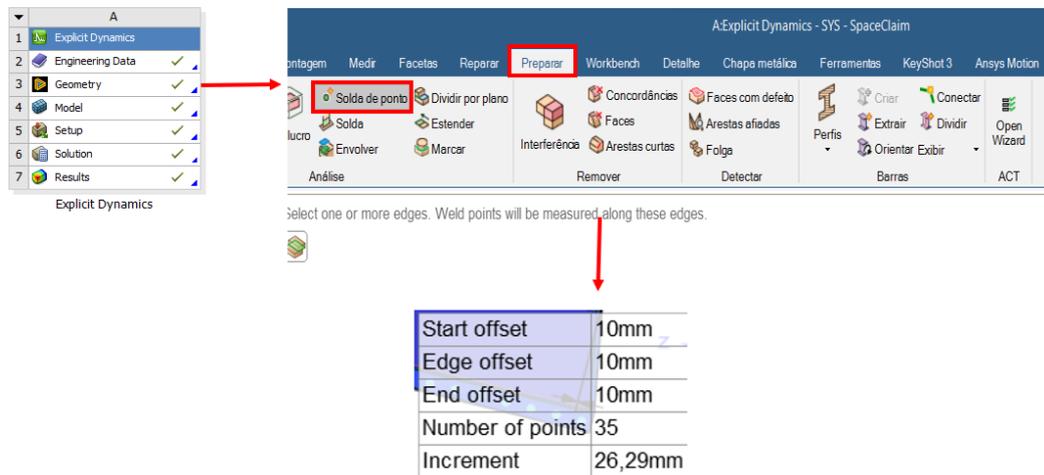
$\mu$ estático	0,20
$\mu$ dinâmico	0,30

Fonte: Adaptado de E. Demirci, (2018)

### 3.5. Quantidade de pontos de solda

A quantidade de pontos de solda presente em uma longarina automotiva pode variar de acordo com o veículo e marca. Neste trabalho, para inserir os pontos de solda, conforme Figura 11, foi utilizada a ferramenta *SpaceClaim*, na aba *Geometry* do *software* para criar os pontos de solda e definir a quantidade. O *Start offset*, *Edge offset* e o *End offset* foram introduzidos como 10 mm. Desta forma, o *software* fez a distribuição dos pontos de solda de maneira automática.

Figura 11 - Caminho para inserir os pontos de solda.



Fonte: Autor (2023)

Para realizar a simulação, um deslocamento de referência no valor de 650 mm foi utilizado baseando-se no espaçamento entre os pontos de solda encontrado de um veículo Toyota Corolla 2013 conforme demonstrado na Figura 12.

Figura 12 - Espaçamento entre os pontos de solda da longarina do veículo Toyota Corolla 2013.



Fonte: Autor (2023)

Desta forma, um espaçamento de 1 polegada foi adotado. Utilizando a equação 14, a quantidade de pontos de solda presente na estrutura foi calculada e as simulações foram realizadas considerando um *range* de 66 a 74 pontos de solda. A distribuição destes pontos de solda foi definida fazendo com que o *software* distribuísse de forma igualitária pelo *SpaceClaim* o espaçamento ao longo do eixo Z, conforme demonstra a Figura 13. Em Y, foi definida a posição dos pontos como 10 mm da extremidade.

$$N = \frac{L}{d} \quad (14)$$

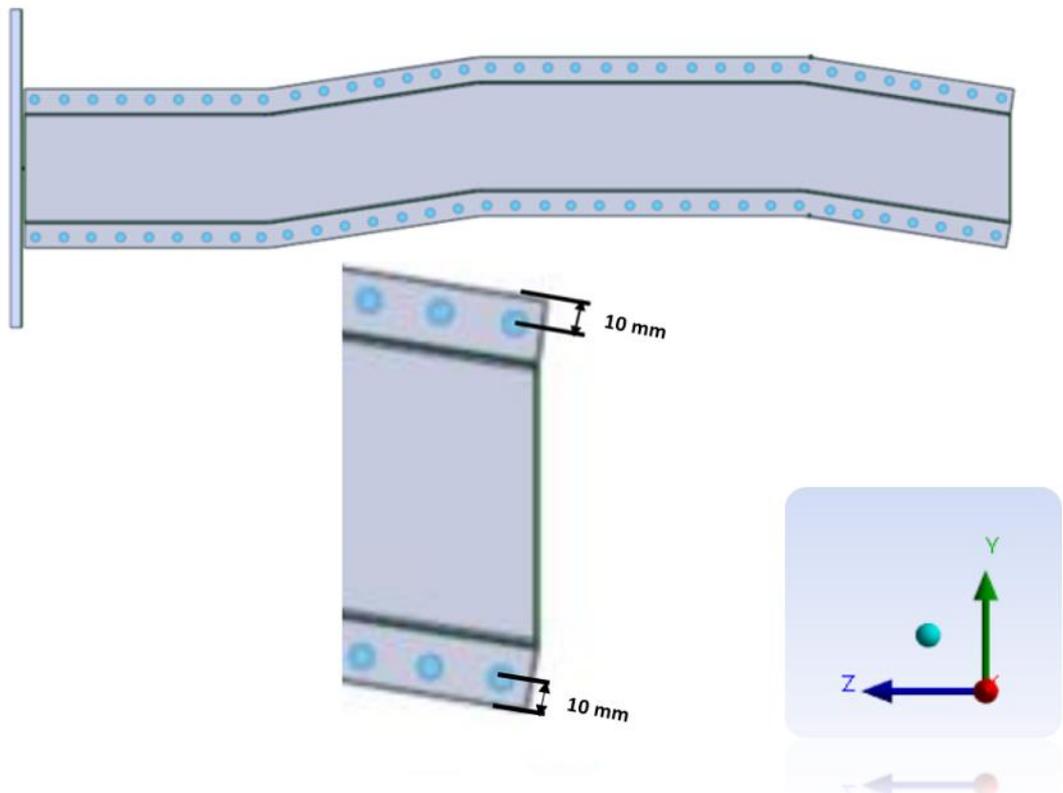
onde:

N é o número de pontos de solda

L é o comprimento total da longarina

d é a distância entre os pontos de solda

Figura 13 - Distribuição dos pontos de solda.



Fonte: Autor (2023)

Tendo essa simulação como base, outras simulações foram realizadas variando a quantidade dos pontos de solda afim de avaliar o impacto gerado na estrutura.

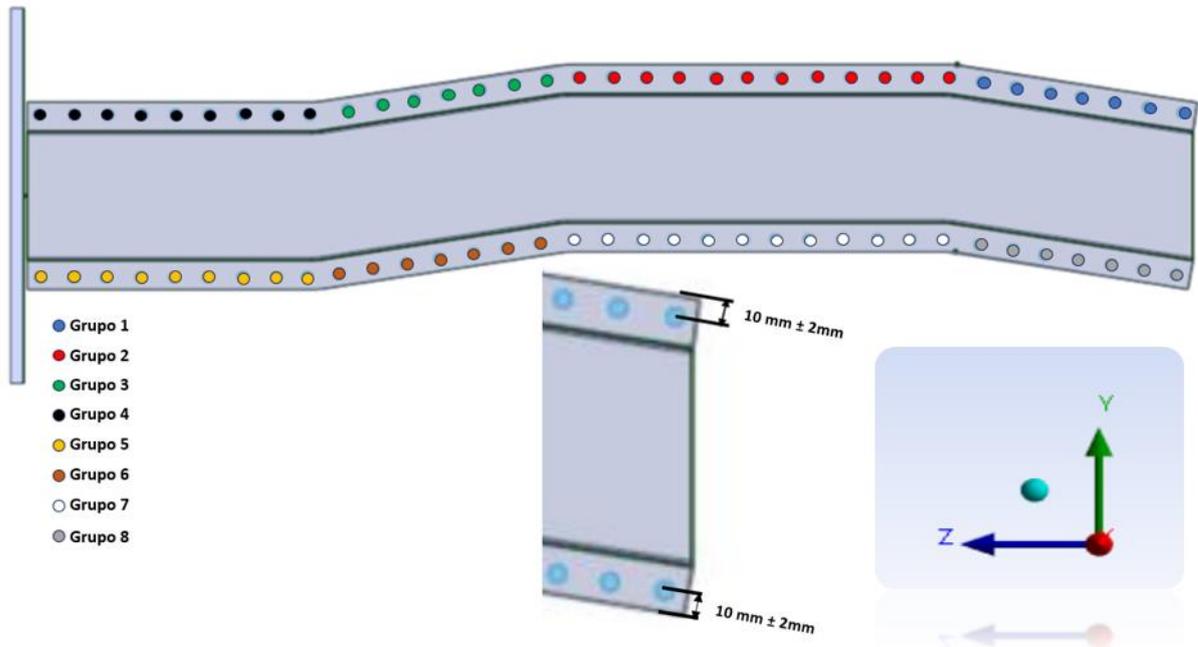
### 3.6. Posicionamento dos pontos de solda

Após realizar as simulações com variação na quantidade de pontos de solda, foi realizado o estudo acerca do posicionamento destes pontos de solda.

Devido a limitação do *software* para o número de entradas (máximo 10 entradas), os pontos de solda foram divididos em 8 grupos conforme ilustrado na Figura 14. A configuração

base foi utilizada para a realização desta simulação pois, o objetivo aqui é avaliar como a variabilidade do posicionamento com que os pontos de solda são colocados influenciam na estrutura durante o *crash test*.

Figura 14 - Configuração da divisão dos pontos de solda.



Fonte: Autor (2023)

Devido às limitações do *software*, foi estudada a variabilidade do posicionamento em Y, tendo assim o modelo probabilístico determinado segundo o princípio da máxima entropia, que consiste na escolha da distribuição de probabilidade que maximiza a entropia do sistema (SAMPAIO; LIMA, 2012).

Segundo o manual de programação básica DX200 de robô para solda a ponto, sua precisão depende da velocidade de trabalho configurada, podendo variar de 0 a 10 mm. Considerando uma velocidade mediana de trabalho, foi adotado um posicionamento que pode variar  $\pm 2$  mm, ou seja, uma variação de 8 mm a 12 mm (YASKAWA, 2016).

Após definir os parâmetros de entrada, os parâmetros de deformação e energia total foram definidos como saída.

O método de amostragem LHS (*Latin Hypercube Sampling*) foi utilizado para gerar o DoE (*Design of Experience*). Com os valores gerados, foram realizadas 20 simulações para gerar as respostas das saídas estabelecidas anteriormente.

### 3.7. Análise dos Resultados

Os gráficos de deformação foram observados para avaliar o comportamento da longarina nas diferentes configurações simuladas.

Os gráficos de energia foram observados para avaliar a qualidade da simulação considerando o princípio da conservação da energia. A energia total calculada pelo *software* segue a equação 15.

$$E_{total} = E_{cinética} + E_{interna} + E_{hourglass} \quad (15)$$

A energia cinética é a energia associada ao movimento de um objeto, dependendo da massa e velocidade do mesmo. Essa energia pode ser dividida em dois tipos de colisões:

- Colisão Elástica: quando a energia cinética do sistema é conservada, ou seja, o somatório das energias cinéticas antes da colisão e depois da colisão são iguais.
- Colisão Inelástica: quando a energia cinética não é conservada, ou seja, a energia cinética inicial e final é diferente e essa diferença é convertida em outra energia, seguindo a 2ª Lei de Newton.

A energia interna é a energia não conservativa dos átomos e moléculas que se encontram no interior do objeto, sendo a energia interna total a soma das energias a nível molecular. Em uma colisão em que há presença do atrito, há uma variação na energia térmica e conseqüentemente, uma variação na energia interna (CAMPOS, 2014).

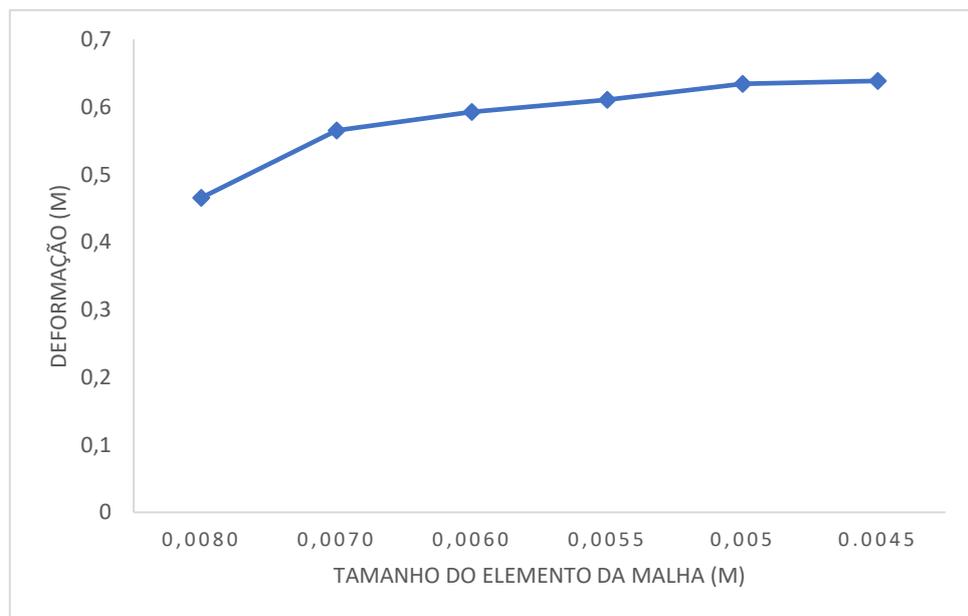
A energia de *hourglass* é uma energia que gera deformações ou tensões reais, surgindo assim nas simulações como uma tentativa de diminuir os efeitos das deformações nos elementos de malha. Essa energia é inexistente no sentido físico do problema, no entanto, pode afetar a eficiências das simulações. Para considerar a simulação como aceitável, o valor desta energia não pode ultrapassar 10% da energia total do sistema (LS-DYNA, 2022).

Por fim, para avaliar os resultados, os histogramas e gráficos foram gerados, permitindo a observação e comparação dos resultados obtidos para o cenário de variação da quantidade de pontos de solda e o cenário de variação da posição dos pontos de solda.

#### 4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para obter o tamanho dos elementos de malha que consigam representar toda a estrutura da melhor forma possível e que se tenha um tempo de simulação interessante, a convergência de malha foi realizada utilizando a deformação e o tempo de simulação como parâmetros de escolha e foram obtidos os dados conforme demonstrados na Figura 15.

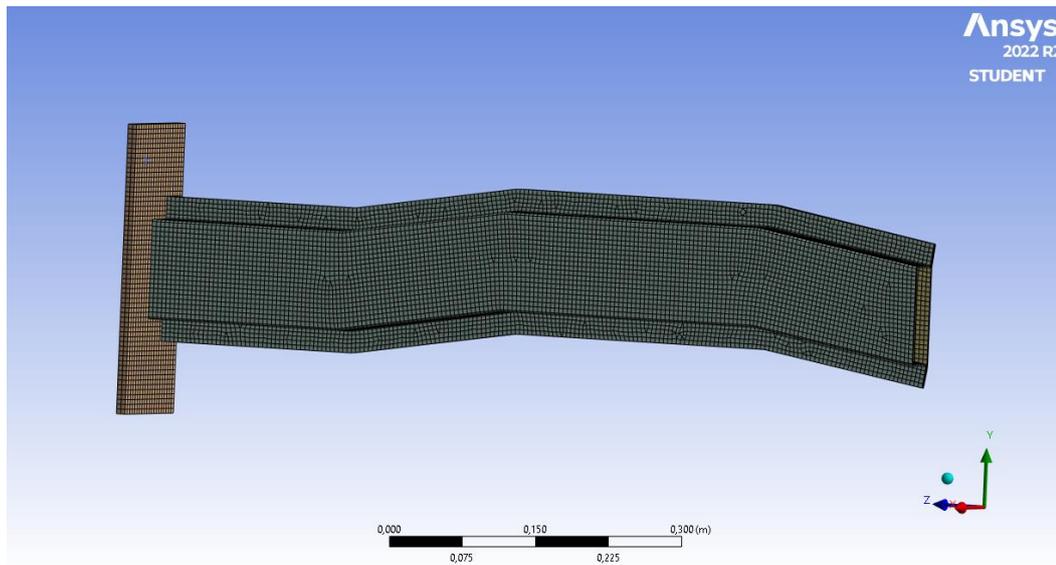
Figura 15 - Convergência de malha.



Fonte: Autor (2023)

Para realizar a simulação com o elemento de malha de tamanho 0,005 m, o tempo foi de aproximadamente 7 horas. Para o elemento de malha de tamanho 0,0045 m, o tempo foi de aproximadamente 12 horas. Quando comparados os valores das deformações, a diferença foi de apenas 0,43%. Desta forma, foi utilizado o elemento de malha de tamanho 0,005 m pois o ganho na deformação foi mínimo quando se comparado com o tempo gasto a mais. Para gerar a malha foi atribuída os elementos *Hex Dominant* e estes elementos de malha foram gerados automaticamente pelo *software* conforme ilustrado na Figura 16, apresentando um número total de 15.980 elementos.

Figura 16 - Elementos de malha da estrutura.



Fonte: Autor (2023)

#### 4.1. Variação na quantidade de pontos de solda

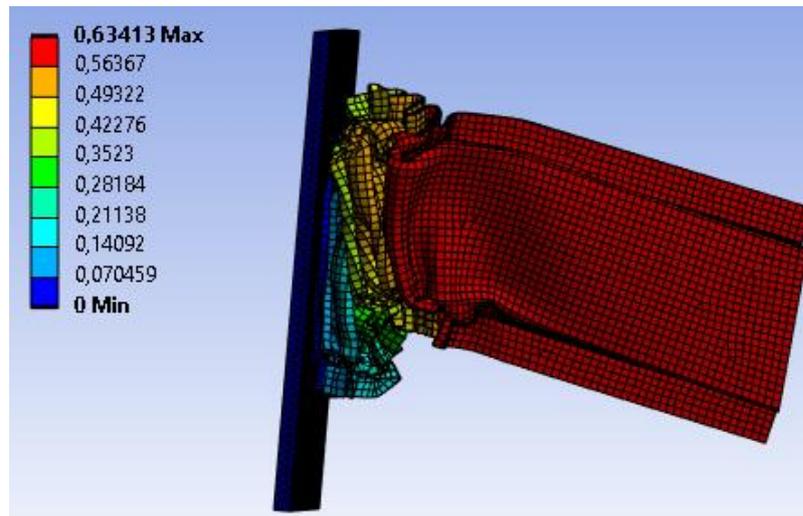
Durante a execução da primeira simulação, foi observado que o impacto é finalizado em um tempo de 0,065 segundos. Desta forma, o tempo de 0,07 segundos foi adotado para possibilitar uma velocidade maior nas realizações das simulações.

Através da análise de otimização (*model updating*) realizada pelo próprio *software*, foi definida a deformação de 0,650 m da longarina e após 18 interações, a densidade do material encontrada pelo *software* foi inserida e a massa de 550 kg foi obtida.

Utilizando a equação 16, a primeira simulação foi realizada contendo 35 pontos de solda na aba superior e 35 pontos de solda na aba inferior, totalizando 70 pontos distribuídos pela estrutura. A Figura 17 demonstra a deformação final após o tempo de colisão

$$N = \frac{905}{25,4} \approx 35 \quad (16)$$

Figura 17 - Resultado após tempo de colisão.



Fonte: Autor (2023)

Foram obtidas as deformações e as variações foram comparadas com o valor de referência de 0,650 m, conforme demonstrado na Tabela 4.

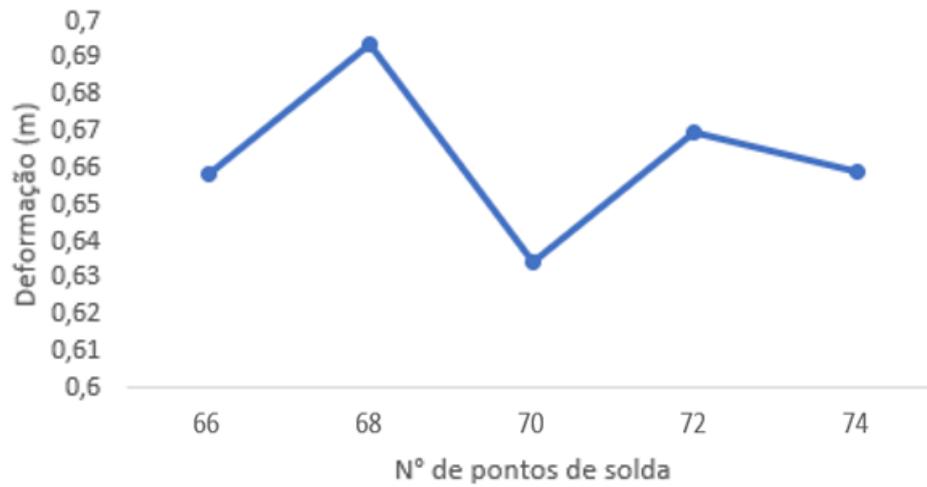
Tabela 4 - N°. de pontos de solda e deformação

Número de pontos de solda	Deformação da longarina (m)	Variação
Referência	0,650	0%
66	0,65837	1,29%
68	0,69391	6,76%
70	0,63413	-2,44%
72	0,67001	3,08%
74	0,65920	1,41%

Fonte: Autor (2023)

Observa-se que a deformação da longarina obteve uma variação de -2,44% a 6,76% com relação ao valor de referência. A Figura 18 demonstra que não foi possível identificar uma tendência no gráfico, obtendo-se assim um gráfico com caráter aleatório.

Figura 18 - Deformação x N° de pontos de solda.

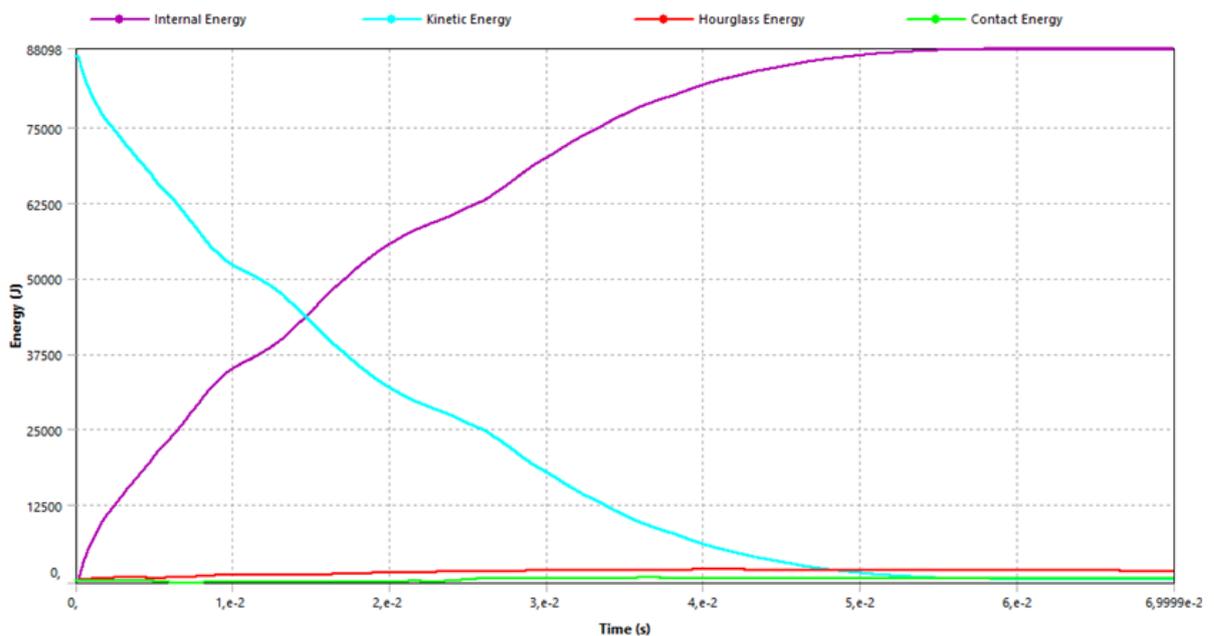


Fonte: Autor (2023)

Entretanto, outros fatores também devem ser avaliados para concluir sobre a melhor configuração, como dados de rigidez torcional e flexional, energia absorvida e danos causados a estrutura, fatores estes que não são abordados neste trabalho.

Para controle da qualidade da análise, os gráficos das parcelas que contribuem na energia total do sistema ao longo do tempo foram obtidos conforme Figura 19. O comportamento dos gráficos das energias são os mesmos nas 5 simulações realizadas, no entanto, os valores são diferentes.

Figura 19 - Gráfico do somatório das energias.



Fonte: Autor (2023)

O comportamento do gráfico demonstra que no instante  $t = 0$ , tem-se a energia cinética máxima devido o movimento do corpo. Após a colisão, tem-se a energia cinética sendo convertida em energia interna.

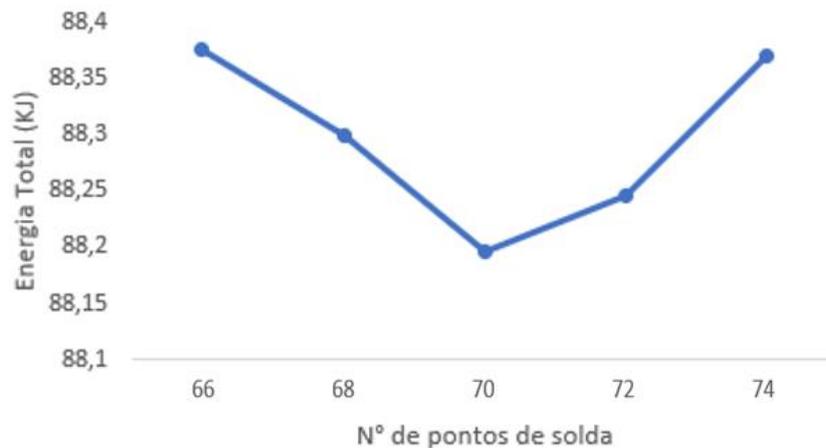
Para a energia total, a Tabela 5 e Figura 20 demonstram o comportamento de acordo com o número de solda presente na estrutura.

Tabela 5 - N°. de pontos de solda e energia total

Número de pontos de solda	Energia Total (kJ)	Energia hourglass com relação a Energia Total
66	88,375	0,573%
68	88,300	0,571%
70	88,196	0,566%
72	88,245	0,564%
74	88,369	0,577%

Fonte: Autor (2023)

Figura 20 - Energia total x N° de pontos de solda.



Fonte: Autor (2023)

Observa-se que apesar do gráfico da energia apresentar um formato parabólico, se faz necessário uma análise com mais dados para comprovar este comportamento.

A energia de *hourglass* obteve um valor abaixo de 1% da energia total, sendo assim considerada aceitável (LS-DYNA, 2022).

#### 4.2. Variação no posicionamento dos pontos de solda

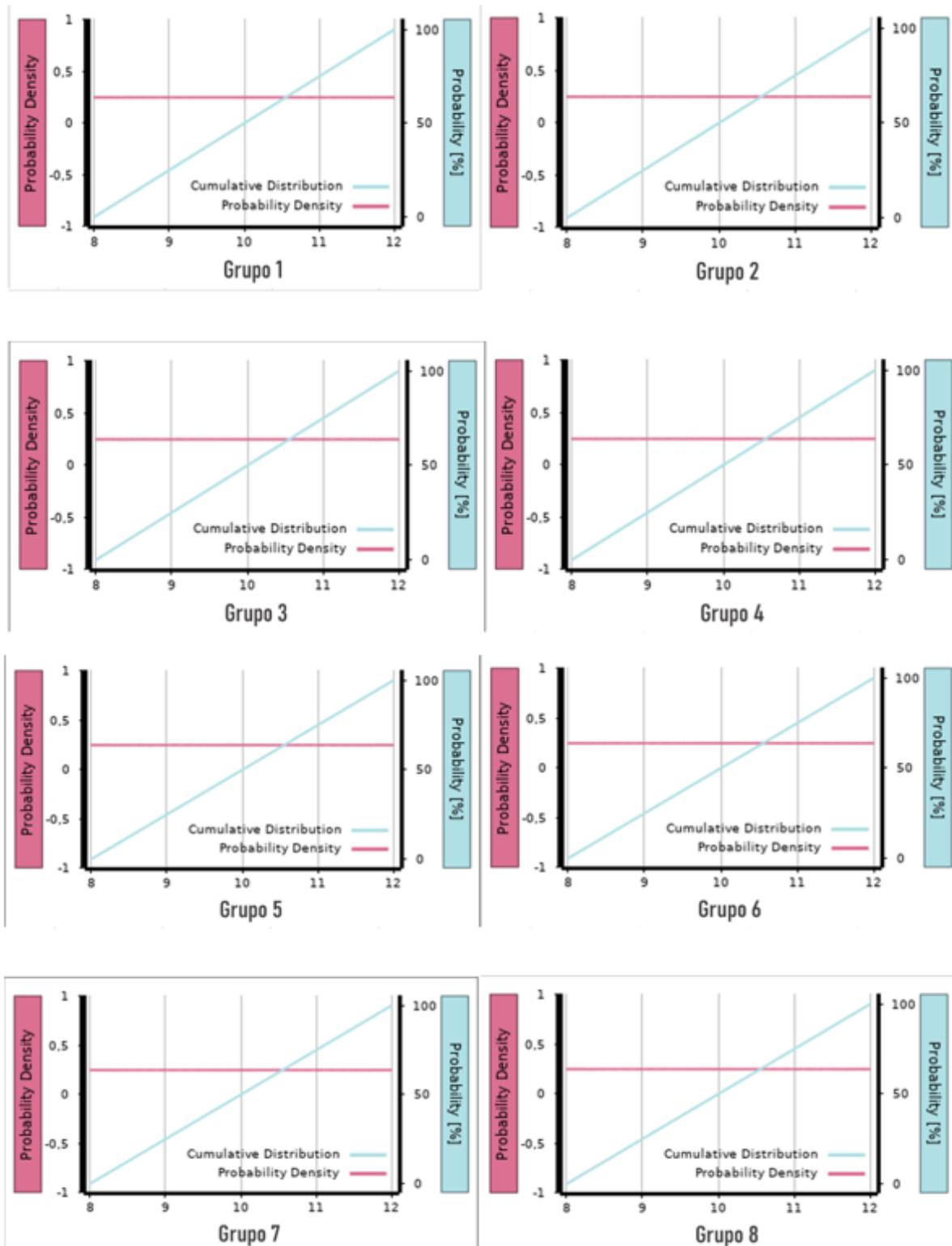
Para a variação do posicionamento dos pontos de solda, foi utilizado o método LHS (*Latin Hypercube Sampling*) e o tipo de distribuição de probabilidade foi escolhido como uniforme, sendo assim, informado ao *software* os limites superior e inferior no qual os pontos de solda poderiam variar, conforme Tabela 6. Para cada grupo de pontos de solda, tem-se uma distribuição de probabilidade, apresentadas na Figura 21.

Tabela 6 - Valores limites para o posicionamento dos pontos de solda

Valores	Posicionamento dos pontos de solda
Limite superior	12
Valor médio	10
Limite inferior	8

Fonte: Autor (2023)

Figura 21 - Distribuição de probabilidade dos pontos de solda.



Fonte: Autor (2023)

A amostragem com o método do hipercubo latino gerou o DoE com 20 simulações, contendo para cada grupo de pontos de solda um valor de posicionamento conforme Tabela 7.

Tabela 7 – Valores do posicionamento para cada grupo de pontos de solda

<b>Simulações</b>	<b>Grupo 1</b>	<b>Grupo 2</b>	<b>Grupo 3</b>	<b>Grupo 4</b>	<b>Grupo 5</b>	<b>Grupo 6</b>	<b>Grupo 7</b>	<b>Grupo 8</b>
<b>1</b>	10,0998	8,9022	10,6986	8,1038	10,499	10,499	10,499	8,7026
<b>2</b>	10,8982	10,6986	8,503	10,0998	11,8962	10,2994	11,0978	10,499
<b>3</b>	8,1038	10,8982	9,1018	10,2994	9,501	9,7006	11,2974	8,503
<b>4</b>	10,499	8,1038	8,9022	10,6986	11,0978	11,2974	8,7026	11,0978
<b>5</b>	8,503	9,501	11,497	9,1018	10,0998	8,3034	8,9022	11,8962
<b>6</b>	11,8962	9,7006	10,8982	11,0978	8,7026	10,8982	9,3014	11,6966
<b>7</b>	10,2994	10,499	11,6966	10,8982	11,2974	11,497	10,2994	8,9022
<b>8</b>	11,6966	10,0998	9,7006	11,6966	10,6986	8,1038	9,1018	9,1018
<b>9</b>	9,3014	11,6966	8,1038	9,9002	8,503	10,6986	8,1038	10,8982
<b>10</b>	9,1018	8,3034	8,7026	11,2974	11,497	8,7026	11,6966	11,2974
<b>11</b>	9,7006	9,9002	8,3034	10,499	9,3014	8,503	9,501	8,1038
<b>12</b>	8,9022	10,2994	11,0978	8,7026	11,6966	9,3014	8,3034	9,501
<b>13</b>	9,9002	9,3014	11,8962	11,497	8,1038	9,1018	11,497	9,7006
<b>14</b>	11,0978	11,0978	9,9002	8,3034	9,7006	9,501	11,8962	11,497
<b>15</b>	9,501	8,503	9,3014	9,7006	8,3034	11,8962	10,8982	9,3014
<b>16</b>	11,497	8,7026	10,2994	9,3014	9,9002	9,9002	8,503	8,3034
<b>17</b>	11,2974	11,8962	10,499	9,501	8,9022	8,9022	10,0998	9,9002
<b>18</b>	10,6986	11,2974	10,0998	8,503	10,2994	11,0978	10,6986	10,0998
<b>19</b>	8,7026	9,1018	9,501	8,9022	9,1018	10,0998	9,9002	10,6986
<b>20</b>	8,3034	11,497	11,2974	11,8962	10,8982	11,6966	9,7006	10,2994

Fonte: Autor (2023)

Com o DoE pronto, foram executadas as 20 simulações e obtidos os resultados para o parâmetro de saída (deformação). A Tabela 8 apresenta os resultados obtidos.

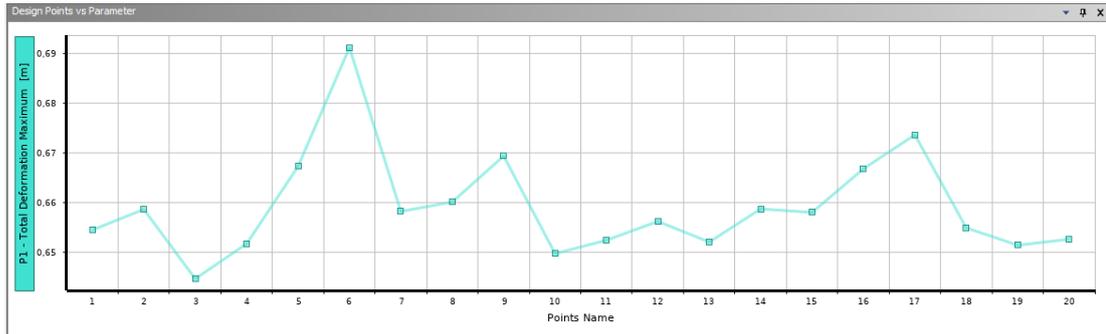
Tabela 8 – Resultados de deformação obtidos para cada simulação

<b>Simulações</b>	<b>Deformação (m)</b>	<b>Variação</b>
<b>Referência</b>	0,650	0%
<b>1</b>	0,654434447	0,68222%
<b>2</b>	0,65856984	1,31844%
<b>3</b>	0,644596411	-0,83132%
<b>4</b>	0,651650653	0,25395%
<b>5</b>	0,667224123	2,64987%
<b>6</b>	0,691140696	6,32934%
<b>7</b>	0,658158906	1,25522%
<b>8</b>	0,660047354	1,54575%
<b>9</b>	0,66933288	2,97429%
<b>10</b>	0,649670652	-0,05067%
<b>11</b>	0,652357504	0,36269%
<b>12</b>	0,656152634	0,94656%
<b>13</b>	0,651990912	0,30629%
<b>14</b>	0,658663319	1,33282%
<b>15</b>	0,657960163	1,22464%
<b>16</b>	0,666745831	2,57628%
<b>17</b>	0,673586454	3,62869%
<b>18</b>	0,654848927	0,74599%
<b>19</b>	0,651347978	0,20738%
<b>20</b>	0,65256523	0,39465%

Fonte: Autor (2023)

Observa-se que a deformação da longarina obteve uma variação de -0,83% a 6,33% com relação ao teste de colisão do *LatinNCAP* (0,650 m). A Figura 22 mostra a distribuição dos pontos obtidos para a deformação da longarina.

Figura 22 - Distribuição dos resultados das simulações para a deformação.

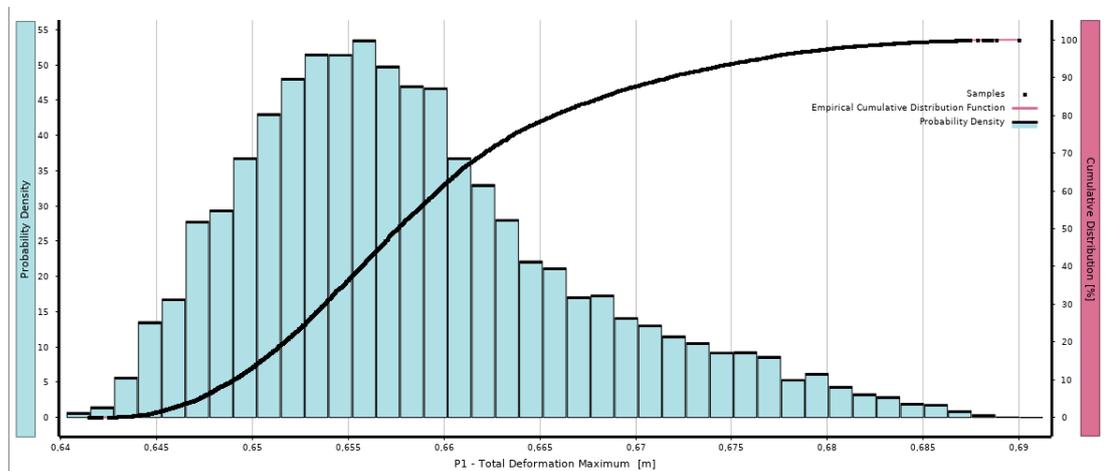


Fonte: Autor (2023)

Observa-se que o comportamento quando se tem a variação na posição do ponto de solda também não é possível identificar uma tendência e apresenta um caráter aleatório. Considerando o comportamento do gráfico para a quantidade de pontos de solda, o comportamento para o posicionamento do ponto de solda era esperado.

Por fim, foi obtida a distribuição de probabilidade para a deformação da longarina, conforme Figura 23:

Figura 23 - Distribuição de probabilidade para a deformação da longarina.



Fonte: Autor (2023)

A distribuição de probabilidade permite uma análise da estrutura em termos de confiabilidade. De acordo com o histograma, a deformação pode variar de 0,641m a 0,688m, o que representa uma variação de 1,38% e 5,85% respectivamente quando se comparado à deformação de referência. Considerando o comprimento total de 0,905m da longarina, o percentual de deformação equivale a 70,83% e 76,02%. Também é possível notar uma alta probabilidade para valores próximos a deformação de referência.

## 5. CONCLUSÕES

A criação do modelo da longarina sofreu simplificações que foram suficientes para apresentar resultados nas simulações de forma satisfatória.

Considerando as incertezas associadas aos pontos de solda na longarina, os modelos probabilísticos criados obtiveram resultados interessantes que permitiram uma análise dos efeitos das incertezas na deformação da longarina. No primeiro estudo, tem-se uma variação entre -2,44% a 6,76%, na deformação, variando de 0,63413 m a 0,69391 m respectivamente. Portanto, o estudo demonstra que ao contrário do que se pensaria quando se aumenta ou diminui o número de pontos de solda a deformação iria aumentar ou diminuir, não é possível prever o comportamento da estrutura.

No segundo estudo, os modelos probabilísticos criados permitiram a quantificação dos efeitos da variação na posição dos pontos de solda, apresentando resultados que variam de -0,83% a 6,33% na deformação, variando entre 0,6445 m a 0,6911 m respectivamente, impossibilitando assim uma previsão destes resultados. No entanto, neste trabalho foi abordado somente a variabilidade dos pontos de solda na direção Y, não contabilizando, portanto, a soma das variabilidades dos pontos de solda na direção X e Z.

Apesar do gráfico da energia apresentar um formato parabólico, não é possível afirmar que se é uma condição mínima de energia pois se faz necessário uma análise mais detalhada e com mais parâmetros para se obter conclusões mais refinadas.

O estudo mostra sua relevância quanto a importância de um processo de fabricação com equipamentos corretos, precisos e calibrados. Um veículo completo possui mais de 4500 a 5000 pontos de solda e quaisquer variações nos posicionamentos destes pontos geram impactos significativos na estrutura como um todo. As simulações foram realizadas dividindo os pontos de solda em grupos somente no eixo Y, um robô que realiza a solda irá fazer ponto a ponto utilizando as coordenadas em Y e X, podendo causar um somatório de variabilidades que podem ocorrer.

Devido às limitações do *software* na sua versão mais recente, alguns dados como os histogramas não foram possíveis de serem obtidos. Outro ponto foi a limitação da quantidade de dados que se era permitido entrar para obter respostas mais completas.

Por fim, tem-se o fator econômico envolvido, pois mais pontos de solda significa um custo maior de produção e assim, um maior valor no mercado. Um projeto bem realizado, com as quantidades certas de pontos de solda e posicionamento correto refletem em uma economia e ainda garantem a segurança da estrutura seguindo os critérios adotados.

## 6. REFERÊNCIAS

- A. Baroutaji, M. Sajjia, A.G. Olabi, On the crashworthiness performance of thinwalled energy absorbers: recent advances and future developments, *Thin-Walled Struct.* 118, 2017.
- A.-B. Ryberg, L. Nilsson, Spot weld reduction methods for automotive structures, *Struct. Multidiscip. Optim.* 53, 2015.
- Aitharaju, V.; Singh, P. Uncertainty quantification of automotive structural components using stochastic finite element analysis. *International Journal of Vehicle Design*, v. 72, n. 2, p. 184-204, 2016.
- AMARAL, João Victor Soares do et al. Metamodel-Based simulation optimization: a systematic literature review. *Simulation Modelling Practice And Theory*, [S.L.], v. 114, p. 102403, jan. 2022. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.simpat.2021.102403>.
- ANFAVEA: Estatística. ANFAVEA, 2021. Disponível em: <https://anfavea.com.br/estatisticas>. *Soldagem e Técnicas Conexas: Processos*. [S. l.: s. n.], 2007. 491p. Acesso em: 18 julho 2022.
- ANSYS, Inc. ANSYS DesignXplorer User's Guide. Canonsburg, PA – United States. Julho de 2022.
- ANSYS, Inc. ANSYS Explicit Dynamics Analysis Guide. Canonsburg, PA – United States. 2016.
- ARAUJO, J.M.; AWRUCH, A.M. **On Stochastic Finite Elements for Structural Analysis**. *Computers & Structures*, Vol. 52, No 3, pp 461-469, 1997.
- ATAHAN, Ali O. Vehicle crash test simulation of roadside hardware using LS-DYNA: a literature review. *International Journal Of Heavy Vehicle Systems*, [S.L.], v. 17, n. 1, p. 52, 2010.
- AVALONNE, E.; BAUMEISTER, T.; SADEGH, A. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*. McGraw-Hill Professional Publishing. 11ª edição. 2006.
- Barros, Marcelo Ramos de Albuquerque. Estudo da automação de células de manufatura para montagens e soldagem industrial de carrocerias automotivas / M.R. de A. Barros. Ed. Rev. – São Paulo, 2006.
- BATISTA, MÁRCIO. O ESTUDO COMPARATIVO DA SOLDABILIDADE DE CHAPAS PARA INDÚSTRIA AUTOMOTIVA UTILIZANDO DOIS EQUIPAMENTOS DE SOLDAGEM A PONTO POR RESISTÊNCIA. Orientador: Prof. Dr. Sérgio Duarte Brandi. 2011. 2017 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Universidade de São Paulo, [S. l.], 2011.
- BOSCH, Robert GmbH. Manual de Tecnologia Automotiva. 27. ed. Campinas: Bosch, 2017.

BRANCO, H. L. O. Avaliação de capas de eletrodos utilizados na soldagem por resistência de chapas galvanizadas automotivas. 2004. 113p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Setor de Tecnologia, Universidade Federal do Paraná, Curitiba. 2004.

CAMPOS, ALEXANDRE. A Conceitualização do Princípio de CONservação da Energia Mecânica: os processos de aprendizagem e a teoria dos Campos Conceituais. São Paulo, 2014.

C. BARTON, David; D. FIELDHOUSE, John. Automotive Chassis Engineering. Springer Nature: Springer International Publishing, 2018.

CCSA. 2012 Toyota Camry Detailed Finite Element Model, 2016. Disponível em: <https://www.ccsa.gmu.edu/models/2012-toyota-camry/>. Acesso em: 05 de julho de 2023.

CHIAVERINI, Vicente. Tecnologia mecânica: Processos de Fabricação e Tratamento. 2ª. ed. MAKRON Books do Brasil: McGraw-Hill, Ltda, 1986. 310 p. v. II.

COOK, Robert D.; MAKUS, David S.; PLASHA, Mishael E.; WITT, Robert J: Concepts and applications of Finite Element Analysis. 4th ed.

CROLLA, D. Automotive engineering: Powertrain, chassis system and vehicle body. USA, MA, Burlington: Butterworth-Heinemann, 2009.

DUTRA, Danielle Soares. INFLUÊNCIA DAS INCERTEZAS EM ESTRUTURAS AUTOMOTIVAS: ESTUDO DO CRASH TEST FRONTAL, ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS ESTOCÁSTICO. Orientador: Dr. Francisco Scinocca. 2022. Trabalho de conclusão de curso (Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Lavras, 2022.

DU BOIS, P.; CLIFFORD, C.; **Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection**. American Iron and Steel Institute. Michigan, 2004

E. Demirci, A.R. Yıldız, An experimental and numerical investigation of the effects of geometry and spot welds on the crashworthiness of vehicle thin-walled structures, Mater. Test. 60, 2018.

ESSS: O que é Análise Dinâmica Explícita. Blog ESSS, 11 outubro 2022. Disponível em: <https://www.esss.co/blog/analise-dinamica-explicita/>. Acesso em: 20 julho 2023.

F. Xu, X. Zhang, H. Zhang, A review on functionally graded structures and materials for energy absorption, Eng. Struct. 171, 2018.

Ghanem, R.; Spanos, P. Stochastic Finite Element Methods: An Overview and Some Recent Developments. Journal of Engineering Mechanics, v. 115, n. 7, p. 1405-1417, 1991.

Gray Research Inc. Simulating Safety: When software saves lives. Computer History Museum, 2023. Disponível em: <https://www.computerhistory.org/makesoftware/exhibit/car-crash-simulation/>. Acesso em: 20 julho 2023.

GU, S. Application of finite element method in mechanical design of automotive parts. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, v. 231, 2017.

J.E. Gould; S.P. Khurana; AND T.LI. Predictions of Microstructures when Welding Automotive Advanced HighStrength Steels: A combination of thermal and microstructural modeling

can be user to estimate performance of welds in a advanced high strength steels. WANDING RESEARCH, [S. I.], p. 111s-116s, 15 Maio 2006.

J. Fang, et al., On hierarchical honeycombs under out-of-plane crushing, *Int. J. Solids Struct.* 135, 2017.

J. Fang, et al., On design optimization for structural crashworthiness and its state of the art, *Struct. Multidiscip. Optim.* 55, 2017.

LACERDA, Wagner. A LÓGICA PARA CONSISTENTE ANOTADA NA ANÁLISE DIMENSIONAL DE CARROCERIAS AUTOMOTIVAS. 2015. Pós-Graduação (Engenharia Mecânica) - UNIVERSIDADE SANTA CECÍLIA, 2015.

LatinNCAP: Quem somos? Disponível em: <https://www.latinncap.com/po/quem-somos>. Acesso em: 20 Julho 2023.

L.B. Duan, et al., An efficient lightweight design strategy for body-in-white based on implicit parameterization technique, *Struct. Multidiscip. Optim.* 55, 2017.

L. Duan, Z. Du, H. Jiang, W. Xu, Z. Li, Theoretical prediction and crashworthiness optimization of top-hat thin-walled structures under transverse loading, *Thin-Walled Struct.* 144 (2019) 106261.

LIU, W.; BELYTSCHKO, T.; MANI, A. Probabilistic Finite Elements for Nonlinear Structural Dynamics. *Computer methods in Applied Mechanics and Eng.* v. 56, p. 61-81, 1985.

LOTHAR, W.; SEIFFERT, W. *Automotive Safety Handbook*. SAE International. 2a Edição, 2007.

LS-DYNA. Contact Parameters. Disponível em: <https://www.dynasupport.com/tutorial/contact-modeling-in-ls-dyna/contact-parameters>. 2001. Acesso em: 20 de Julho de 2023.

LS-DYNA. Hourglass. Disponível em: <https://www.dynasupport.com/howtos/element/hourglass>. 2022. Acesso em: 21 de Julho de 2023.

LSTC, LS-DYNA Keyword User's Manual Version 971, Livermore Software Technology Corporation, Livermore, California, 2007.

LUIZ OSORIO BRANCO, Hideraldo. AVALIAÇÃO DE CAPAS DE ELETRODOS UTILIZADAS NA SOLDAGEM POR RESISTÊNCIA DE CHAPAS GALVANIZADAS AUTOMOTIVAS. Orientador: Prof. Dr. Paulo César Okimoto. 2004. 116 p. Dissertação (Pós-Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Paraná, Universidade Federal do Paraná, 2004.

MARINHO MEIRELES LEITÃO, Erika. Considerações sobre a Formulação de Diversos Elementos Finitos em Exemplos de Aplicação. Orientador: Fernando Amorim de Paula. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Minas Gerais, [S. I.], 2014.

M. Chirehdast, T. Jiang, Optimal design of spot-weld and adhesive bond pattern, in: *International Congress & Exhibition*, SAE International, Detroit, Michigan, 1996.

Meireles, Marinho Leitão: Considerações sobre a Formulação de Diversos Elementos Finitos em Exemplos de Aplicação. Orientador: Fernando Amorim de Paula. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Minas Gerais, [S. l.], 2014.

MORELLO, L.; ROSSINI, L.; PIA, G.; TONOLI, A.; **The Automotive Body**. Volume 1: Components Design. Springer, 2011.

OKUMURA, Toshie; TANIGUCHI, Célio. ENGENHARIA DE SOLDAGEM E APLICAÇÕES. LTC - Livros Técnicos e Científicos: Editora S.A., 1982. 493 p.

OLIVEIRA, E. V. B. Manual de tecnologia automotiva. 3. ed. rev. e atual. São Paulo: Editora Érica, 2012.

PAPADOPOULOS, Vissarion; G. GIOVANIS, Dimitris. Stochastic Finite Element Methods: An Introduction. Mathematical Engineering, 2018. 151 p. ISBN 978-3-319-64527-8.

Queiroz Bracarense, Alexandre. Processo de Soldagem por Resistência – Belo Horizonte, 2000.

RAJABI, M.; ATAIE-ASHTIANI, B.; JANSSEN, H. Efficiency enhancement of optimized Latin hypercube sampling strategies: Application to Monte Carlo uncertainty analysis and meta-modeling. *Advances in Water Resources*, v. 76, p. 127-139, 2014.

SAMPAIO, R.; LIMA, R.Q., **Modelagem Estocástica e Geração de Amostras de Variáveis e Vetores Aleatórios**. SBMAC, Vol. 70, 2012.

SHINDE, R; MALI, K. An Overview on Impact Behaviour and Energy Absorption of Collapsible Metallic and Non-Metallic Energy Absorbers used in Automotive Applications. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, v. 346, 2018.

SOARES, Ezequiel Franco et al. INFLUÊNCIA DA CORRENTE ELÉTRICA NO PROCESSO DE SOLDAGEM A RESISTÊNCIA POR PONTOS APLICADOS NA MONTAGEM DE CARROCERIAS EM UMA INDÚSTRIA AUTOMOTIVA – 2021.

SOLDAGEM e Técnicas Conexas: Processos. [S. l.: s. n.], 2007. 491 p.

TEIXEIRA, Rui; NOGAL, Maria; O’CONNOR, Alan. Adaptive approaches in metamodel-based reliability analysis: a review. **Structural Safety**, [S.L.], v. 89, p.102019,mar.2021.ElsevierBV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.strusafe.2020.102019>.

T., Stolarshi; Y., Nakasone; S., Yoshimoto. *Engineering Analysis with Ansys Software*. [S.I]: ELSEVIER, 2006. 117p.

Vicente, Rômulo Borba. OTIMIZAÇÃO DE PARÂMETROS DE SOLDAGEM POR RESISTÊNCIA PARA REDUÇÃO DE RESPINGOS EM JUNTAS SOLDADAS NA INDÚSTRIA AUTOMOTIVA / Rômulo Borba Vicente. – João Pessoa, 2018.

VIEGAS WENTZ, André. SIMULAÇÃO DE SOLDAGEM POR ARCO E RESISTENCIA ELETRICA USANDO O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS. Orientador: Prof. Dr. Rogério José Marczak. 2008. 79 p. Dissertação (Mestre em Engenharia) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, [S. l.], 2008.

X. Song, G. Sun, Q. Li, Sensitivity analysis and reliability based design optimization for high-strength steel tailor welded thin-walled structures under crashworthiness, *Thin-Walled Struct.* 109 (2016) 132–142.

YAN, Lei et al. A size optimization procedure for irregularly spaced spot weld design of automotive structures. *Thin Walled Structures*, [S.L.], v. 166, p. 108015, set. 2021. Elsevier BV.

YASKAWA. Controlador Robô DX200: MANUAL DE PROGRAMAÇÃO BÁSICA DX200. 1. ed. rev. [www.motoman.com](http://www.motoman.com): IACET PROVIDER, 2016.

Zhang, H.; Cai, G.Q. *Probabilistic Structural Dynamics: Advanced Theory and Applications*. Singapore: Wiley, 2019.

ZHAO, Dawei; WANG, Yuanxun; LIANG, Dongjie. Correlating variations in the dynamic power signature to nugget diameter in resistance spot welding using Kriging model. **Measurement**, [S.L.], v. 135, p. 612, mar. 2019.

ZIENKIEWICZ, O: TAYLOR, L. *The finite element method: Its basis and Fundamentals*. 5<sup>a</sup> Edição, 2013.