



**LUÍS FELIPE DINIZ DE REZENDE MEIRELES**

**ANÁLISE DO EFEITO DAS INCERTEZAS EM UM CHASSIS  
AUTOMOTIVO OTIMIZADO PELO MÉTODO MOGA: UMA  
ABORDAGEM ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS  
FINITOS ESTOCÁSTICOS**

**LAVRAS – MG  
2023**

**LUÍS FELIPE DINIZ DE REZENDE MEIRELES**

**ANÁLISE DO EFEITO DAS INCERTEZAS EM UM CHASSIS  
AUTOMOTIVO OTIMIZADO PELO MÉTODO MOGA: UMA  
ABORDAGEM ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS  
ESTOCÁSTICOS**

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

Prof. Francisco Scinocca  
Orientador

**LAVRAS – MG  
2023**

**LUÍS FELIPE DINIZ DE REZENDE MEIRELES**

**ANÁLISE DO EFEITO DAS INCERTEZAS EM UM CHASSIS  
AUTOMOTIVO OTIMIZADO PELO MÉTODO MOGA: UMA  
ABORDAGEM ATRAVÉS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS  
ESTOCÁSTICOS**

**ANALYSIS OF THE EFFECT OF UNCERTAINTIES IN AN  
AUTOMOTIVE CHASSIS OPTIMIZED BY THE MOGA METHOD:  
AN APPROACH THROUGH STOCHASTIC FINITE ELEMENT METHOD**

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

APROVADA em \_\_\_\_\_ de julho de 2023.

Dr. \_\_\_\_\_ UFLA

Dr. \_\_\_\_\_ UFLA

Dr. \_\_\_\_\_ UFLA

Prof. Francisco Scinocca  
Orientador

**LAVRAS – MG  
2023**

## RESUMO

Os veículos automotivos são compostos de sistemas diversos, cada um com uma função específica, e o conjunto deles define o comportamento do veículo. O chassi, que é um componente veicular, tem a função de suportar todos os outros componentes automotivos. O chassi é crucial para a dirigibilidade e a segurança dos ocupantes devido à sua rigidez estrutural à torção e flexão. Além disso, o chassi também é responsável pelo conforto acústico e de direção, ergonomia e performance dinâmica do veículo. Para projetar um chassi que atenda as normas de homologação e as expectativas do mercado automotivo, muitas variáveis devem ser consideradas. A massa dos componentes é uma variável essencial, pois o consumo de combustível é diretamente proporcional à massa total do veículo. No entanto, um chassi com massa reduzida pode comprometer outras funções, como a rigidez estrutural à torção e flexão. Este estudo teve como objetivo analisar os efeitos das incertezas sobre um chassi otimizado para minimizar sua massa e maximizar sua rigidez. Utilizando algoritmos genéticos, foram encontradas cinco combinações de parâmetros que apresentaram os melhores resultados de todas as funções objetivo. Os parâmetros mais sensíveis a cada função objetiva foram determinados e uma análise de incertezas foi realizada considerando as variações geométricas dos componentes do chassi em seus processos de fabricação. Os resultados indicaram que as variações geométricas causam alterações no comportamento das funções objetivo. Com a metodologia abordada, a rigidez torcional do chassi foi aumentada em 22,9%, já a rigidez flexional apresentou uma melhoria de aproximadamente 29,4%. Se tratando de uma estrutura otimizada, os efeitos das incertezas devem ser levados em consideração. Dessa forma foi analisado que ao atribuir valores de tolerâncias geométricas, oriundas dos processos de fabricação de um chassi veicular, aos parâmetros sensíveis da otimização, a tensão equivalente máxima apresentou valores variando de 43 até 56 MPa, enquanto a deformação máxima do chassi variou de 0,81 mm até 0,82 mm aproximadamente. Como estruturas otimizadas apresentam relativamente menores índices de coeficiente de segurança, a análise das incertezas, envolvendo as tolerâncias geométricas dos componentes do chassi, deve ser realizada.

**Palavras-Chave:** Simulação. Carroceria Automotiva. Elementos Finitos. Otimização

## ABSTRACT

Automotive vehicles consist of various systems, each with a specific function, and their combination defines the behavior of the vehicle. The chassis, as a vehicle component, serves the purpose of supporting all other automotive components. The chassis is crucial for the drivability and safety of occupants due to its structural rigidity against torsion and bending. Additionally, the chassis is also responsible for acoustic and driving comfort, ergonomics, and dynamic performance of the vehicle. To design a chassis that meets homologation standards and the expectations of the automotive market, many variables need to be considered. The mass of the components is an essential variable, as fuel consumption is directly proportional to the total mass of the vehicle. However, a chassis with reduced mass can compromise other functions, such as structural rigidity against torsion and bending. This study aimed to analyze the effects of uncertainties on an optimized chassis to minimize its mass and maximize its rigidity. Using genetic algorithms, five combinations of parameters were found that yielded the best results for all objective functions. The most sensitive parameters for each objective function were determined, and an uncertainty analysis was performed considering the geometric variations of the chassis components in their manufacturing processes. The results indicated that geometric variations cause changes in the behavior of the objective functions. With the approached methodology, the torsional stiffness of the chassis increased by 22.9%, while the flexural stiffness showed an improvement of approximately 29.4%. When dealing with an optimized structure, the effects of uncertainties should be taken into account. Thus, it was analyzed that by assigning geometric tolerance values derived from the manufacturing processes of a vehicle chassis to the sensitive parameters of optimization, the maximum equivalent stress ranged from 43 to 56 MPa, while the maximum deformation of the chassis varied from approximately 0.81 mm to 0.82 mm. Since optimized structures generally have relatively lower safety coefficient values, the analysis of uncertainties involving the geometric tolerances of the chassis components should be conducted.

**Keywords:** Simulation. Automotive Body. Finite Elements. Optimization.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Chassis em formato de “I” sob torção .....	15
Figura 2.2 - Chassis em Formato de “X” sob torção .....	16
Figura 2.3 - Chassis em formato de “H” sob torção .....	17
Figura 2.4 - Chassis em formato de escada sob torção .....	18
Figura 2.5 - Chassis monobloco com suas partes móveis .....	19
Figura 2.6 - Cargas fletoras em um veículo .....	21
Figura 2.7 - Dispositivos e suas respectivas cargas em um veículo de passeio .....	22
Figura 2.8 - Diagrama de momento fletor em um veículo de passeio .....	23
Figura 2.9 - Veículo sujeito a um momento torçor .....	24
Figura 2.10 - Composição de forças e variáveis para determinação da rigidez torcional (Kt) .....	25
Figura 2.11 - Deflexão angular no caso da torção do chassis .....	26
Figura 2.12 – Esquema para medição da Rigidez Flexional .....	27
Figura 2.13 – Contornos da Função Objetiva .....	30
Figura 2.14 - Antes e Depois de uma otimização paramétrica .....	32
Figura 2.15 - Procedimento algoritmos genéticos .....	34
Figura 3.1 - Fluxograma da Metodologia .....	40
Figura 3.2 - Modelo Veicular Processado no LS-Dyna .....	42
Figura 3.3 -Medição de Distância entre dois nós no LS-Dyna .....	43
Figura 3.4 - Seção Transversal dos elementos de vigas de um veículo .....	44
Figura 3.5 - Elementos de viga presentes na lateral de um veículo .....	45
Figura 3.6 - Seção Transversal Parametrizada .....	46
Figura 3.7 - Esquema representativo de um chassis veicular com as suas demais conexões .....	47
Figura 3.8 – Vista explodida de um BIW .....	48
Figura 3.9 - Aumento progressivo da utilização de Aços de Alta Resistência .....	49
Figura 4.1 - Numeração dos elementos da lateral do chassis .....	53
Figura 4.2 - Parâmetros da Seção 1 .....	55
Figura 4.3 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 1 .....	55
Figura 4.4 - Parâmetros da Seção 2 .....	56
Figura 4.5 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 2 .....	57
Figura 4.6 - Parâmetros da Seção 3 .....	58
Figura 4.7 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 3 .....	58
Figura 4.8 - Parâmetros da Seção 4 .....	59
Figura 4.9 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 4 .....	59
Figura 4.10 - Parâmetros da Seção 5 .....	60
Figura 4.11 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 5 .....	60
Figura 4.12 - Parâmetros da Seção 6 .....	61
Figura 4.13 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 6 .....	61
Figura 4.14 - Parâmetros da Seção 7 .....	62
Figura 4.15 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 7 .....	62
Figura 4.16 - Elementos de conexão das laterais .....	64
Figura 4.17 - Parâmetros do Cross Car Beam .....	65
Figura 4.18 - Parâmetros da viga do teto próxima a Coluna “A” .....	65
Figura 4.19 - Parâmetros da viga do teto próxima a Coluna “B” .....	66
Figura 4.20 - Parâmetros da viga do teto próxima a Coluna “B” .....	66
Figura 4.21 - Parâmetros do underbody .....	67

Figura 4.22 - Chassis Parametrizado Preliminar .....	68
Figura 4.23 - Carregamento de Torção .....	69
Figura 4.24 - Carregamento de Flexão .....	70
Figura 4.25 - Restrições de movimento da Estrutura .....	71
Figura 4.26 - Demonstração da Malha para elemento de 10mm .....	72
Figura 4.27 - Deformação da estrutura para torção .....	72
Figura 4.28 - Deformação da estrutura para flexão .....	73
Figura 4.29 - Pontos da Tensão x N° de elementos para Torção .....	74
Figura 4.30 - Pontos da Tensão x N° de elementos para Flexão .....	75
Figura 4.31 - Critério de Convergência .....	78
Figura 4.32 - Histórico da Otimização do Parâmetro P60 .....	79
Figura 4.33 - Histórico da Otimização do Parâmetro P61 .....	80
Figura 4.34 - Histórico da Otimização do Parâmetro P62 .....	81
Figura 4.35 - Histórico da Otimização do Parâmetro P63 .....	82
Figura 4.36 - Histórico da Otimização do Parâmetro P64 .....	83
Figura 4.37 - Parâmetros com Sensibilidade a Tensão Equivalente Máxima na Torção (P60) .....	84
Figura 4.38 - Seções Transversais com parâmetros sensíveis ao P60 .....	85
Figura 4.39 - Parâmetros com Sensibilidade a Tensão Equivalente Máxima na Flexão (P61) .....	86
Figura 4.40 - Localização do Parâmetro P15 .....	87
Figura 4.41 - Disposição global dos parâmetros sensíveis .....	87
Figura 4.42 - Parâmetros com Sensibilidade a Deformação Máxima na Torção (P62) .....	89
Figura 4.43 - Parâmetros com Sensibilidade a Deformação Máxima na Flexão (P63) .....	89
Figura 4.44 - Parâmetros com Sensibilidade a Massa (P64) .....	90
Figura 4.45 - Comportamento da Rigidez Torcional com as iterações da Otimização .....	93
Figura 4.46 - Comportamento da Rigidez Flexional com as iterações da Otimização .....	94
Figura 4.47 - Histograma Tensão Equivalente – Torção .....	96
Figura 4.48 - Histograma Tensão Equivalente – Flexão .....	97
Figura 4.49 - Histograma Deformação Máxima – Torção .....	98
Figura 4.50 - Histograma Deformação Máxima – Flexão .....	98
Figura 4.51 - Resposta de superfície P60 .....	99
Figura 4.52 - Histograma Tensão Equivalente – Torção .....	101
Figura 4.53 - Histograma Tensão Equivalente – Flexão .....	101
Figura 4.54 - Histograma Deformação Máxima – Torção .....	103
Figura 4.55 - Histograma Deformação Máxima – Flexão .....	103
Figura 4.56 - Resposta de Superfície P61 .....	104
Figura 4.57 - Histograma Tensão Equivalente – Torção .....	105
Figura 4.58 - Histograma Tensão Equivalente – Flexão .....	106
Figura 4.59 - Histograma Deformação Máxima – Torção .....	107
Figura 4.60 - Histograma Deformação Máxima – Flexão .....	108
Figura 4.61 - Resposta de Superfície P62 .....	109
Figura 4.62 - Histograma Tensão Equivalente – Torção .....	110
Figura 4.63 - Histograma Tensão Equivalente – Flexão .....	111
Figura 4.64 - Histograma Deformação Máxima – Torção .....	112
Figura 4.65 - Histograma Deformação Máxima – Flexão .....	112
Figura 4.66 - Resposta de Superfície P63 .....	113

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 -Propriedades do material utilizado .....	50
Tabela 3.2 – Funções Objetivos .....	51
Tabela 4.1 - Dimensão dos Elementos de viga .....	54
Tabela 4.2 – Resultado Torção .....	73
Tabela 4.3 – Resultado Flexão .....	74
Tabela 4.4 – Configurações do ANSYS par a Otimização .....	77
Tabela 4.5 – Pontos ótimos da otimização .....	91
Tabela 4.6 – Rigidez torcional dos pontos ótimos .....	92



## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>10</b>
1.1 Objetivo Geral.....	12
1.1.1 Objetivos Específicos.....	13
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>14</b>
2.1 Chassis .....	14
2.2 Tipos de estruturas Veiculares .....	15
2.2.1 Formato em “I” do Quadro.....	15
2.2.2 Formato em “X” do Quadro .....	16
2.2.3 Formato em “H” do Quadro .....	16
2.2.4 Formato em Escada do Quadro .....	17
2.3 Chassiss Integrados.....	18
2.4 Carregamentos .....	20
2.4.1 Flexão.....	20
2.4.2 Torção.....	23
2.4.3 Rigidez Torcional e Flexional .....	24
2.4.4 Rigidez Torcional .....	24
2.4.5 Rigidez Flexional.....	27
2.4.6 Vigas em Flexão Pura.....	28
2.4.7 Tensão equivalente de Von Mises .....	28
2.5 Otimização .....	29
2.5.1 Otimização Paramétrica.....	32
2.5.2 Otimização utilizando algoritmos genéticos.....	33
2.6 Incertezas em Estruturas Automotivas .....	35
2.6.1 Introdução.....	35
2.6.2 Criação de modelos probabilísticos.....	36
2.6.3 Método dos elementos Finitos Estocásticos .....	37
<b>3 METODOLOGIA.....</b>	<b>40</b>
3.1 Descrição da metodologia utilizada.....	41
3.1.1 Estrutura simplificada.....	41
3.1.2 Modelo base.....	42
3.1.3 Parametrização das seções das vigas .....	43
3.1.4 Construção da estrutura.....	46
3.1.4 Propriedades do material .....	48

3.2	Funções objetivo da otimização.....	50
3.3	Problematização das Incertezas .....	52
<b>4</b>	<b>RESULTADOS, ANÁLISES E DISCUSSÕES.....</b>	<b>53</b>
4.1	Comprimento das Seções.....	53
4.2	Caracterização geométrica das seções parametrizadas .....	54
4.3	Estrutura Total Preliminar.....	63
4.4	Condições de Contorno e Convergência de Malha.....	68
4.5	Resultados da Otimização.....	76
4.5.1	Convergência da Otimização.....	76
4.5.2	Resultados dos parâmetros otimizados.....	79
4.5.3	Análise de sensibilidade .....	84
4.5.4	Pontos candidatos .....	91
4.5.5	Otimização da rigidez torcional .....	92
4.5.6	Otimização da rigidez flexional .....	93
4.6	Quantificação e análise do efeito das incertezas .....	94
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES.....</b>	<b>115</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>117</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Atualmente, torna-se cada dia mais importante e necessário pesquisas que contribuam para a qualidade dos produtos e para a preservação do meio ambiente, tendo em vista que a competitividade do mercado fornece diferentes opções para os consumidores que levam em consideração pontos como esses no momento de escolher um produto. Tecnologias envolvendo materiais leves e resistentes são necessários para a indústria aeronáutica e aeroespacial, materiais resistentes à corrosão/oxidação e climas adversos são importantes para a indústria naval, como também materiais inteligentes e nanoestruturas são muito importantes para a indústria biológica e médica. Analisando o cenário atual, para a indústria automotiva também se faz necessário a realização de pesquisas e desenvolvimento de estruturas otimizadas para serem utilizadas nos automóveis.

Um automóvel tem como objetivo transportar passageiros e cargas de uma maneira confortável e segura. Contudo, as diferentes condições dos pavimentos aplicam cargas de maneiras diferentes e solicitam as estruturas do veículo de diversas maneiras (BARTON; FIELDHOUSE, 2018). Além disso, os próprios veículos apresentam propósitos diferentes entre eles, como por exemplo veículos *off-roads*, que estão sujeitos à uma irregularidade da via muito maior do que os carros de passeios, que trafegam a maior parte do tempo em vias pavimentadas. Mas nem tudo se resume às condições das vias e os carregamentos externos aplicados nos veículos. Caminhões, vans e camionetes, como exemplo, são desenvolvidos para suportar também um volume interno de passageiros ou de cargas superiores aos veículos de 5 ocupantes. Todas essas variáveis são pensadas e projetadas para que os veículos e suas aplicações consigam operar de maneira adequada, mantendo a segurança e conforto dos seus ocupantes. Observando essa infinidade de possibilidades e características dos veículos, os sistemas de transmissão, de suspensão, de arrefecimento, de potência e etc., também vão variar de veículo para veículo conseqüentemente, para atender as suas especificações de funcionamento. Um caminhão que realiza o transporte de cargas pesadas possui uma potência superior aos veículos de passeio. Porém, as velocidades máximas dos veículos de passeio são maiores do que a dos caminhões, pois a combinação do sistema de potência com o sistema de transmissão é projetada com essa finalidade.

Devido às variadas demandas dos veículos, é imperativo projetar cada tipo de chassis de forma específica, de modo que suporte adequadamente as cargas dinâmicas e mecânicas associadas à propulsão e ao controle do veículo (MORELLO et al., 2011a). Nesse sentido, é importante salientar que os chassis apresentam diferentes formas, dimensões e propriedades,

com algumas estruturas sendo conectadas às carrocerias na produção, enquanto outras são projetadas como unidades integradas, capazes de suportar as cargas solicitantes. Apesar das variadas configurações, há algumas exigências comuns a todas as estruturas, tais como (MORELLO et al., 2011a):

- Alta confiabilidade – Manter as funções de projeto ao longo da vida do veículo.
- Baixo custo – Minimizar os investimentos para a produção e reduzir os custos com matéria prima.

O projeto da estrutura de chassis para veículos apresenta desafios aos engenheiros devido às características e necessidades conflitantes. Embora uma estrutura mais robusta proporcione maior segurança aos ocupantes, ela aumenta a quantidade de material utilizado na sua produção, elevando o custo e o consumo de combustível do veículo. A otimização estrutural surge como uma ferramenta capaz de solucionar esses impasses, encontrando soluções ideais para os problemas de massa e rigidez do chassis (BERLIN et al., 2002). Entretanto, o desenvolvimento da otimização estrutural requer atenção às restrições, que são as características do produto que não podem ser modificadas ou que possuem uma tolerância de valores aceitáveis. Por exemplo, a altura da coluna B de um veículo não pode ser muito baixa, pois o teto ficaria muito próximo aos ocupantes, mas também não pode ser muito alta, uma vez que isso aumentaria o centro de gravidade do veículo e afetaria a sua rolagem. Portanto, é fundamental que as restrições sejam cuidadosamente definidas para que o problema de otimização apresente soluções viáveis.

No contexto da engenharia automotiva, a otimização estrutural é um desafio, pois muitas das características e necessidades são conflitantes. Enquanto estruturas robustas são necessárias para garantir a segurança dos ocupantes, uma maior quantidade de material resulta em um veículo mais caro e com maior consumo de combustível. A solução para esse impasse está na otimização estrutural, que busca maximizar ou minimizar as funções objetivo, como a massa e a rigidez, e estabelecer restrições para as características que não podem ser alteradas. O método dos elementos finitos (FEM) é uma ferramenta computacional que permite simular o comportamento da estrutura sob diferentes condições, sem a necessidade de construir modelos físicos. Com as ferramentas de CAE (*Computer Aided Engineering*), é possível obter informações sobre a rigidez, tensões, simulações de deformação e comportamento dinâmico do veículo, o que permite a avaliação de diferentes soluções e a escolha daquela que melhor atende às necessidades de fabricação e mercado. A análise de múltiplas soluções obtidas por meio de

otimização, portanto, é uma etapa crucial para o desenvolvimento de novos produtos no setor automotivo.

Com a aplicação conjunta de diferentes ferramentas e conceitos, é viável alcançar estruturas ótimas que satisfaçam os requisitos do projeto com a menor quantidade de recursos possíveis. Isso pode resultar em uma significativa economia de materiais e de recursos naturais, bem como de tempo e de mão de obra, uma vez que análises pontuais para cada parâmetro não são necessárias. Além disso, o universo de possibilidades para projetos e produção de chassis de veículos é vasto.

No setor automotivo, a presença de variabilidade e incertezas representa um desafio para garantir a qualidade e o desempenho dos veículos fabricados. A variabilidade está relacionada às flutuações inerentes ao processo de produção dos componentes, enquanto as incertezas podem surgir devido a limitações na medição ou modelagem dos processos. Esses aspectos têm o potencial de impactar a geometria, a mecânica e a durabilidade dos componentes e sistemas veiculares, acarretando problemas como ruídos, vibrações, desgaste prematuro, falhas mecânicas e até mesmo acidentes.

No âmbito da indústria automotiva, diversas técnicas de controle de qualidade e gerenciamento de risco são empregadas para mitigar os efeitos da variabilidade e incertezas na geometria, mecânica e durabilidade dos componentes e sistemas dos veículos. Testes rigorosos são conduzidos em protótipos e produtos finais, e técnicas de simulação são utilizadas para modelar o comportamento dos sistemas e avaliar sua sensibilidade a incertezas e variabilidade. A gestão adequada desses fatores é crucial para garantir a qualidade e segurança dos veículos, satisfazer os clientes e atender aos requisitos regulatórios. Investimentos em técnicas avançadas de medição, análise e controle são necessários para minimizar os riscos e assegurar a qualidade dos veículos produzidos.

## **1.1 Objetivo Geral**

Este trabalho tem como propósito investigar os efeitos das incertezas atreladas aos processos de fabricação em uma estrutura de chassis automotivo integrado, também conhecido como "*Body in White*", após a estrutura ser submetida ao processo de otimização. Serão avaliados os impactos das incertezas nos critérios de Tensão Equivalente Máxima e Deslocamento Total Máximo durante as análises de torção e flexão do chassis. Além disso, serão examinados os efeitos da variabilidade geométrica nos parâmetros de construção do chassis veicular e seu impacto no comportamento das funções objetivo.

### 1.1.1 Objetivos Específicos

Com o objetivo de alcançar as metas propostas, o trabalho objetiva construir uma estrutura simplificada de um chassi integrado de forma parametrizada, utilizando o software *ANSYS* e *SOLIDWORKS*. Em seguida será desenvolvida uma otimização computacional. Com a otimização o intuito é minimizar alguns aspectos como a massa e maximizar outros, como a rigidez em flexão e torção. A estrutura otimizada apresenta as melhores combinações dos parâmetros geométricos, com a finalidade de aproximar as funções objetivo de seus máximos e mínimos.

Após o desenvolvimento da otimização, objetiva-se o desenvolvimento de uma análise de sensibilidade da estrutura parametrizada, para identificar as variáveis mais influentes, com o intuito de reduzir os recursos computacionais da análise das incertezas e alcançar os resultados desejados.

Além disso, este trabalho abordará a avaliação das incertezas incorporadas no modelo do chassi. O método dos elementos finitos estocásticos será utilizado para incorporar as incertezas, utilizando como base o modelo determinístico do chassi veicular. Os resultados obtidos indicarão o impacto da variabilidade dos parâmetros mais sensíveis nas funções objetivo utilizadas na otimização.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Chassis

Um chassis é o componente estrutural central de um veículo, que tem a finalidade de suportar e distribuir as cargas aplicadas ao longo do corpo do carro, incluindo as cargas dos diferentes sistemas e componentes. É possível projetar o chassis de forma a proporcionar tanto resistência quanto leveza, para manter o veículo em equilíbrio dinâmico e seguro durante sua operação. Adicionalmente, o chassis também pode ser projetado para fornecer proteção aos ocupantes em caso de colisões ou acidentes (GENTA; MORELLO, 2009)

O projeto adequado do chassis também é importante para garantir o conforto acústico e de direção, bem como para melhorar a ergonomia e a performance dinâmica do veículo. Além disso, há uma relação direta entre a dirigibilidade e a segurança dos ocupantes e o projeto do chassis ocupantes (MACHADO et al., 2017). Em caso de impactos ou colisões, um chassis bem projetado é capaz de absorver as energias envolvidas e manter as deformações do veículo em níveis baixos, contribuindo para a segurança dos passageiros. A rigidez a torção e flexão adequadas do chassis também são importantes para manter a estabilidade e a dirigibilidade do veículo, permitindo que a suspensão controle a cinemática do veículo (GAWANDE; MULEY; YERRAWAR, 2018).

O chassis de um veículo é uma componente complexo que suporta diversas partes, e suas funções estão atreladas a variáveis que devem ser criteriosamente analisadas para atender às exigências dos projetistas. Entre essas variáveis, a massa dos componentes é fundamental, uma vez que o consumo de combustível está diretamente relacionado à massa total do veículo. No entanto, é importante ressaltar que um chassis com massa drasticamente reduzida pode comprometer outras funções, como a rigidez à flexão e à torção. Por essa razão, é imprescindível considerar todos os parâmetros necessários para desenvolver um chassis que atenda às necessidades e exigências do produto.

As estruturas dos chassis podem ser separadas da carroceria, como em muitos veículos industriais e em alguns veículos *off-road*, ou podem ser integradas, como corpos unidos (GENTA; MORELLO, 2020). Como existem diversas maneiras de construção, cada montadora tem suas preferências e cada configuração do chassis possui suas vantagens e desvantagens.

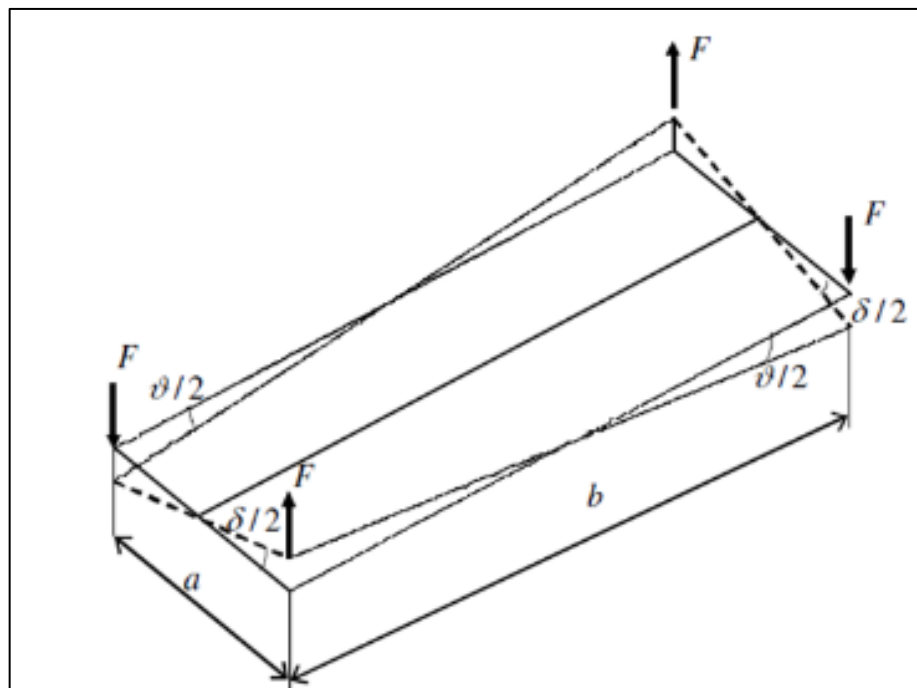
## 2.2 Tipos de estruturas Veiculares

Como existem diversas configurações para os chassis utilizados em veículos, a seguir estão listados alguns tipos, apresentando os conceitos básicos sobre suas características, vantagens e desvantagens.

### 2.2.1 Formato em “I” do Quadro

Este tipo de formato consiste em uma viga central, cuja extremidades se conectam em dois elementos transversais, conforme é mostrado na Figura 2.1. Nesse exemplo de estrutura, a viga central é responsável por apresentar rigidez à torção e flexão. Na Figura 2.1 estão representadas cargas nas extremidades da estrutura, ilustrando o comportamento da mesma.

Figura 2.1 - Chassis em formato de “I” sob torção



Fonte: Morello et al. (2011b).

Como vantagens, esse tipo de disposição das vigas apresenta elevadas taxas de relação entre massa e rigidez torcional, é possível integrar a viga central ao túnel e possui relativa simplicidade. Como desvantagem, a disposição das vigas não está presente na parte inferior das portas e a viga transversal da parte frontal está na região dos pés dos ocupantes. Esse tipo de

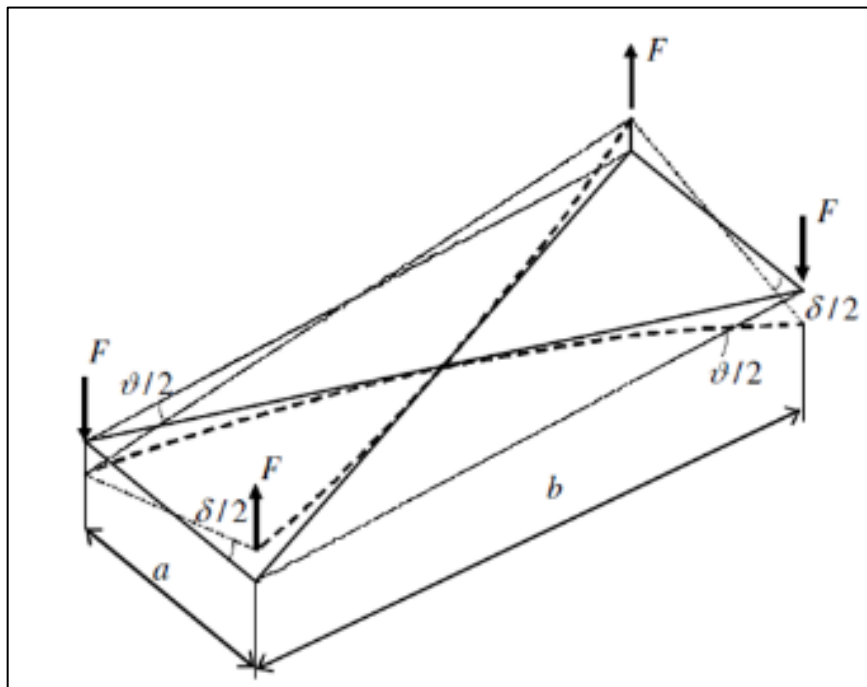


distribuição diminui o espaço para as pernas dos ocupantes e não proporciona uma boa sustentação para as portas laterais (MORELLO et al., 2011b).

### 2.2.2 Formato em “X” do Quadro

Este formato consiste em duas vigas dispostas diagonalmente, conectadas em um nó central. Cada extremidade da diagonal está conectada a uma das suspensões do veículo. Quando o chassis estiver sujeito à torção, ambas as vigas estão sujeitas a se curvar, podendo ser prejudicial para o projeto. A Figura 2.2 ilustra o formato apresentado.

Figura 2.2 - Chassis em Formato de “X” sob torção



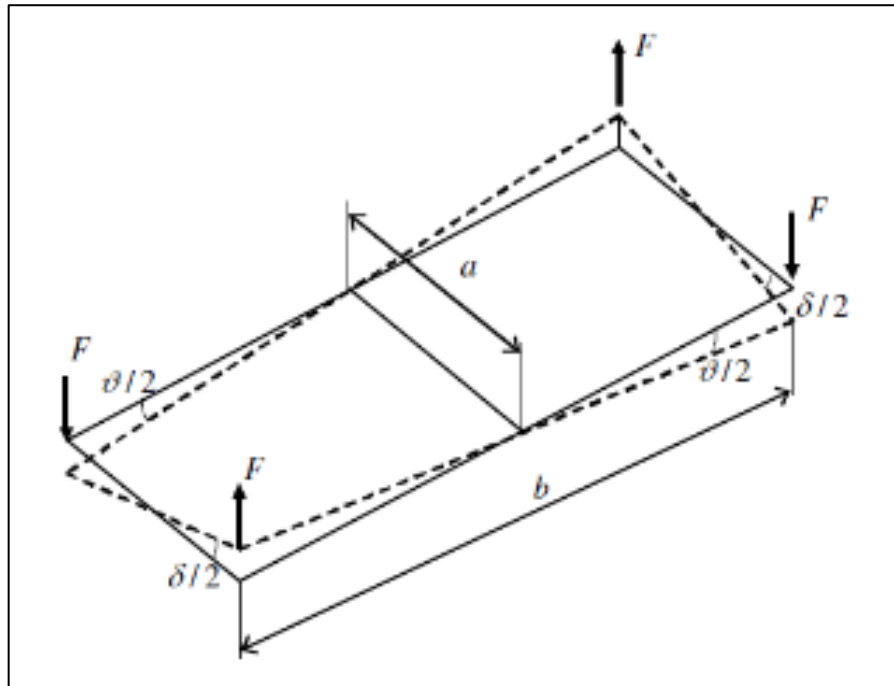
Fonte: Morello et al. (2011b).

Como vantagens, este tipo de estrutura apresenta também uma relativa simplicidade e baixa massa na construção. Como desvantagem, essa disposição não possui componente na parte inferior das portas e é difícil de integrar elementos longitudinais, como transmissão e sistemas de escapamento (MORELLO et al., 2011b).

### 2.2.3 Formato em “H” do Quadro

Esta configuração consiste em duas vigas longitudinais, conectadas por uma outra viga central. As vigas longitudinais são os elementos que promovem rigidez à flexão, enquanto o elemento central promove rigidez à torção, ilustrado na Figura 2.3.

Figura 2.3 - Chassis em formato de “H” sob torção



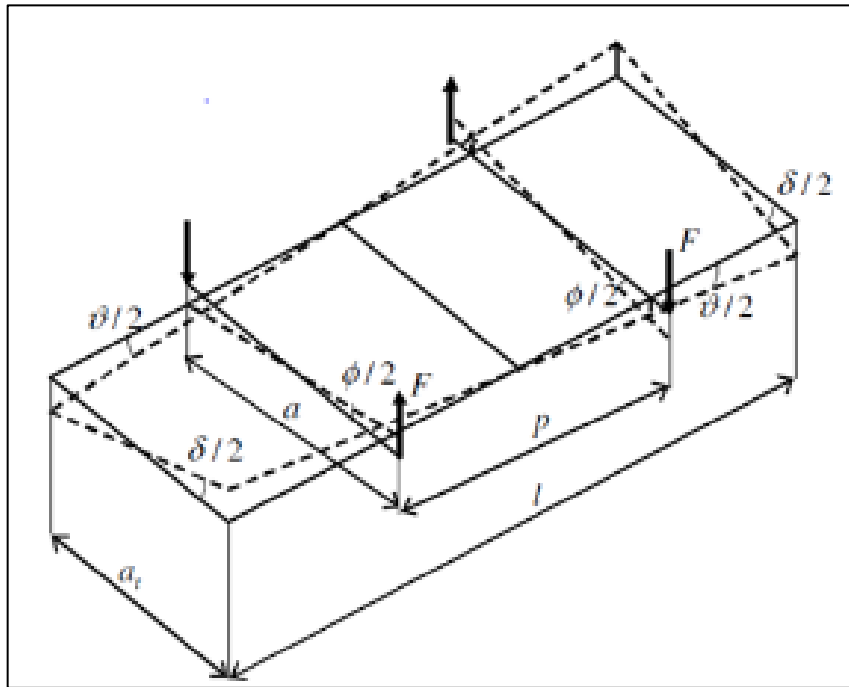
Fonte: Morello et al. (2011b).

Como vantagens, este tipo de estrutura apresenta simplicidade na sua construção e o membro transversal pode ser posicionado embaixo dos assentos. Como desvantagem, apresenta baixa taxa entre rigidez torcional e massa (MORELLO et al., 2011b).

#### 2.2.4 Formato em Escada do Quadro

A disposição do frame do chassis em formato de escada (*ladder frame*) consiste em duas vigas longitudinais, como em outros exemplos já citado, mas aqui estarão presentes mais de duas vigas transversais para fazer a conexão entre as vigas longitudinais, conforme a Figura 2.4.

Figura 2.4 - Chassis em formato de escada sob torção



Fonte: (Morello et al. (2011b).

Como vantagem, a disposição em formato de escada apresenta a adaptabilidade em acomodar uma grande diversidade de carrocerias, por isso é amplamente utilizado desde veículos comerciais leves até veículos de grande porte e sujeitos a maiores cargas. Para a sua construção, a seção transversal dos componentes que conectam as duas vigas longitudinais é importante, pois o seu formato pode acabar que por diminuir a rigidez torcional do todo (HAPPIAN-SMITH, 2002).

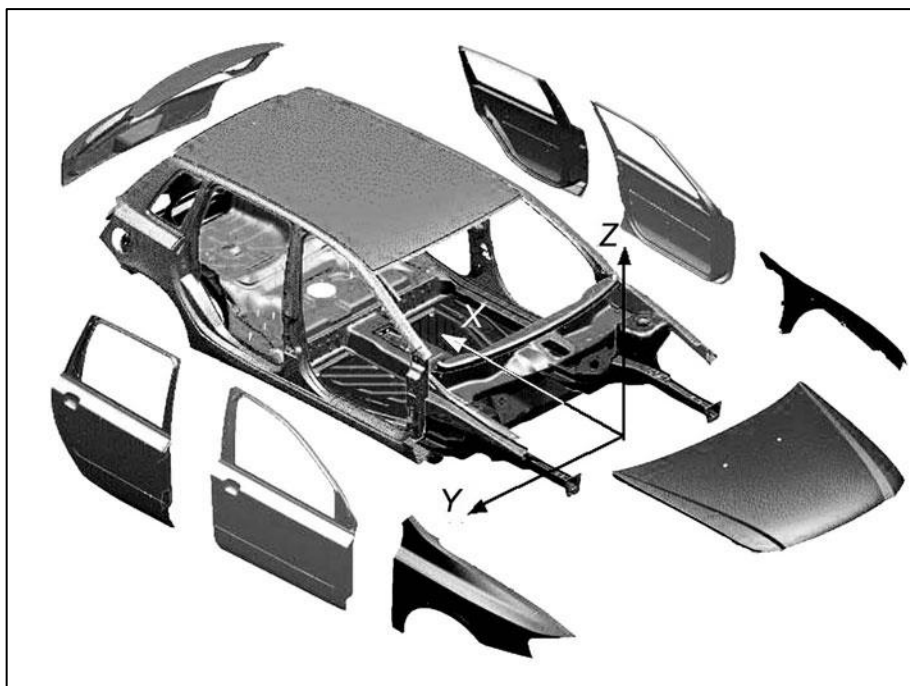
### 2.3 Chassiss Integrados

Os chassiss monoblocos são os principais constituintes dos veículos de passeio na atualidade. Neste tipo de estrutura, o chassis e carroceria são um único componente, e os demais sistemas e subsistemas do veículo estarão conectados a essa estrutura. Aqui, a estrutura consiste em um conjunto de chapas e painéis, constituídos por materiais homogêneos que, quando conectados, dão forma à estrutura do chassis (MORELLO et al., 2011a).

Devido a toda conectividade de componentes, este tipo de estrutura apresenta uma complexibilidade superior na sua confecção, já que um robusto processo de conformação mecânica, soldagem, estampagem e outros processos, precisam ser bem desenvolvidos e estudados para que a conexão dos componentes aconteça de maneira adequada. Na estrutura do

chassis, as partes móveis serão acopladas, por exemplo, as portas, tampa do porta-malas, capô e tampa do tanque de combustível. Além das partes móveis, ainda serão acoplados aos componentes externos do veículo, como por exemplo os para-choques, para-brisas, janelas, grades, aerofólios e faróis. Os componentes de acabamento interno também serão acoplados ao painel de instrumentos, bancos, carpetes, painéis de acabamento, cintos de segurança, *airbags*, dentre outros. Todos esses componentes, conectados ao chassis monobloco do veículo, constituem a carroceria do veículo, ilustrado na Figura 2.5.

Figura 2.5 - Chassis monobloco com suas partes móveis



Fonte: Morello et al. (2011a).

Este tipo de estrutura apresenta como principal desvantagem, o alto custo de desenvolvimento. Esta estrutura é principalmente utilizada pelas grandes montadoras. Além disso, em caso de acidentes que danifique alguma de suas colunas, por exemplo, é considerado perda total do veículo, já que não é possível realizar o reparo somente da zona danificada.

Como vantagens, este tipo de estrutura apresenta uma maior rigidez à flexão e torção, e massa menor do que as estruturas que possuem o chassis separado da carroceria (HAPPAN - SMITH, 2002). Com os chassis integrados, o mesmo chassis pode ser utilizado para diferentes veículos, pois os painéis exteriores são as características estéticas que definem o visual. Dessa forma, utilizando uma mesma estrutura para diferentes veículos, o controle da qualidade da produção é maior.

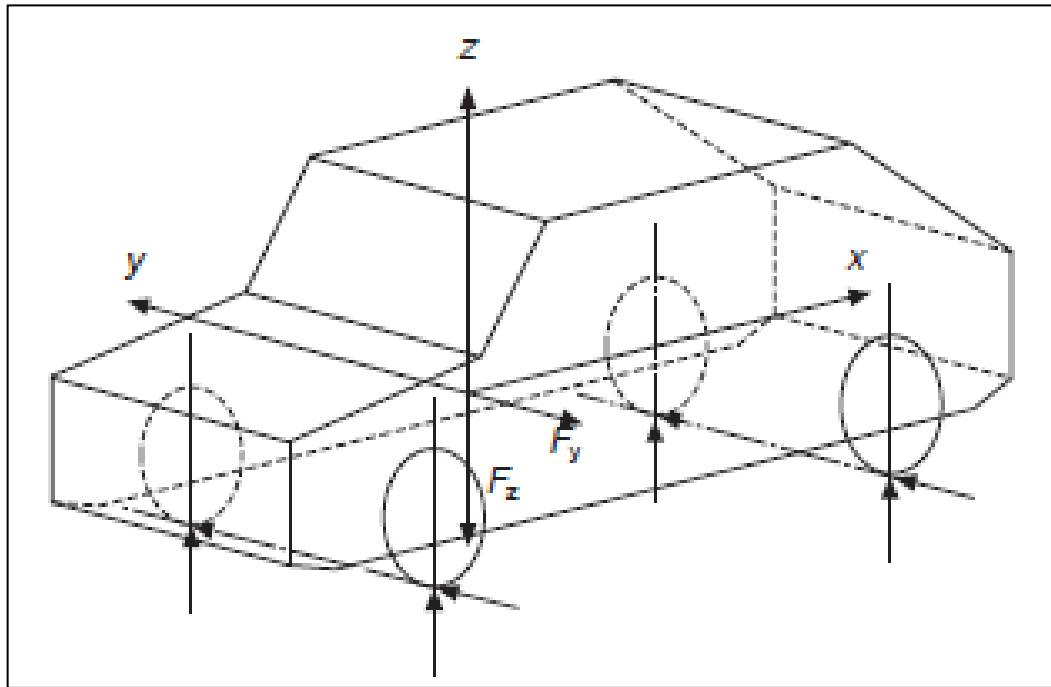
## 2.4 Carregamentos

Em virtude da exposição dos veículos a múltiplas adversidades e condições durante sua operação em rodovias e estradas, várias cargas e esforços atuam sobre a estrutura. Entre eles, destacam-se o movimento do veículo, irregularidades do solo, ventos laterais, aceleração, frenagem e curvas, os quais geram esforços sobre o chassi, que é o componente estrutural responsável por resistir a muitas dessas cargas. Portanto, é crucial compreender a forma como essa estrutura reage a tais esforços solicitantes para o desenvolvimento de um chassi adequado.

### 2.4.1 Flexão

Ao analisar a flexão em um veículo, pode ser observado que ocorre em um plano vertical, denominado plano X-Z. Nesse plano, as cargas presentes no chassi, como o peso dos componentes, passageiros e bagagens, geram um momento de flexão no eixo Y, devido à sua distribuição estática de carga. Adicionalmente, a variação de nível do solo, como lombadas e desníveis, também pode gerar momentos fletores na estrutura do chassi, quando um eixo do veículo se encontra em um nível diferente do outro. Esse tipo de análise é fundamental para entender o comportamento do chassi diante das diversas condições a que o veículo será submetido. A Figura 2.6 ilustra como pode ocorrer a distribuição de cargas fletoras em um veículo.

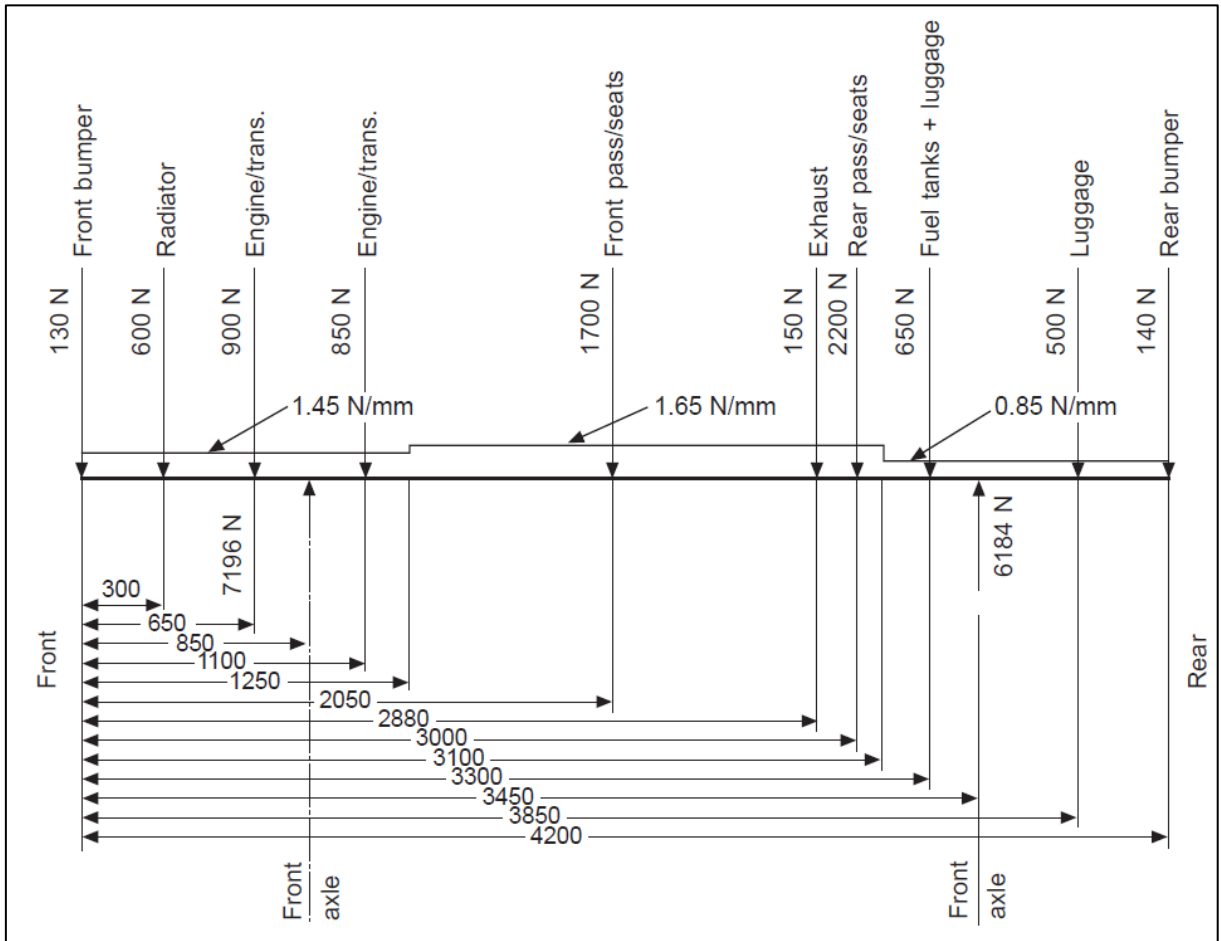
Figura 2.6 - Cargas fletoras em um veículo



Fonte: Happian-Smith (2002).

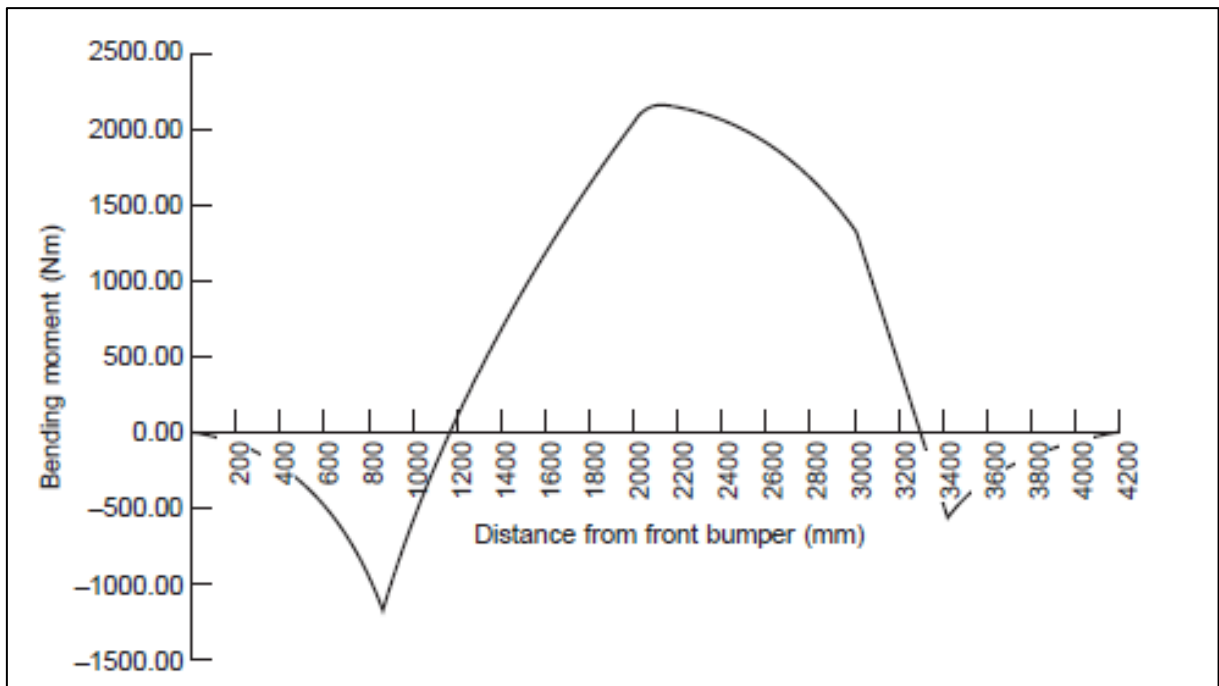
A Figura 2.7 ilustra os principais componentes que causam momento fletor em um veículo de passeio. Tomando essas cargas como base foi possível obter o diagrama de momento fletor de um veículo de passeio, ilustrado na Figura 2.8.

Figura 2.7 - Dispositivos e suas respectivas cargas em um veículo de passeio



Fonte: Happian-Smith (2002).

Figura 2.8 - Diagrama de momento fletor em um veículo de passeio



Fonte: Happian-Smith (2002).

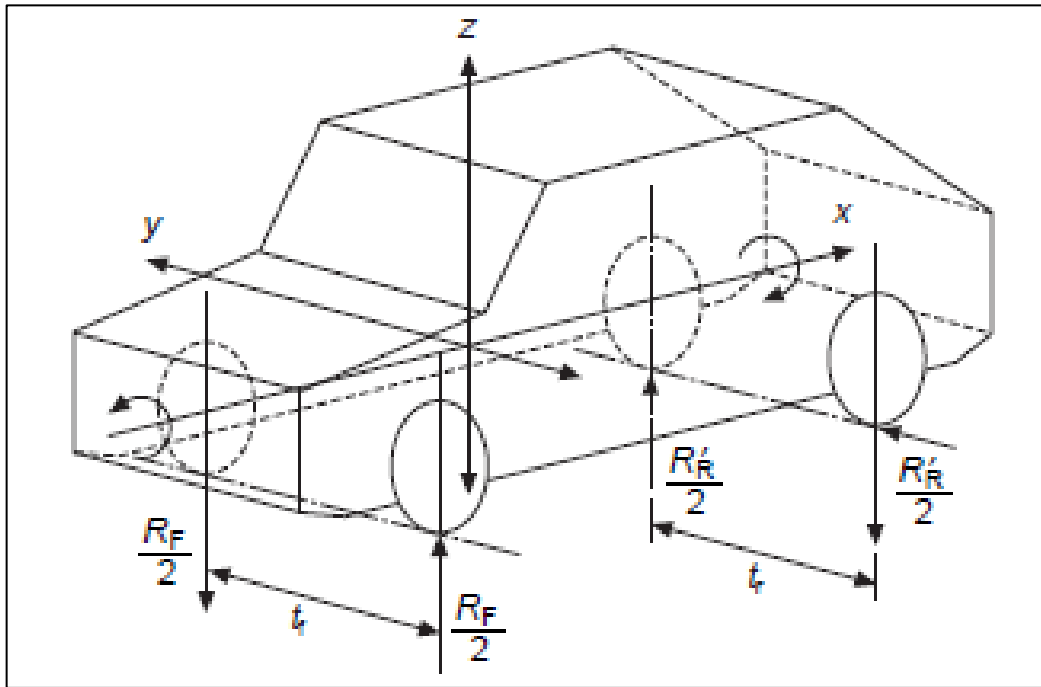
As Figuras 2.7 e 2.8 ilustram exclusivamente as cargas estáticas presentes em um veículo. No momento do projeto, as cargas dinâmicas devem ser levadas em consideração. A experiência dos fabricantes de veículos indica que as cargas estáticas devem ser aumentadas por fatores de 2,5 a 3,0 para veículos rodoviários, já veículos *off-road* podem ser projetados com fatores de 4 (HAPPIAN-SMITH, 2002).

#### 2.4.2 Torção

Em um veículo, tanto o chassi quanto a carroceria estão expostos a diversas ações que podem gerar momentos em torno do eixo longitudinal "X". Em casos como o de uma das rodas dianteiras do veículo passando por uma lombada ou desnível, além do momento fletor mencionado anteriormente, é gerado um momento de torção ao longo do eixo longitudinal. A Figura 2.9 ilustra esse acontecimento.



Figura 2.9 - Veículo sujeito a um momento torçor



Fonte: Happian-Smith (2002).

A torção pode ser observada como sendo uma carga aplicada em uma das extremidades do eixo do veículo, e obtendo uma reação do outro lado (HAPPIAN-SMITH, 2002). Observando a imagem, o eixo dianteiro apresenta uma carga verticalmente para cima na roda da esquerda, e uma carga de mesma magnitude, porém vertical para baixo, na roda da direita.

### 2.4.3 Rigidez Torcional e Flexional

Tão importante como conhecer os carregamentos ao qual chassis pode ser submetido, se faz importante também determinar, numericamente, o valor dessas características, para que se possa comparar os resultados obtidos no caso de uma simulação ou otimização. A seguir serão descritas a formulação matemática para determinar os valores para a rigidez da estrutura de um veículo.

### 2.4.4 Rigidez Torcional

A rigidez torcional da estrutura é talvez o parâmetro mais importante a ser considerado nos estágios iniciais de um projeto de chassis (BARTON; FIELDHOUSE, 2018). O cálculo da rigidez torcional se dá pela razão do torque aplicado nas fixações da suspensão pela deflexão

angular que a estrutura apresenta quando se é solicitada. A Equação 2.1 representa o cálculo da rigidez torcional.

$$Kt = \frac{T}{\theta} \quad (2.1)$$

Onde:

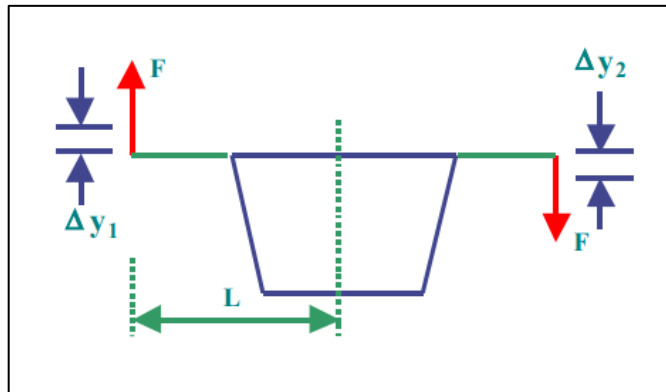
$Kt$  - Rigidez torcional do chassis (N.m/deg);

$T$  - Torque aplicado à estrutura (N.m);

$\theta$  - Deflexão angular (deg).

Para a determinação do torque que está solicitando a estrutura, algumas considerações precisam ser feitas. É considerado que em ambas as rodas, de um mesmo eixo, estão sendo solicitadas por uma mesma carga de mesma intensidade e em sentidos opostos. O diagrama apresentado na Figura 2.10 representa a composição de cargas na determinação da rigidez torcional.

Figura 2.10 - Composição de forças e variáveis para determinação da rigidez torcional ( $Kt$ )



Fonte: Riley e George (2002).

Dessa forma, o torque descrito na Equação 2.1 pode ser reescrito como sendo duas vezes a força aplicada em cada uma das rodas, multiplicada pela distância da aplicação da força até o eixo de simetria da estrutura:

$$T = 2 * (F * L) \quad (2.2)$$

Onde:

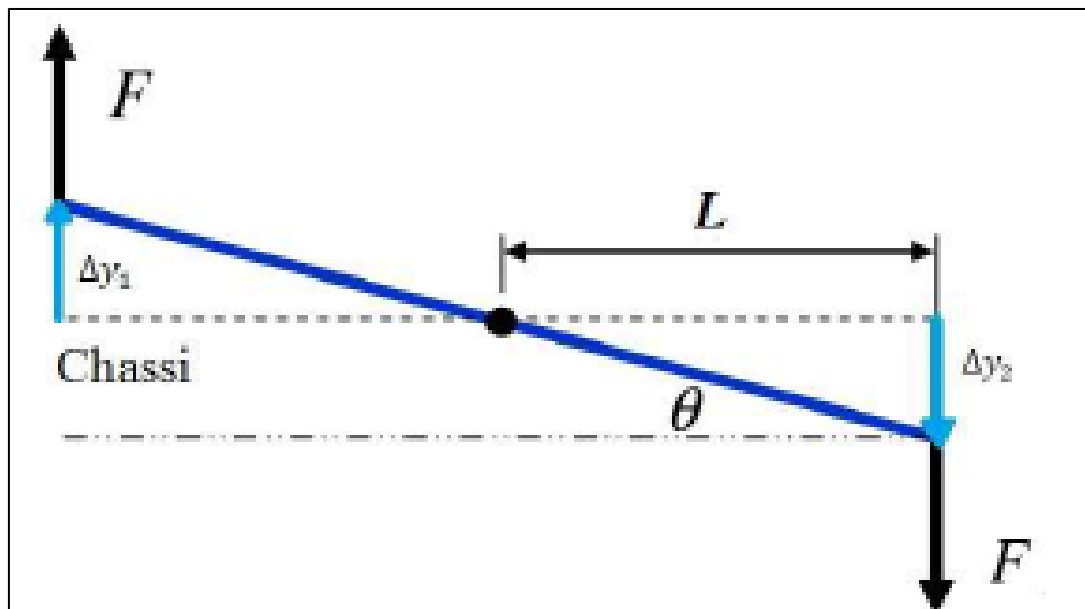
$T$  - Torque aplicado à estrutura (N.m);

$F$  – Força aplicada em cada uma das rodas (N);

$L$  – Distância da aplicação da força até o eixo de simetria do veículo (m).

A deflexão angular também pode ser reescrita para permitir a determinação numérica da rigidez do chassi.

Figura 2.11 - Deflexão angular no caso da torção do chassi



Fonte: Galvão (2018).

Considerando que a deflexão consiste no ângulo formado do centro do veículo até o ponto de aplicação da carga, com auxílio do diagrama acima, a deflexão pode ser descrita da seguinte maneira:

$$\theta = \tan^{-1} \left[ \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2 * L} \right] \quad (2.3)$$

Sendo  $\Delta y_1$  e  $\Delta y_2$  o deslocamento vertical dos pontos de aplicação da força. Assim, a equação da rigidez torcional pode ser reescrita da seguinte maneira:

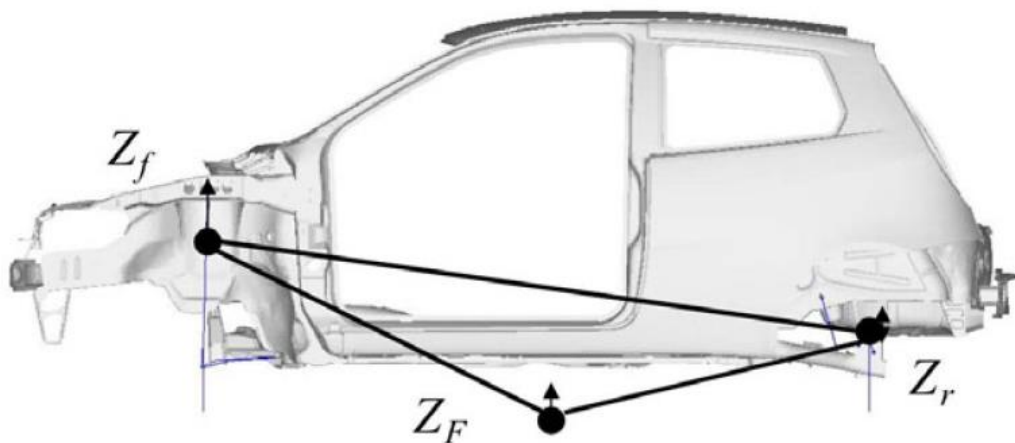
$$Kt = \frac{2*(F*L)}{\tan^{-1}\left[\frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2*L}\right]} \quad (2.4)$$

Valores típicos de rigidez de torção para carrocerias integrais modernas para carros compactos e médios é de aproximadamente 8.000–10.000 N.m/deg, já para veículos de luxo e veículos mais robustos, podem atingir valores de 12.000–15.000 N.m/deg.

### 2.4.5 Rigidez Flexional

A rigidez à flexão pode ser calculada como a relação entre a força vertical aplicada  $F$  e o deslocamento  $\Delta z$  da seção onde é aplicada em relação aos eixos. A Figura 2.12 apresenta o esquema para medição da rigidez flexional.

Figura 2.12 - Esquema para medição da Rigidez Flexional



Fonte: Morello et al. (2011b).

A Equação 2.5 representa a forma de determinar a rigidez flexional de um chassi veicular:

$$Kf = \frac{F}{\Delta z} \quad (2.5)$$

Onde:

$Kf$  – Rigidez Flexional

$F$  – Força Vertical

$\Delta z$  – Deslocamento vertical

### 2.4.6 Vigas em Flexão Pura

A equação de tensão de uma viga em flexão descreve a distribuição de tensões ao longo da seção transversal da viga quando ela é submetida a uma carga de flexão. Essa equação é importante na análise e no projeto de estruturas, pois permite determinar as tensões máximas na viga e verificar se elas estão dentro dos limites admissíveis de segurança.

Para vigas em flexão pura, a tensão nesse caso pode ser descrita da seguinte maneira (NORTON, 2013).

$$\sigma_x = -\frac{My}{I} \quad (2.6)$$

Onde:

$M$  - Momento fletor aplicado na seção em questão;

$I$  - Momento de inércia da área da seção transversal da viga em relação ao plano neutro;

$y$  - distância do plano neutro até o ponto onde a tensão é calculada.

A Equação 2.6 pode ser usada para calcular a tensão em qualquer ponto ao longo da seção transversal da viga, permitindo determinar as tensões máximas e, conseqüentemente, verificar a segurança da estrutura.

### 2.4.7 Tensão equivalente de von Mises

A tensão de von Mises é um parâmetro fundamental para determinar a deformação ou ruptura de um material sob ação de cargas. Segundo o critério de escoamento de von Mises, quando a tensão de von Mises atinge ou excede o limite de escoamento do material sob tensão simples, ocorrerá a falha do material. Quando um corpo, inicialmente em equilíbrio ou sem deformação, é submetido a uma força de corpo ou superfície, ele se deformará até alcançar um novo estado de equilíbrio mecânico, ou seja, um estado deformado. As relações entre as forças externas e a deformação do corpo são conhecidas como relações Tensão-Deformação e representam as propriedades do material que constitui o corpo.

A tensão de von Mises ( $\sigma'$ ) é definida como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões multiaxiais aplicadas. Em outras palavras, com o equacionamento da tensão de von Mises, é possível tratar

casos em que existe uma tensão multiaxial combinada como sendo somente um carregamento de tração pura (NORTON, 2013). A Equação 2.7 representa a tensão equivalente de von Mises para tensões planas:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.7)$$

Onde:

$\sigma_x$  - Tensão principal em X

$\sigma_y$  - Tensão principal em Y

$\tau_{xy}$  - Tensão de cisalhamento

A mesma equação para o caso tridimensional está apresentada na Equação 2.8:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (2.8)$$

## 2.5 Otimização

A otimização é uma área fundamental na ciência da computação que busca encontrar a solução ideal para um problema complexo, levando em conta um conjunto de restrições. O objetivo da otimização é maximizar ou minimizar uma função objetivo, que é uma função matemática que mede a qualidade da solução. Essa função pode ser usada para avaliar o desempenho de sistemas, a eficiência de algoritmos ou qualquer outro aspecto que se deseja melhorar. Em geral, a função objetivo é definida em termos de uma ou mais variáveis de decisão, que são os parâmetros que devem ser ajustados para se obter a solução ideal.

A otimização computacional utiliza algoritmos e técnicas matemáticas para encontrar a melhor solução possível para um problema de otimização. A escolha do algoritmo a ser usado depende do tipo de problema, das restrições envolvidas e da função objetivo a ser maximizada ou minimizada. A otimização computacional é amplamente utilizada em diversas áreas, incluindo engenharia, economia, finanças, ciência dos dados e outras áreas do conhecimento. É uma ferramenta poderosa para ajudar a resolver problemas complexos e encontrar soluções ótimas em diversas áreas.

Ao abordar as técnicas de otimização, é crucial compreender alguns parâmetros indispensáveis para a solução de um problema. O emprego de ferramentas numéricas de

otimização tem como objetivo principal alcançar resultados superiores dentro de um conjunto de circunstâncias, maximizando ou minimizando os valores da função objetivo (RAO, 2009). Dois conceitos elementares foram previamente introduzidos, sendo a função objetivo a equação que representa o objetivo a ser maximizado ou minimizado, enquanto as circunstâncias do problema são identificadas como restrições, as quais devem ser expressas em forma de funções matemáticas para que os algoritmos possam obter resultados otimizados da função objetivo. Em síntese, a otimização visa encontrar o máximo ou mínimo de uma função (função objetivo), levando em conta as restrições do problema (VANDERPLAATS, 1999).

No âmbito da engenharia mecânica automotiva, a otimização se faz por meio da representação matemática das funções objetivo e das restrições do problema, que são expressas através de equações algébricas ou inequações, dependendo do tipo de situação. A maximização ou minimização de uma função  $f(x)$ , por exemplo, é uma forma comum de otimização, sujeita à restrição de que  $g(x) \leq b$ , onde  $g(x)$  é outra função que representa a restrição e  $b$  é a constante que representa o limite máximo permitido pela restrição. Essa abordagem se mostra eficiente em resolver problemas complexos de engenharia, permitindo que se encontre a melhor solução possível dentro das circunstâncias apresentadas.

A exemplificação de um problema de otimização consiste em:

*Minimizar:*  $f(x,y)$

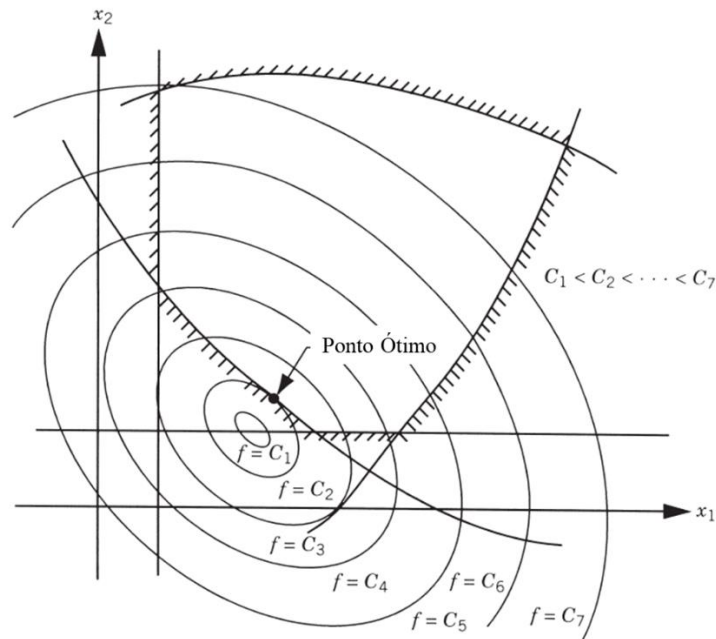
*Restrições:*  $h(x,y) = 0$

$g(x,y) \leq b$ .

Neste caso, a função objetivo é  $f(x,y)$  e as restrições são expressas pelas seguintes equações,  $h(x,y) = 0$  e pela inequação  $g(x,y) \leq b$ , em que  $h(x,y)$  e  $g(x,y)$  são funções que descrevem as restrições do problema e  $b$  é uma constante que representa o limite máximo permitido pela restrição.

Com os principais conceitos e terminologias da otimização já apresentados, o próximo passo consiste em avaliar a região da localização da solução do problema. Com a Figura 2.13 é possível melhor compreender o comportamento dessa região. Na Figura 2.13, as restrições do problema em questão são representadas pelas linhas hachuradas, representando o contorno das possíveis soluções viáveis para o problema. O lado externo das linhas hachuradas representam a região inviável da solução, já que uma ou mais das restrições do problema não é atendida. Com a região viável das soluções definidas, a determinação do ponto ótimo que minimize ou maximize a função objetiva é facilitada.

Figura 2.13 - Contornos da Função Objetiva



Fonte: Adaptado de RAO, 2009.

Com o aumento do número de restrições e de funções objetivo, a superfície que representa o contorno da região com soluções viáveis se torna mais difícil de representar. Dessa forma, as ferramentas computacionais são fundamentais no processo de otimização.

Tomando problemas de engenharia como base de análise, quando se inicia o projeto de uma estrutura ou componente mecânico, é necessário um embasamento muito forte de conhecimento e expressões matemáticas por parte do engenheiro, para que o projeto em sua forma final desempenhe a função desejada. Levando em consideração a linha de raciocínio do projetista, existem infinitas formas finais que o produto pode ter e todas essas formas ainda irão contemplar os requisitos necessários para um bom funcionamento. Mas além de atender os quesitos principais para um ótimo funcionamento, os produtos devem ter, como exemplo, dimensões especificadas, matéria prima específica, período mínimo de funcionamento, dentre outros parâmetros. Assim, as expressões matemáticas que regem as características necessárias do produto se enquadram como as funções de restrição que irão influenciar no resultado da otimização.

Embora uma abordagem analítica possa ser suficiente para resolver problemas de otimização mais simples, para a grande maioria dos desafios enfrentados na indústria automotiva, caracterizados por múltiplas restrições, expressões matemáticas complexas e



inúmeras variáveis, o uso de ferramentas computacionais é crucial. Nesse sentido, a utilização de linguagens matemáticas em conjunto com rotinas de programação é uma estratégia fundamental para aplicar as técnicas de otimização e alcançar soluções satisfatórias.

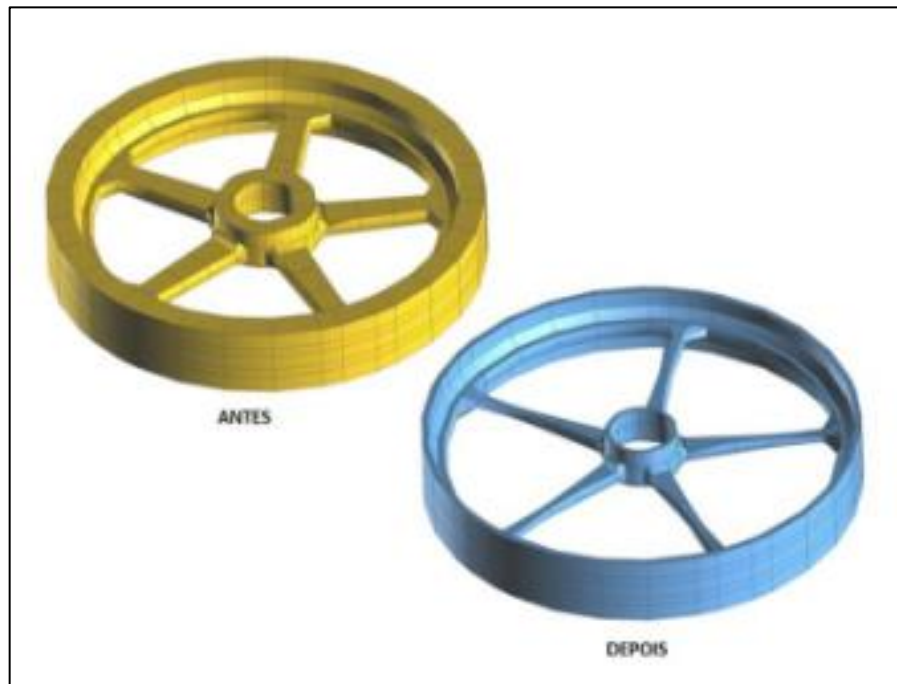
Para a solução de problemas de otimização, a programação computacional é uma ferramenta fundamental na obtenção do máximo ou mínimo das funções desejadas. Utilizando rotinas computacionais, o procedimento e tempo necessário para obter as respostas desejadas são menores, mas o desenvolvimento de uma programação para cada tipo de problema pode ser um empecilho. Por isso, existem diversos softwares disponíveis no mercado que buscam contemplar os diferenciados problemas de engenharia e facilitar a busca pelo produto ideal, no qual para o presente trabalho consistiu na otimização da estrutura de um chassi automotivo.

Com a utilização de programas desse ramo, empresas que trabalham com produtos e componentes de engenharia poderão ser mais competitivas no mercado. Mas, mais importante do que isso, pode-se dizer que ocorrerá uma conservação de recursos naturais, já que computacionalmente poderá ser obtida a geometria necessária com uma menor utilização de matéria prima sem reduzir a qualidade do produto (BERLIN et al., 2002).

### **2.5.1 Otimização Paramétrica**

Uma das primeiras alternativas para realizar a otimização de algum componente ou estrutura, é a otimização paramétrica. Nesta abordagem, o resultado otimizado apresenta a mesma forma geométrica da estrutura inicial, apenas com variações das dimensões da estrutura inicial. Cada dimensão presente na estrutura pode ter o seu valor alterado, respeitando as restrições e condições de contorno do problema, e com essas variações o resultado otimizado é obtido (SILVA, 2001). Para estruturas relativamente simples, uma abordagem analítica pode ser utilizada na otimização paramétrica, mas com estruturas mais complexas, recursos computacionais se tornam necessários. A Figura 2.14 ilustra bem o resultado obtido de uma otimização paramétrica, onde a estrutura inicial apresenta dimensões e espessuras mais robustas e, após a otimização, é possível observar que o componente apresenta medidas mais delgadas.

Figura 2.14 - Antes e Depois de uma otimização paramétrica



Fonte: Arbogast (2019).

### 2.5.2 Otimização utilizando algoritmos genéticos

Problemas de otimização que envolvem variáveis contínuas e discretas, além de espaços de *design* descontínuos e não convexos, podem apresentar desafios para as técnicas tradicionais de programação não-linear. Nestes casos, algoritmos genéticos são frequentemente utilizados como uma alternativa eficaz (RAO, 2009).

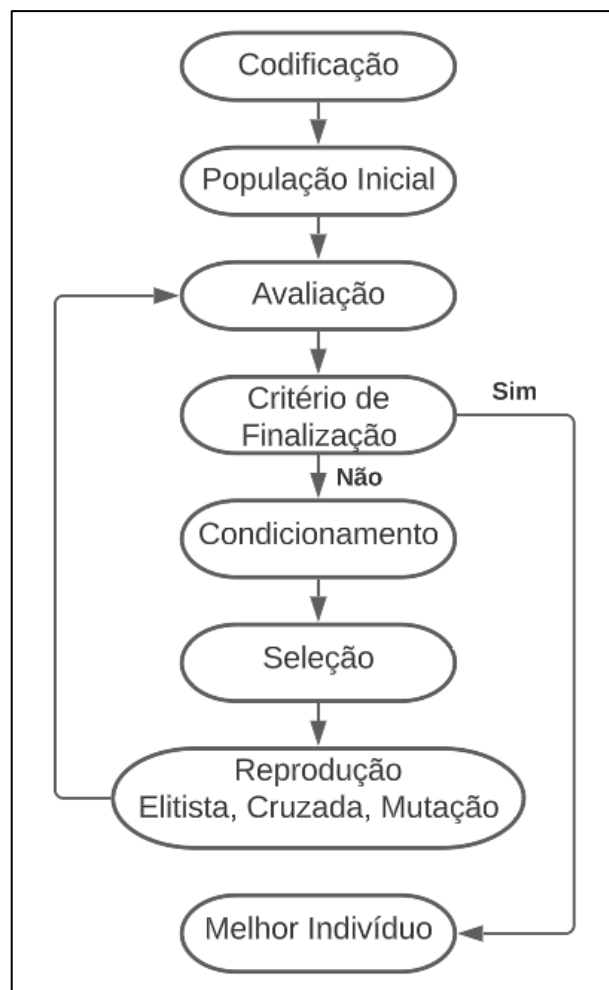
Os algoritmos genéticos utilizam uma população inicial de soluções, representada por indivíduos que possuem cromossomos. Cada indivíduo passa por um processo de evolução simulada que visa encontrar o ótimo global. Esse processo inclui iterações em que o algoritmo seleciona indivíduos da população para serem "pais", gerando uma nova geração de "filhos". Com o passar das iterações, a população cresce em direção à solução ótima do problema (MESSAC, 2015).

Em vista das limitações impostas pelos problemas de otimização, a ordenação da população em relação ao grau de aptidão é uma medida crucial para a utilização de algoritmos genéticos. Os indivíduos que atendem às restrições e maximizam ou minimizam a função objetivo são classificados como os mais aptos, enquanto aqueles que não as satisfazem são penalizados e caem na hierarquia. Com a finalidade de evitar a convergência prematura para um mínimo local, o algoritmo pode sofrer mutações, garantindo a introdução de novas

características que não estavam presentes nas gerações anteriores. As iterações ocorrem até que uma solução ótima aceitável seja alcançada. Na otimização de parâmetros que possuem múltiplas funções objetivo, o método *Multi Objective Genetics Algorithm* (MOGA) se destaca por sua eficácia na criação de pontos de design. (TSOMPANAKIS; LAGAROS; PAPADRAKAKIS, 2008).

A Figura 2.15 ilustra o fluxograma de como ocorrem os processos envolvidos nas iterações de um algoritmo genético.

Figura 2.15 - Procedimento algoritmos genéticos



Fonte: Adaptado de Messac (2015).

## 2.6 Incertezas em Estruturas Automotivas

### 2.6.1 Introdução

O estudo de incertezas no mundo automotivo é crucial dada a constante introdução de novas tecnologias e processos de fabricação. Tais incertezas são intrínsecas a todas as etapas da indústria automotiva, desde o *design* e desenvolvimento de novos produtos até a fabricação, montagem e utilização dos veículos acabados. A investigação das incertezas permite que as empresas identifiquem e compreendam os riscos inerentes aos seus produtos, e assim possam adotar medidas para mitigá-los, assegurando a segurança e confiabilidade dos seus automóveis.

Na indústria atual, o método dos elementos finitos é uma ferramenta indispensável. Essa técnica permite criar modelos matemáticos para analisar os esforços e comportamentos dos componentes, o que reduz consideravelmente o tempo e o custo de desenvolvimento de novos produtos. Contudo, durante o processo de projeto e desenvolvimento, as incertezas e variações decorrentes das condições operacionais, processos de fabricação e propriedades do sistema afetam a performance da estrutura. Assim, é crucial compreender e estudar essas variações para que o desenvolvimento atinja um desempenho ótimo (PEREIRA et al., 2018).

É possível separar as incertezas em dois tipos: as incertezas nos parâmetros e as incertezas no modelo. As incertezas nos parâmetros envolvem uma série de fatores, como a variação das forças aplicadas e a geometria da estrutura. Por outro lado, as incertezas do modelo dizem respeito à abordagem adotada para descrever o comportamento e solucionar o problema em questão. É fundamental que ambas as incertezas sejam cuidadosamente analisadas e compreendidas para um desenvolvimento ótimo do sistema (RITTO et al., 2015).

As incertezas podem surgir em diferentes estágios do ciclo de vida do produto, desde o projeto e desenvolvimento até a fabricação, operação e manutenção. Elas podem estar relacionadas a fatores como a variabilidade dos materiais, processos de fabricação, tolerâncias dimensionais, desgaste e envelhecimento dos componentes, entre outros. As incertezas podem afetar diversos aspectos dos produtos automotivos, incluindo sua geometria, resistência estrutural, desempenho mecânico, segurança, durabilidade e até mesmo sua eficiência energética. Elas podem levar a variações indesejadas nos resultados, como ruídos, vibrações excessivas, falhas prematuras, menor eficiência de combustível, entre outros problemas.

Para a concepção de estruturas automotivas, é fundamental o desenvolvimento de modelos matemáticos precisos, robustos e fiéis aos dados utilizados, capazes de apresentar alta credibilidade e precisão preditiva. Esse desenvolvimento pode ser alcançado por meio da utilização de ferramentas como o método dos elementos finitos. Nesse sentido, é importante

ressaltar a necessidade de considerar as incertezas e variabilidades presentes em todo o processo de fabricação e utilização dos veículos (EICHMUELLER ET AL., 2020; RITTO et al., 2015).

## 2.6.2 Criação de modelos probabilísticos

Uma das maneiras possíveis de representar as incertezas é através de uma variação aleatória que parte de um valor médio conhecido dos parâmetros. Uma forma de desenvolver um modelo estocástico para incertezas com limites definidos, é utilizando do princípio da máxima entropia (ARAÚJO; AWRUCH, 1994; SOIZE, 2013).

Em sua aplicação, este princípio considera que se deve escolher a distribuição de probabilidade que possui a máxima incerteza associada. Em outras palavras, aquela que irá maximizar a entropia (KAPUR, 1989). A seguir encontra-se a descrição matemática do princípio:

$$pv^{opt} = \arg \max_{pv \in \mathfrak{B}} S(pv) \quad (2.9)$$

Onde:  $pv^{(opt)}$  é a distribuição de probabilidade ótima, com:

$S(pv^{(opt)}) > S(pv), \forall pv \in \mathfrak{B}$ , e  $S$  é a quantidade de entropia, que é definida da seguinte maneira:

$$S(pv) = - \int_{\mathfrak{B}} pv \ln(pv) dv \quad (2.10)$$

Na indústria automotiva, principalmente nos elementos que compõem o chassi de um veículo, é muito comum a utilização de chapas metálicas com determinado valor de espessura. A função que irá maximizar a entropia para essas espessuras pode ser descrita da seguinte maneira:

$$\int_a^b p_{\text{espessura}}(x) dx = 1 \quad (2.11)$$

Onde:

$$p_{\text{espessura}}(x) \geq 0 \quad \forall x \in [a, b]$$

A distribuição que maximiza a entropia para a espessura das chapas metálicas, é uma distribuição uniforme dada por SAMPAIO; LIMA (2012):

$$p_{\text{espessura}}(x) = \mathbb{1}_{[a,b]}(x) \frac{1}{b-a} \quad (2.12)$$

Os limites a e b da equação acima definem a tolerância que é aceitável para a variação da espessura das chapas.

O módulo de elasticidade do material que constitui as chapas possui a seguinte função que maximiza a entropia:

$$\int_a^b p_E(x) dx = 1 \quad (2.13)$$

Onde:

$$p_E \geq 0 \quad \forall x \in [a, b]$$

Assim, com um valor conhecido para o módulo de elasticidade, a função de distribuição de probabilidade que irá maximizar a entropia é a exponencial truncada, demonstrada por Sampaio e Lima (2012).

$$p(x) = \mathbb{1}_{[a,b]}(x) \exp(-\lambda_0 - \lambda_1 x) \quad (2.14)$$

Onde:

$$e^{-\lambda_0} \int_a^b e^{-\lambda_1 x} dx = 1 \quad (2.15)$$

$$e^{-\lambda_0} \int_a^b x e^{-\lambda_1 x} dx = \mu \quad (2.16)$$

Sendo,  $\mu$  o valor nominal e  $\lambda_0$  e  $\lambda_1$  são os multiplicadores de Lagrange.

### 2.6.3 Método dos elementos Finitos Estocásticos

Na área da engenharia mecânica, as análises estruturais são frequentemente realizadas considerando-se valores nominais para as cargas, propriedades materiais, geometria e condições de contorno, o que acaba desconsiderando a presença de incertezas no sistema. Essas incertezas podem ser provenientes da variabilidade dos parâmetros de entrada, e resultam em

uma variabilidade na resposta do sistema, que pode diferir dos resultados reais. Nesse contexto, é importante que a análise estrutural leve em conta as incertezas, de forma a se obter resultados mais precisos e representativos do comportamento real do sistema (ARAÚJO; AWRUCH, 1994).

Ao considerar a incerteza inerente aos sistemas reais e a imprecisão resultante das técnicas numéricas empregadas para resolver problemas de engenharia, pode-se constatar que os resultados obtidos por meio de análises virtuais podem apresentar ainda maior discrepância em relação aos valores reais. Essa constatação tem levantado preocupações quanto à confiabilidade das análises realizadas por meio de simulações computacionais, uma vez que, ao se realizar testes de validação, podem surgir diferenças significativas entre os resultados obtidos pelas análises e aqueles obtidos no produto físico

Para oferecer produtos com menor custo associado, as indústrias têm buscado um constante aprimoramento de estruturas. Assim, além do baixo custo, elas podem oferecer maior qualidade, eficiência e bons requisitos de segurança.

Sendo assim, o método dos elementos finitos estocástico (SFEM) pode ser considerado uma abordagem interessante para incorporar as incertezas decorrentes dos parâmetros de entrada e quantificar as incertezas do sistema global.

Por conta dos avanços tecnológicos no poder computacional disponível, o SFEM tem recebido bastante atenção nos últimos 20 anos, afinal, o método é uma extensão específica da abordagem clássica para a solução de problemas estocásticos.

STEFANOU (2009) estabelece que o SFEM compreende três passos básicos: a discretização do campo estocástico, onde a representação das incertezas do sistema é realizada através da redução de um campo contínuo para um número finito de amostras; a formulação de uma matriz estocástica; e o cálculo da variabilidade de resposta.

Dependendo da técnica de representação da propagação da incerteza, o SFEM é desenvolvido em diversas variantes, as principais são as seguintes (OWERKO, 2018):

- (I) SFEM com Método de Perturbação Estocástica;
- (II) SSFEM Método de Elementos Finitos Estocástico Espectral;
- (III) SFEM com Técnica de Simulação de Monte Carlo (MCS).

Os métodos de Monte Carlo consistem em um gerador de números aleatórios, sendo útil para desenvolver uma previsão, estimativa e análises de risco de uma determinada problemática

(MUN, 2006). Em outras palavras, é um método utilizado para estimar possíveis resultados para um problema incerto.

As simulações de Monte Carlo representam uma técnica promissora na solução de problemas matemáticos complexos, que consiste na realização de experimentos de amostragem. Tal metodologia apresenta-se como uma coleção de técnicas distintas, todas elas empregando, fundamentalmente, o mesmo processo: muitas simulações são conduzidas com números aleatórios, em que se utiliza a probabilidade para obter uma aproximação da solução do problema em questão. A característica singular desses métodos consiste no emprego de números aleatórios na geração das amostras simuladas (PEREIRA; SOUZA, 2013).

Uma simulação de Monte Carlo consiste em avaliar diversos cenários de um modelo, selecionando repetidamente valores de uma distribuição de probabilidade definida pelo usuário para calcular as variáveis incertas e utilizá-las no modelo. Cada cenário apresenta um resultado associado e esses resultados podem ser previstos para definir as saídas relevantes do modelo. Ao finalizar uma simulação de Monte Carlo, são produzidos diversos resultados possíveis, acompanhados das suas respectivas probabilidades de ocorrência (MUN, 2006).

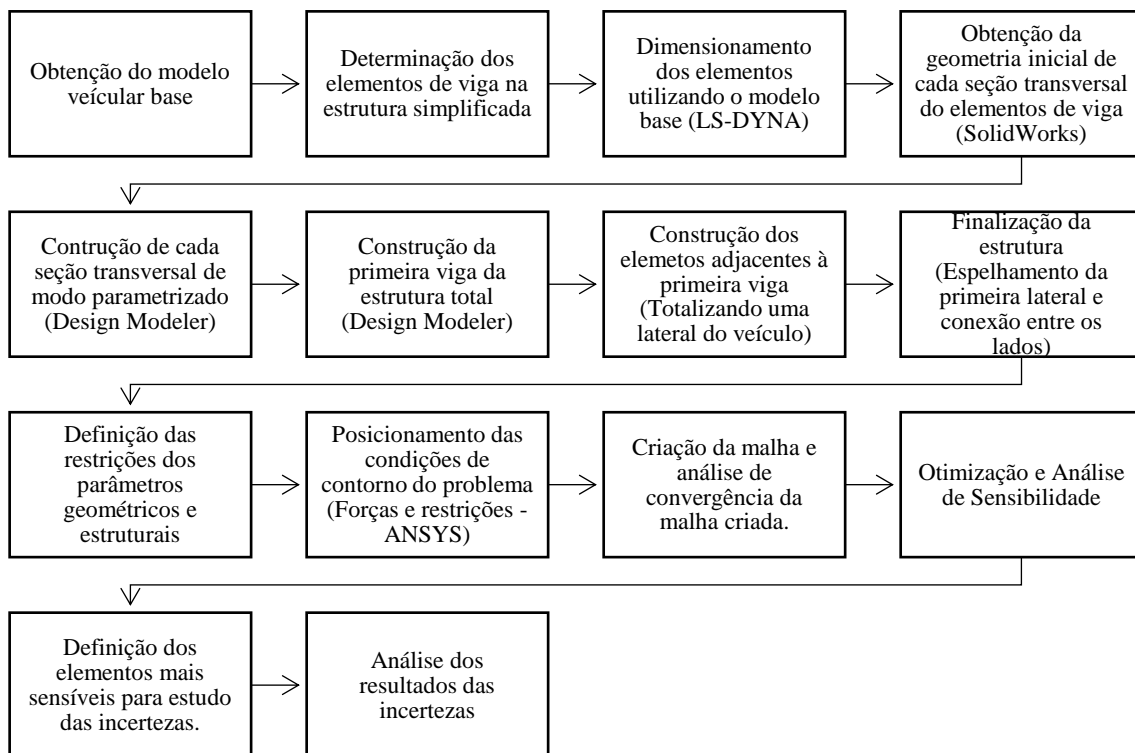
Uma abordagem comum é a utilização de modelos simplificados no método de Monte Carlo, especialmente em situações em que modelos complexos são computacionalmente intensivos. A utilização de modelos simplificados envolve a substituição de um modelo complexo por um modelo matemático mais simples, que captura as características essenciais do problema em questão. A utilização de modelos simplificados no método de Monte Carlo é uma estratégia comum para lidar com problemas complexos e incertezas. Embora esses modelos possam não capturar todos os detalhes do sistema, eles oferecem uma abordagem prática e computacionalmente viável para a análise de incertezas e a obtenção de estimativas úteis para auxiliar na tomada de decisões.



### 3 METODOLOGIA

O presente estudo tem como objetivo realizar uma análise sistemática de um chassis simplificado e parametrizado, sujeito a diferentes tipos de carregamentos. Com base nos resultados obtidos nessa primeira análise, faremos uso de recursos computacionais e estratégias de otimização para determinar as dimensões ideais de cada parâmetro, visando maximizar a rigidez e minimizar a massa. Vale ressaltar que os *Softwares* utilizados foram versões com licenças estudantis. O fluxograma representado na Figura 3.1 ilustra a metodologia adotada no desenvolvimento deste trabalho.

Figura 3.1 - Fluxograma da Metodologia



Fonte: O autor (2023).

A descrição mais aprofundada das ferramentas e procedimentos adotados estão explicados nos tópicos a seguir.

### **3.1 Descrição da metodologia utilizada**

#### **3.1.1 Estrutura simplificada**

Para viabilizar a otimização de um chassi automotivo, é imperativo que sua construção virtual seja realizada. No entanto, dada a ampla diversidade de modelos e características que os chassiss podem apresentar, é necessário um direcionamento mais específico para um dos tipos de estrutura em questão. Neste contexto, o foco deste trabalho recai sobre a otimização de um chassi integrado utilizado em veículos de passeio do tipo monobloco. Os chassiss integrados representam a configuração atualmente adotada no desenvolvimento das estruturas de veículos de passeio, visando acompanhar as tendências da indústria automotiva (BARTON; FIELDHOUSE, 2018). Portanto, esse tipo de estrutura foi escolhido em conformidade com a atualidade do setor automotivo.

Com a determinação do tipo de chassi, é imprescindível proceder com o desenvolvimento da estrutura a ser otimizada. Considerando a ampla variedade de variáveis e características geométricas presentes em um chassi, uma abordagem que englobasse todos os parâmetros em uma simulação seria computacionalmente exigente para obter as soluções ótimas. Portanto, faz-se necessário simplificar a estrutura do chassi integrado por meio de uma versão simplificada. A utilização de conceitos e modelos simplificados de estruturas complexas constitui uma etapa importante para o avanço e aprimoramento dos projetos, permitindo a estimativa de características como rigidez estática, níveis de ruído e vibração, resistência ao impacto, entre outras propriedades (LIU et al., 2018). Dessa forma, os modelos simplificados reduzem o tempo gasto na obtenção desses resultados antes do desenvolvimento das estruturas finais e das mais complexas, com as conexões dos diversos outros sistemas. Por isso, para realizar a otimização visando a redução de massa e maximização das rigidezes, uma estrutura simplificada é adequada.

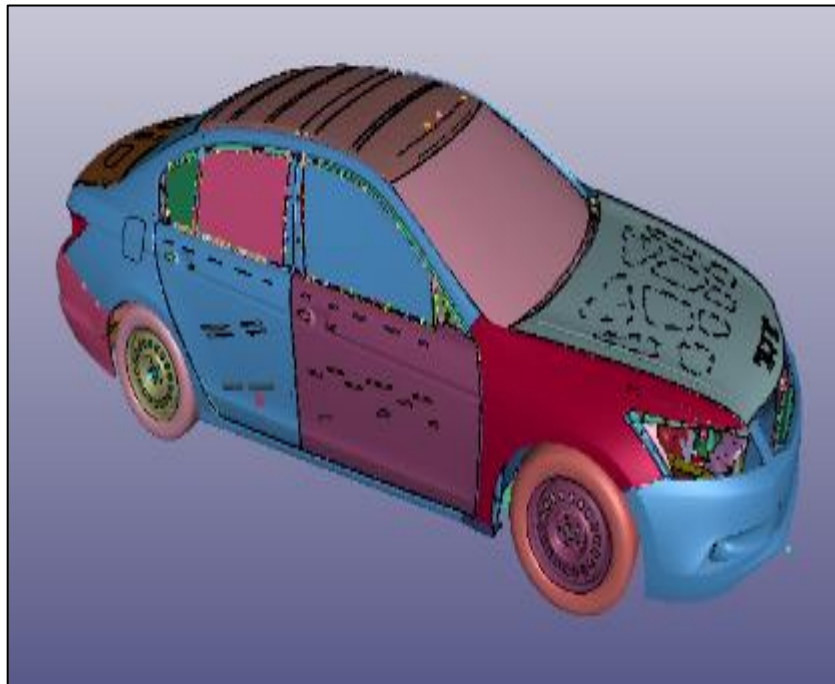
Nesse sentido, a concepção da estrutura simplificada do chassi integrado envolve a atribuição de cada coluna e componente dos veículos como elementos de vigas, cada um com uma seção transversal distinta, acompanhados por painéis e chapas metálicas com espessuras determinadas. Essa composição resulta na configuração completa da estrutura simplificada do chassi integrado.

### 3.1.2 Modelo base

A finalidade deste estudo visa a otimização de uma estrutura simplificada de um chassi, que, no entanto, deve ser representativa da realidade do setor automotivo. Entretanto, as tecnologias e parâmetros mais recentes empregados pela indústria não são amplamente divulgados e compartilhados. Portanto, foi imprescindível adotar como referência um veículo já estabelecido no mercado. Esse veículo base será utilizado para a obtenção de medidas e distâncias dos principais componentes presentes na estrutura simplificada do chassi, tais como o comprimento da coluna A, comprimento da coluna B, distância entre a coluna A e B, entre outros. Através desses parâmetros, almeja-se uma aproximação das dimensões de um veículo real.

A representação do modelo apresentado na Figura 3.2 exemplifica o modelo empregado nesta pesquisa, elaborado através do *software* LS-Dyna. Nela, podem ser visualizados a grande maioria, senão todos, os elementos constituintes do veículo adotado como referência (Na imagem é notório que alguns elementos como retrovisores e faróis não estão presentes, mas esse tipo de componente não será utilizado no desenvolvimento do trabalho).

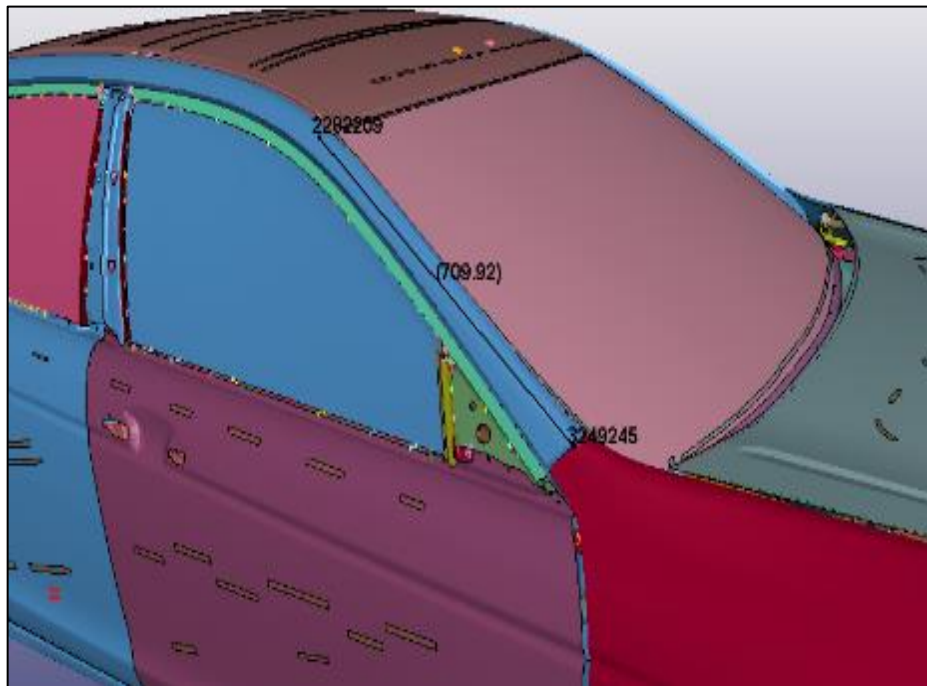
Figura 3.2 - Modelo Veicular Processado no LS-Dyna



Fonte: O autor (2023).

Através do modelo veicular, torna-se viável a manipulação e a obtenção de medidas relevantes para a criação do modelo simplificado. No *software* em questão, dispõe-se de uma ferramenta de medição de distância entre dois pontos, a qual permitiu a obtenção das medidas necessárias. A Figura 3.3 ilustra o procedimento de medição realizado.

Figura 3.3 -Medição de distância entre dois nós no LS-Dyna



Fonte: O autor (2023).

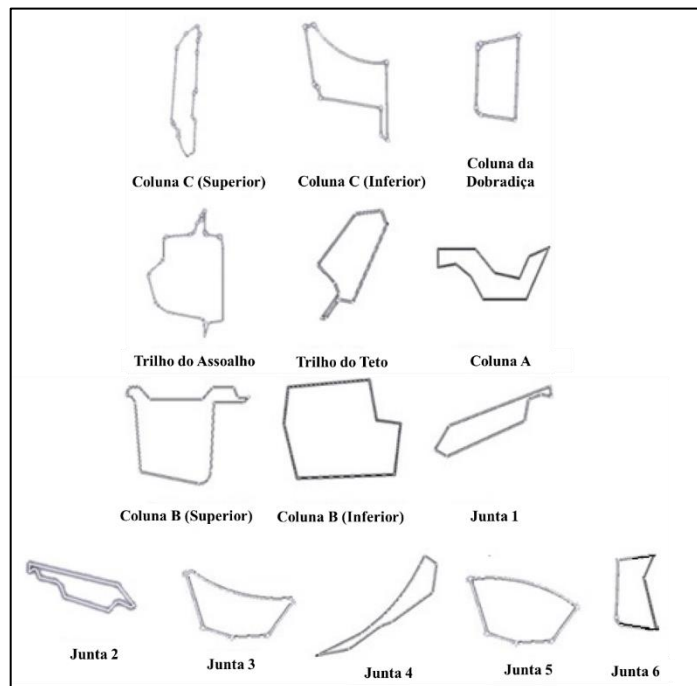
Observando a Figura 3.3, nota-se que a distância entre os nós 2282209 e 3249245 é de 709,92 mm. Dessa maneira, foram obtidas as medidas que vão representar as colunas e vigas da estrutura simplificada do chassi integrado.

### 3.1.3 Parametrização das seções das vigas

Os comprimentos das colunas e vigas serão considerados constantes, visto que têm a finalidade de representar a estrutura do veículo modelo base. Dessa forma, para viabilizar a otimização, serão utilizadas as seções transversais das vigas como parâmetros a serem otimizados. Para tal, será necessário criar um molde inicial para cada viga, a partir do qual serão definidas as restrições de cada parâmetro para a realização da otimização. O modelo empregado no LS-Dyna consiste exclusivamente de elementos do tipo Shell, os quais não representam adequadamente as seções transversais dos elementos de viga do chassi simplificado deste estudo.

Para contornar essa limitação, na literatura foi encontrado um estudo que apresenta formas específicas para cada elemento de viga do painel lateral de um veículo, bem como informações relevantes sobre cada seção, como área e momentos de inércia. A Figura 3.4 ilustra as seções transversais dos diversos elementos de viga de um veículo.

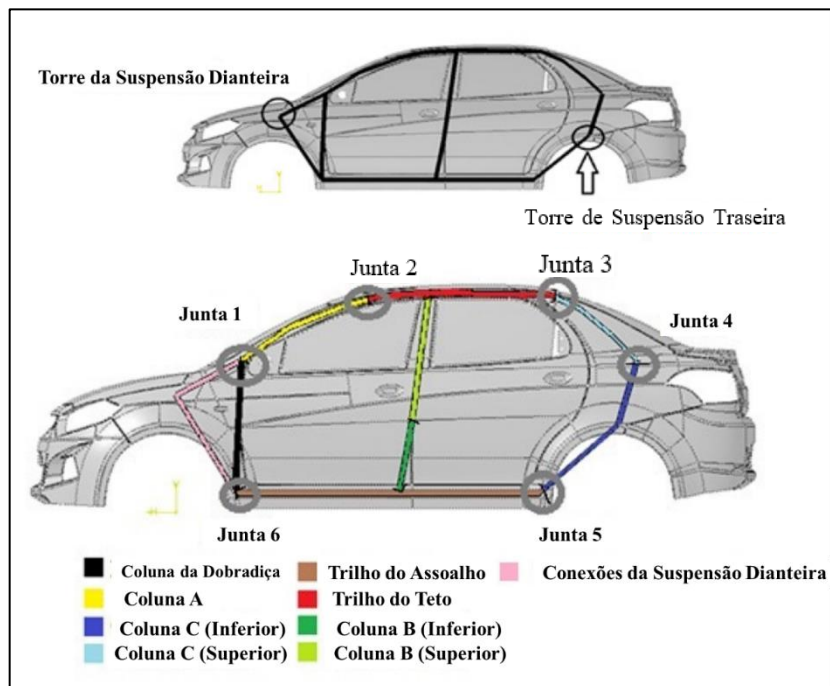
Figura 3.4 - Seção Transversal dos elementos de vigas de um veículo



Fonte: Adaptado de Shojaeefard et al. (2015).

Já a Figura 3.5 ilustra os componentes da lateral de um veículo que serão utilizados como base para a construção da estrutura simplificada do chassi.

Figura 3.5 - Elementos de viga presentes na lateral de um veículo

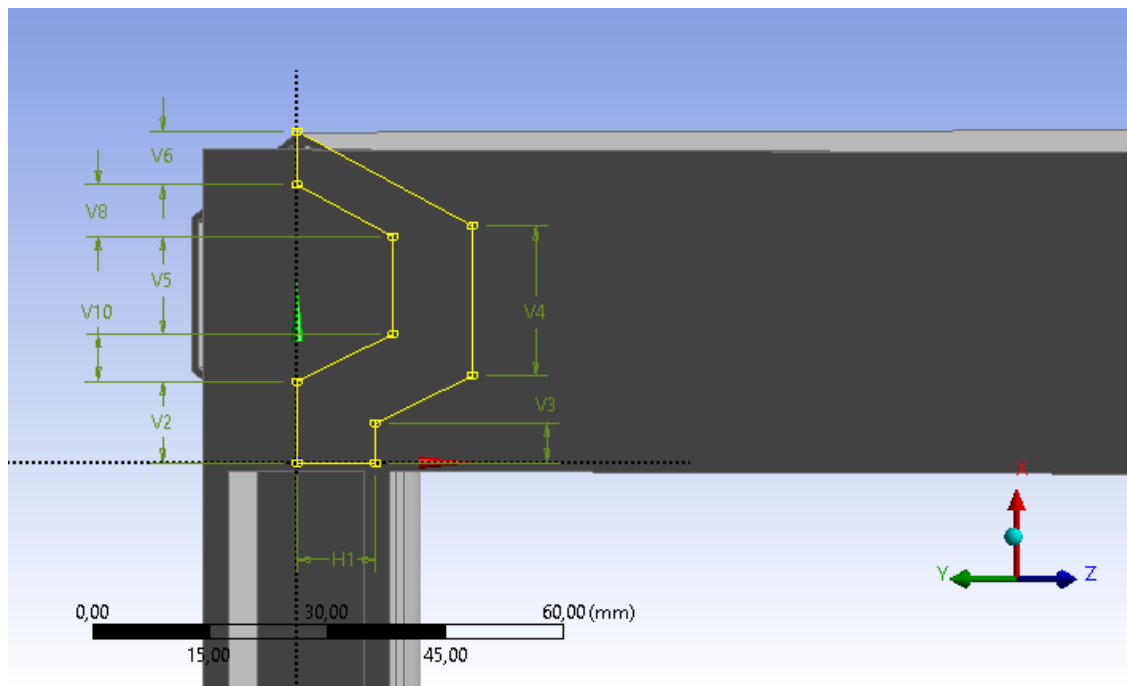


Fonte: Adaptado de Shojaeefard et al. (2015).

Torre de Suspensão Traseira A configuração geométrica de cada seção encontra-se disponível, porém as dimensões específicas de cada aresta não foram fornecidas. Para aproximar a realidade e obter as dimensões corretas de cada seção transversal da estrutura em construção, utilizou-se o software *SolidWorks* para determinar os momentos de inércia das seções planas projetadas. O procedimento envolveu a criação da seção plana de cada elemento, com suas dimensões e espessuras correspondentes, e a comparação com os valores apresentados no trabalho de Shojaeefard et al. (2015).

Com base nas dimensões adquiridas através do *SolidWorks*, avançou-se para a elaboração das seções transversais parametrizadas. Para isso, fez-se uso do *Software Design Modeler*, uma ferramenta de CAD (*Computer Aided Design*) incorporada ao programa *ANSYS*. Com o *Design Modeler* e os valores das medidas iniciais obtidos pelo *SolidWorks*, foi possível parametrizar os elementos de viga do chassi simplificado, como demonstrado na Figura 3.6.

Figura 3.6 - Seção Transversal Parametrizada



Fonte: O autor (2023).

A Figura 3.6 representa a seção transversal da coluna A, construída de forma parametrizada. Representado pelo contorno em amarelo, cada uma das medidas de “H” e “V” indicam um parâmetro e possuem, inicialmente, os valores obtidos com *SolidWorks*. Cada um destes parâmetros será utilizado futuramente na análise de sensibilidade e na otimização. Vale ressaltar que, no momento de “Extrudar” as seções transversais, elas terão uma espessura que também foi definida no *SolidWorks* e se tornarão mais um dos parâmetros a serem utilizados na otimização. Sendo assim, todas as seções transversais já estão prontas para serem utilizadas na construção do chassi como um todo.

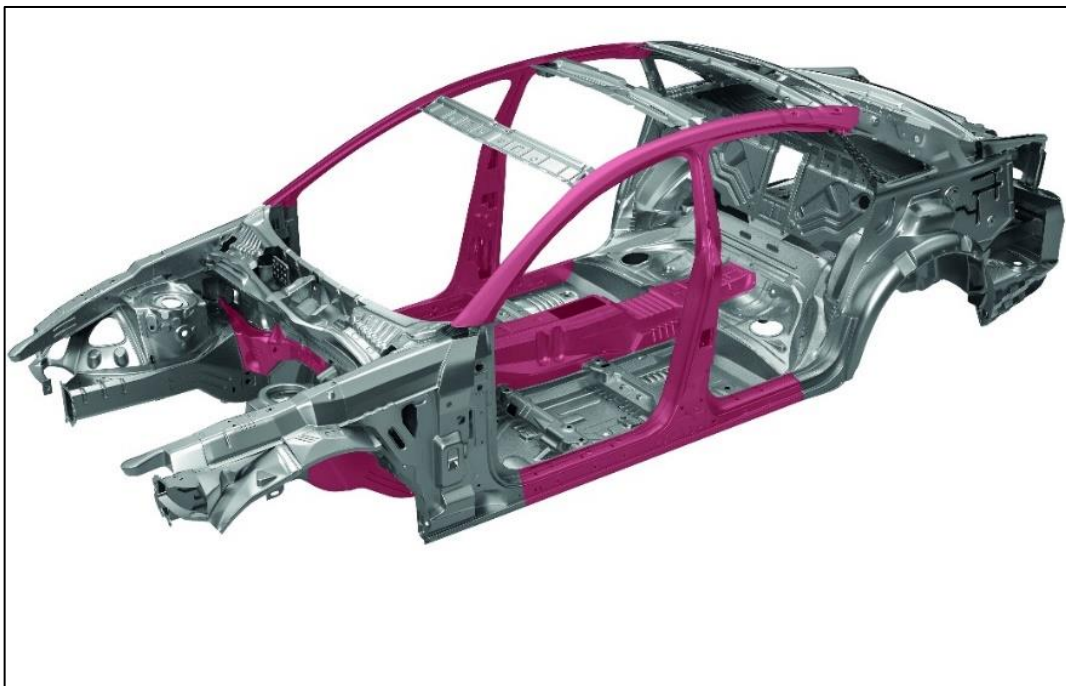
### 3.1.4 Construção da estrutura

A construção integral da estrutura do chassi inicia-se com um elemento de viga inicial. No *Design Modeler*, uma seção transversal é projetada conforme a parametrização realizada previamente e é extrudada ao longo do comprimento obtido pelo *LS-Dyna*. Em seguida, um plano é criado na extremidade desse primeiro elemento, no qual é inserida a seção transversal parametrizada do componente adjacente. Por exemplo, ao iniciar a construção da "Coluna A" do veículo, um plano é criado na parte superior da coluna e a seção parametrizada da viga do teto do chassi é inserida. Em seguida, mais dois planos são criados para inserir a "Coluna B" e a "Coluna C", todos de forma parametrizada. Após a criação e conexão adequadas de todas

as seções por meio dos planos, uma lateral do chassis é incorporada ao software. Por meio dos recursos computacionais, é possível espelhar essa lateral para obter a segunda lateral, resultando em um lado direito e um lado esquerdo, conferindo simetria ao chassis. Para finalizar a estrutura, são criados os elementos que conectam as laterais do veículo tanto pela parte superior quanto pela parte inferior.

No segmento superior, serão adotados 3 elementos de vigas para estabelecer as conexões necessárias, conforme evidenciado na Figura 3.7. No segmento inferior, devido à natureza do chassis integrado, será empregada uma estrutura metálica contínua que se estende desde a região frontal, englobando o ressalto do túnel central dos veículos, até o ressalto do banco traseiro, assegurando, assim, a integridade estrutural do chassis. A configuração do *Underbody* está exemplificada na Figura 3.8.

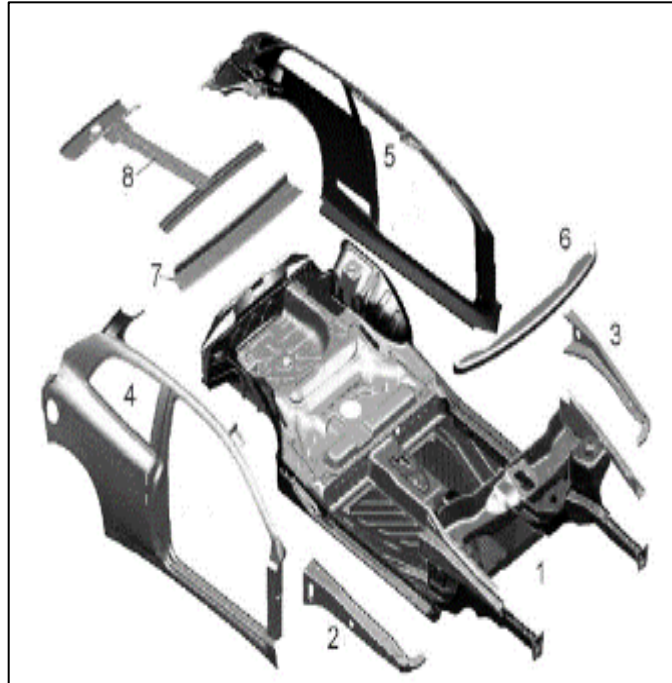
Figura 3.7 - Esquema representativo de um chassis veicular com as suas demais conexões



Fonte: Portal Aquecimento Industrial (2020).



Figura 3.8 – Vista explodida de um BIW



Fonte: Morello et al. (2011a).

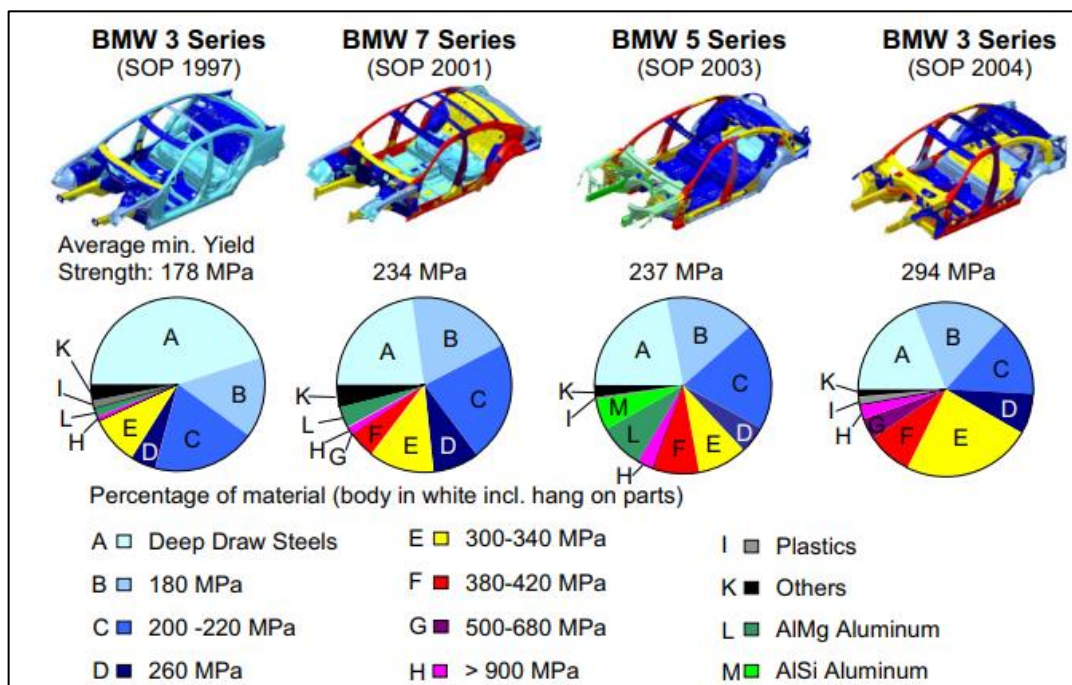
### 3.1.4 Propriedades do material

A seleção de materiais para a construção do chassis engloba considerações cruciais, abrangendo uma ampla gama de características, como resistência térmica, química e mecânica, eficiência de fabricação e durabilidade. Nesse contexto, o aço desponta como a opção primordial adotada pelos fabricantes, devido à sua capacidade de atender a todas as exigências supracitadas. O aço, além de ser utilizado na construção das carrocerias dos veículos, é empregado em motores, rodas e diversas outras peças automotivas. Tanto o ferro quanto o aço desempenham um papel fundamental na fabricação em larga escala de veículos, apresentando-se como materiais de baixo custo.

A concepção do chassis automotivo engloba a aplicação de uma variedade de materiais em sua estrutura, a fim de atender às exigências específicas de cada componente. Cada elemento do chassis está sujeito a diferentes cargas mecânicas, dependendo de sua localização na estrutura. Nesse sentido, uma estratégia de alocação de materiais é adotada para otimizar os custos e reduzir a massa do veículo, sem comprometer a funcionalidade de cada componente. A diversificação das ligas de aço utilizadas na construção automotiva permite a otimização da

estrutura, proporcionando maior segurança aos ocupantes, redução de peso e melhoria na eficiência do veículo. Essa abordagem é fundamentada na necessidade de deformação programada em determinadas regiões do veículo, a fim de absorver energia e promover a segurança dos ocupantes, enquanto em outras regiões e áreas é desejável uma maior rigidez para melhor desempenho do veículo. Portanto, a utilização de diferentes materiais e propriedades é fundamental na construção de um veículo. A Figura 3.9 ilustra a evolução histórica das estruturas automotivas, evidenciando as mudanças na seleção de materiais ao longo do tempo, especialmente nos chassiss.

Figura 3.9 - Aumento progressivo da utilização de Aços de Alta Resistência



Fonte: Lüdke e Pfestorf (2006).

No presente estudo, o foco não abrangeu a seleção de materiais e sua distribuição na geometria da carroceria, optando-se por utilizar um único material para todo o chassi do veículo. A análise da rigidez do chassi concentrou-se apenas no regime elástico dos materiais, considerando que a utilização de um único material é adequada para essa abordagem. No entanto, para pesquisas futuras, seria interessante explorar uma abordagem que leve em consideração a utilização de diferentes materiais com propriedades distintas, especialmente em casos envolvendo colisões e deformações plásticas, onde as tensões de escoamento e tensões máximas dos materiais desempenham um papel fundamental na avaliação do comportamento

do veículo. O material selecionado para a construção do chassis é o aço estrutural, cujas propriedades são descritas na Tabela 3.1:

Tabela 3.1 -Propriedades do material utilizado

<b>Propriedades Do Aço Estrutural</b>	
<b>Módulo de Young</b>	200 GPa
<b>Coefficiente de Poisson</b>	0,3
<b>Módulo de Cisalhamento</b>	76,9 GPa
<b>Resistência Última na Tração</b>	510 MPa
<b>Resistência ao Escoamento</b>	250 MPa

Fonte: O autor (2023).

### 3.2 Funções objetivo da otimização

Um dos aspectos fundamentais no desenvolvimento da otimização é estabelecer claramente os objetivos a serem alcançados. Em outras palavras, é necessário definir as funções objetivo a serem tratadas e o resultado desejado para cada uma delas.

No contexto da otimização estrutural, com o propósito de aumentar a rigidez torcional e flexional do veículo, é crucial minimizar o deslocamento máximo global. Além disso, é necessário evitar que a tensão equivalente de von Mises atinja valores excessivamente elevados, pois isso poderia causar deformação plástica no material da carroceria. Portanto, a minimização dessa tensão é desejável tanto para o caso de torção quanto para o caso de flexão.

Por fim, a última função objetivo a ser considerada é a massa da estrutura, uma vez que a redução de peso é um aspecto fundamental na atualidade para a diminuição do consumo de combustível dos veículos. A Tabela 3.2 apresenta os cinco parâmetros que serão otimizados nessa simulação. Outro ponto importante que deve ser considerado na otimização são as restrições da problematização. No presente trabalho a variabilidade geométrica consistiu em  $\pm 10\%$  do valor inicial, dessa maneira, a otimização deverá buscar a minimização das funções objetivas através do espaço amostral existente com a variação de  $\pm 10\%$  do valor inicial que cada um dos parâmetros possui. O valor de 10% foi escolhido de forma que permita uma variação de cada um dos parâmetros, mas sem que a forma inicial da seção de cada uma das vigas perca o seu formato característico.

Tabela 3.2 – Funções Objetivos

Descrição	Parâmetro	Objetivo	
		Tipo	Valor Alvo
Minimizar P60	P60- Tensão Equivalente Máxima Torção	Minimizar	10 Pa
Minimizar P61	P61- Tensão Equivalente Máxima Flexão	Minimizar	10 Pa
Minimizar P62	P62- Deformação Total Máxima Torção	Minimizar	0 mm
Minimizar P63	P63- Deformação Total Máxima Flexão	Minimizar	0 mm
Minimizar P64	P64- Massa da Geometria	Minimizar	10 kg

Fonte: O autor (2023).

Os parâmetros P60 e P61 denotam a tensão equivalente máxima na estrutura nos casos de torção e flexão, respectivamente. O objetivo é minimizar esses parâmetros, estabelecendo um valor alvo de 10 Pa. Os parâmetros P62 e P63 representam a deformação máxima (mm) na estrutura sob carga, para os casos de torção e flexão, com um valor alvo de 0 mm (nenhum deslocamento). Por fim, o parâmetro P64 corresponde à massa do chassi, também buscando sua minimização, com um valor alvo arbitrário de 10 kg.

A adoção de valores muito baixos teve o propósito de estabelecer uma referência arbitrária para o programa otimizar cada uma das funções objetivo. É importante ressaltar que, devido ao critério de convergência adotado no processo de otimização, é altamente improvável que esses valores sejam efetivamente alcançados.

Com base nessas informações, o software é devidamente instruído sobre as funções objetivo e os critérios desejados para cada uma delas. Complementadas por algumas configurações adicionais de otimização, as iterações necessárias serão executadas.

### 3.3 Problematização das Incertezas

Após a conclusão do processo de otimização, serão determinados os pontos que apresentam as melhores combinações de parâmetros dimensionais. Além das soluções ótimas, serão identificados os parâmetros mais sensíveis para cada função objetivo. Esses parâmetros sensíveis serão utilizados para realizar a análise das incertezas.

Nessa análise, serão consideradas as variações dimensionais que os parâmetros mais sensíveis podem sofrer devido aos processos de fabricação. Devido à sua sensibilidade, mesmo pequenas variações geométricas podem impactar significativamente nos resultados das funções objetivo.

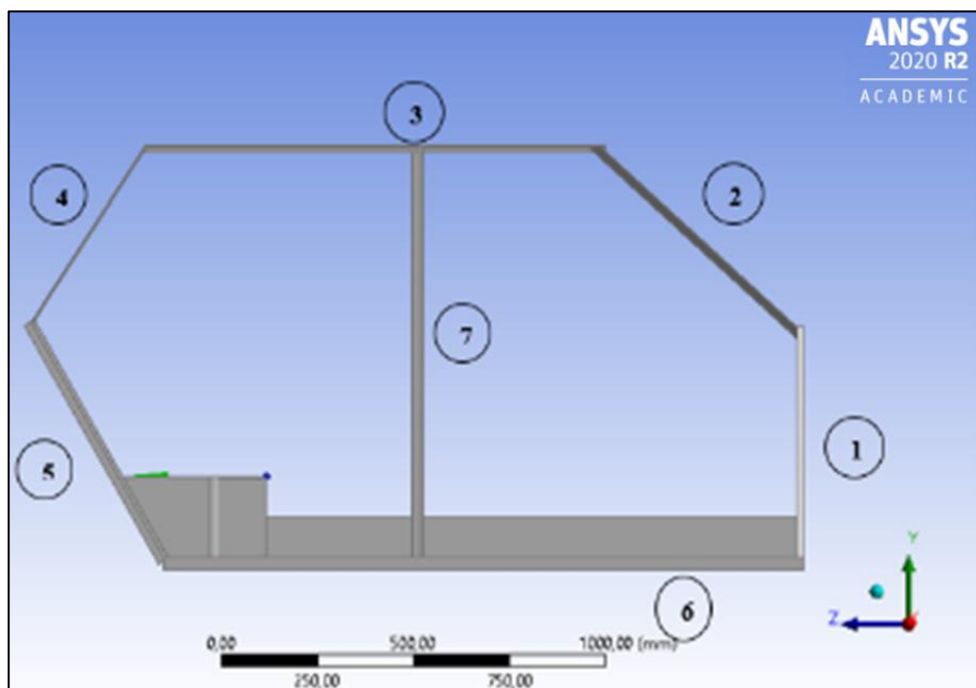
Acerca dos parâmetros de maior sensibilidade, será realizada a formulação da análise de incertezas. Definidos os parâmetros mais sensíveis para cada função objetivo, determinou-se o modelo probabilístico com base no princípio da máxima entropia, que envolve a seleção da distribuição de probabilidade que maximiza a entropia do sistema (SAMPAIO, LIMA, 2012). No caso dos parâmetros sensíveis relacionados à espessura das chapas, será utilizado uma variação de  $\pm 0,2$  mm. No geral, as tolerâncias geométricas de espessura para chapas conformadas costumam ser especificadas em termos de uma variação percentual ou absoluta em relação à espessura nominal da chapa. Por exemplo, é comum estabelecer uma tolerância de  $\pm 10\%$  da espessura nominal da chapa; como grande parte da espessura das chapas utilizadas no desenvolvimento do trabalho foi de 2 mm, a tolerância geométrica aqui será considerada como  $\pm 0,2$  mm.

As tolerâncias geométricas para os componentes de chassis podem abranger uma variedade de características, tais como dimensões lineares, ângulos, posições de furos, distâncias entre pontos de fixação, entre outros. Essas tolerâncias são especificadas em desenhos técnicos e geralmente estão de acordo com as normas e padrões da indústria automotiva, como as normas da ISO (International Organization for Standardization) e as especificações dos fabricantes de veículos. Para os demais parâmetros das seções transversais, será adotado uma tolerância geométrica de  $\pm 1,5$  mm, valores usualmente aplicados nos processos de fabricação da indústria automotiva. Tal tolerância está intrinsecamente ligada aos seus processos de fabricação, como por exemplo conformação mecânica e processos de soldagem.

## 4 RESULTADOS, ANÁLISES E DISCUSSÕES

Com o intuito de simplificar a identificação dos elementos que compõem a estrutura do chassi, apresenta-se na Figura 4.1 a vista lateral do chassi preliminar, acompanhada da numeração correspondente a cada um deles. Essa numeração será utilizada para reportar os resultados da parametrização da geometria da seção transversal de cada elemento, juntamente com os valores iniciais de cada seção.

Figura 4.1 - Numeração dos elementos da lateral do chassi.



Fonte: O autor (2023)

### 4.1 Comprimento das Seções

Os valores iniciais foram adquiridos por meio da utilização do software LS-Dyna, que proporcionou as dimensões aproximadas do veículo de passeio. A Tabela 4.1 exibe os comprimentos correspondentes a cada uma das seções mencionadas na Figura 4.1.

Tabela 4.1 - Dimensão dos elementos de viga

<b>Comprimento (mm)</b>	
<b>Seção 1 - Coluna da Dobradiça</b>	600
<b>Seção 2 - Coluna A</b>	689
<b>Seção 3 - Trilho do teto</b>	1200
<b>Seção 4 - Coluna C Superior</b>	542
<b>Seção 5 - Coluna C Inferior</b>	700
<b>Seção 6 - Trilho do Assoalho</b>	1665
<b>Seção 7 - Coluna B</b>	1038

Fonte: O autor (2023)

A medida de distância adotada entre as bitolas do veículo será de 1500mm. Com todos esses parâmetros estabelecidos, o escopo da estrutura está definido para a construção de cada elemento, com suas respectivas seções transversais.

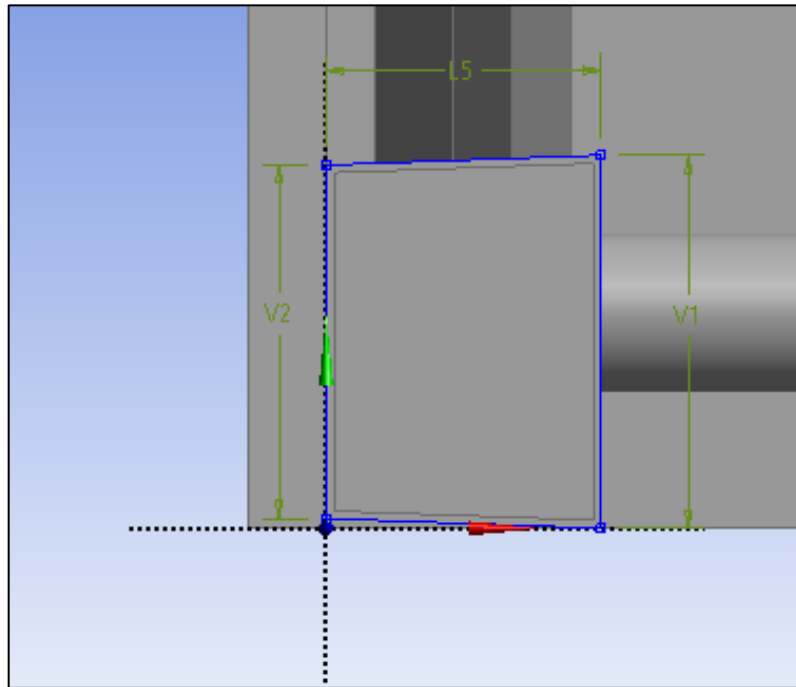
Os valores obtidos e posteriormente utilizados na construção da estrutura simplificada estão em conformidade com as dimensões de um veículo de passeio. É importante ressaltar que, devido à diversidade de categorias, geometrias e conceitos existentes no mercado automotivo, os valores apresentados na Tabela 4.1 são considerados como referência para o progresso do trabalho.

#### **4.2 Caracterização geométrica das seções parametrizadas**

Após obter os comprimentos das vigas, é necessário determinar os parâmetros iniciais das seções transversais para a construção da estrutura completa. Utilizando o software *SolidWorks*, foi possível projetar as sete seções e aproximar seus momentos de inércia aos momentos apresentados no estudo de Shojaeefard et al., (2015). A seguir, serão identificados os parâmetros de cada seção, juntamente com os valores obtidos através do *SolidWorks*. É importante destacar que todas as medidas nas figuras a seguir estão em milímetros.

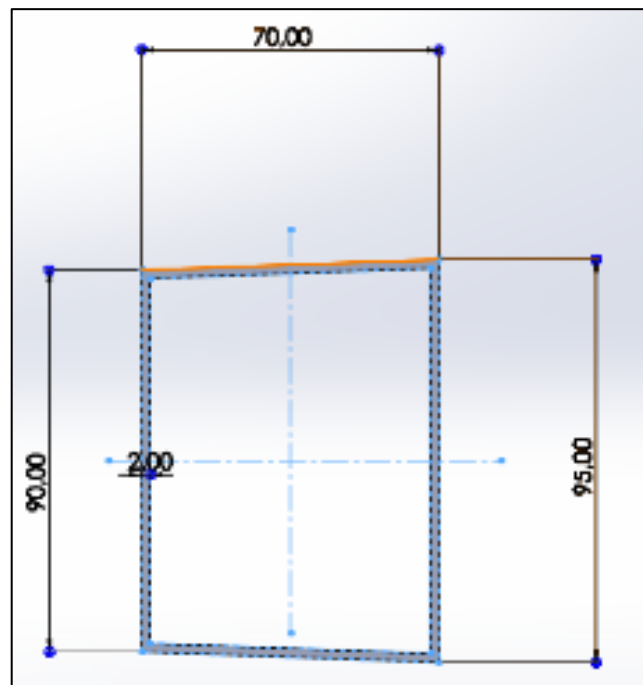
Para a seção 1, foram obtidos os parâmetros, os quais podem ser observados nas figuras 4.2 e 4.3. Esses parâmetros consistem em três medidas de geometria e o parâmetro relacionado à espessura da seção transversal. Da seção 1 até a seção 7, os parâmetros estão relacionados à geometria e espessura da seção transversal. Os valores iniciais de cada parâmetro, utilizados no desenvolvimento da estrutura, foram determinados pela relação dos momentos de inércia da seção projetada com os momentos de inércia fornecidos por Shojaeefard et al., (2015) em seu estudo.

Figura 4.2 - Parâmetros da Seção 1



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.3 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 1

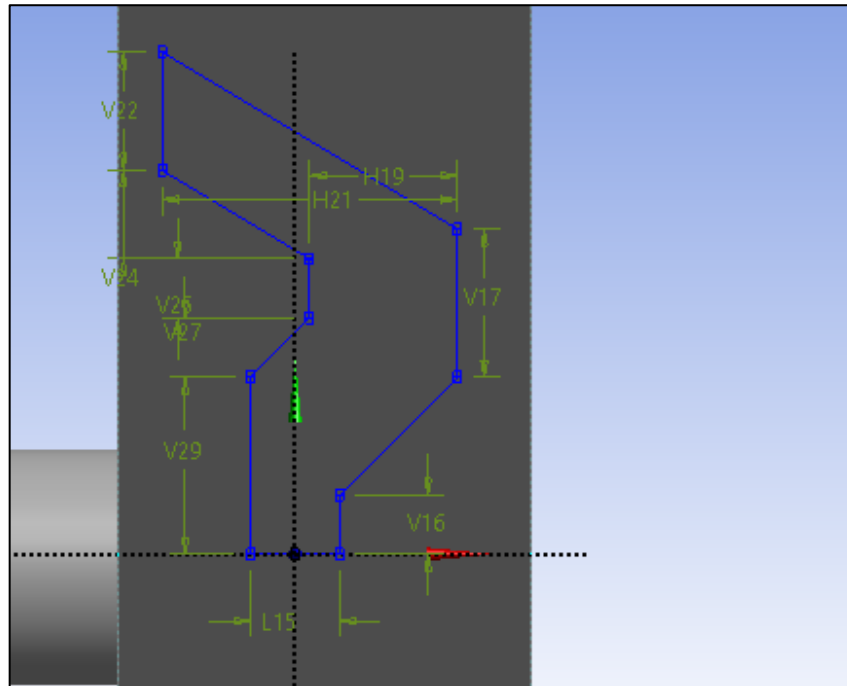


Fonte: O autor (2023).



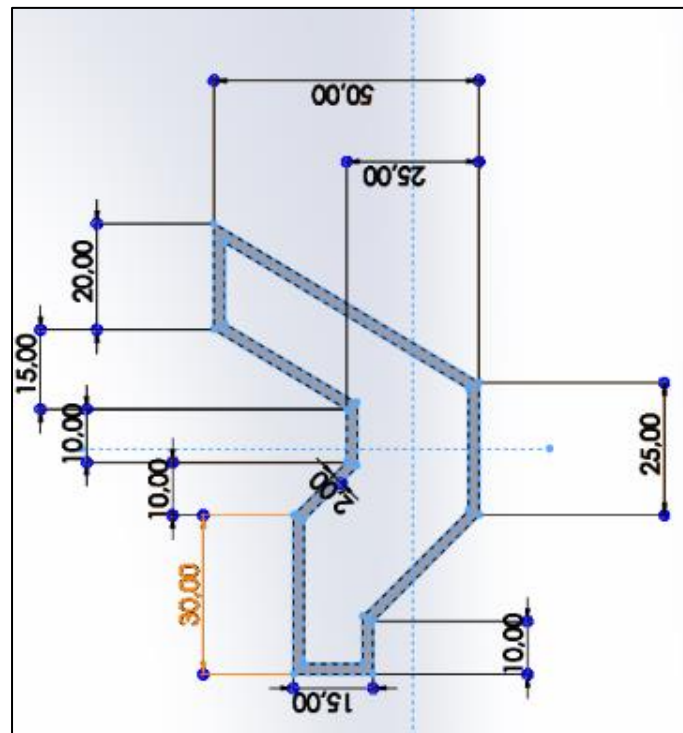
Para a Seção 2, obteve-se os parâmetros apresentados nas Figuras 4.4 e 4.5. Aqui, encontra-se um total de dez parâmetros geométricos da seção transversal e um parâmetro relacionado à espessura da seção.

Figura 4.4 - Parâmetros da Seção 2



Fonte: O autor (2023).

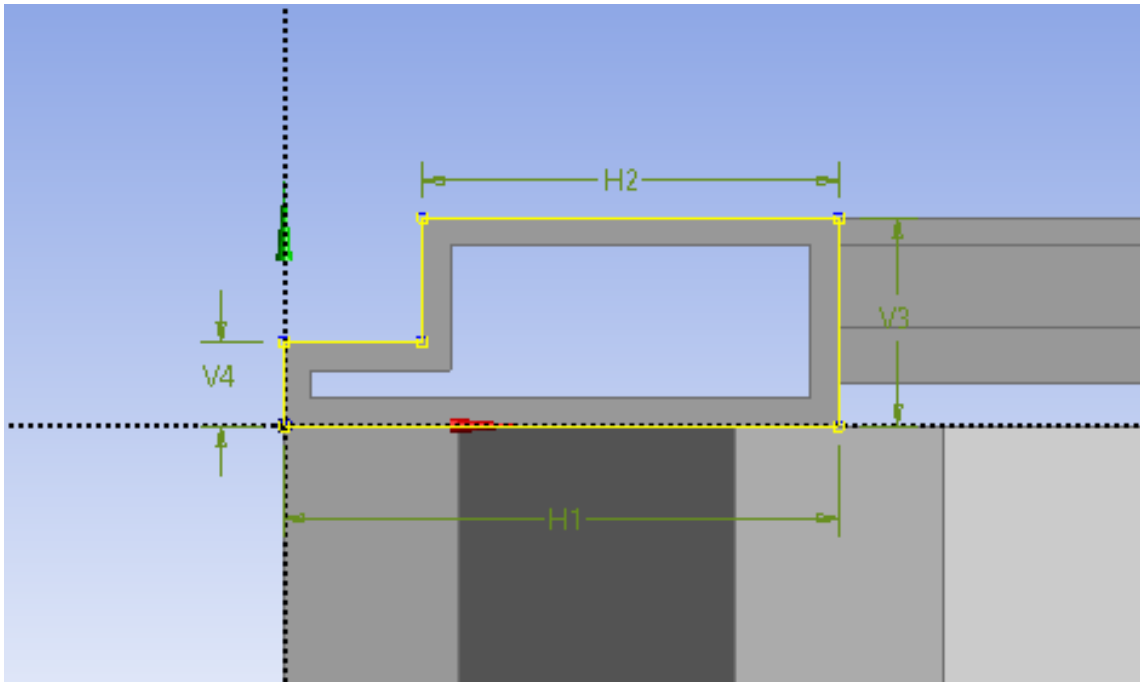
Figura 4.5 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 2



Fonte: O autor (2023).

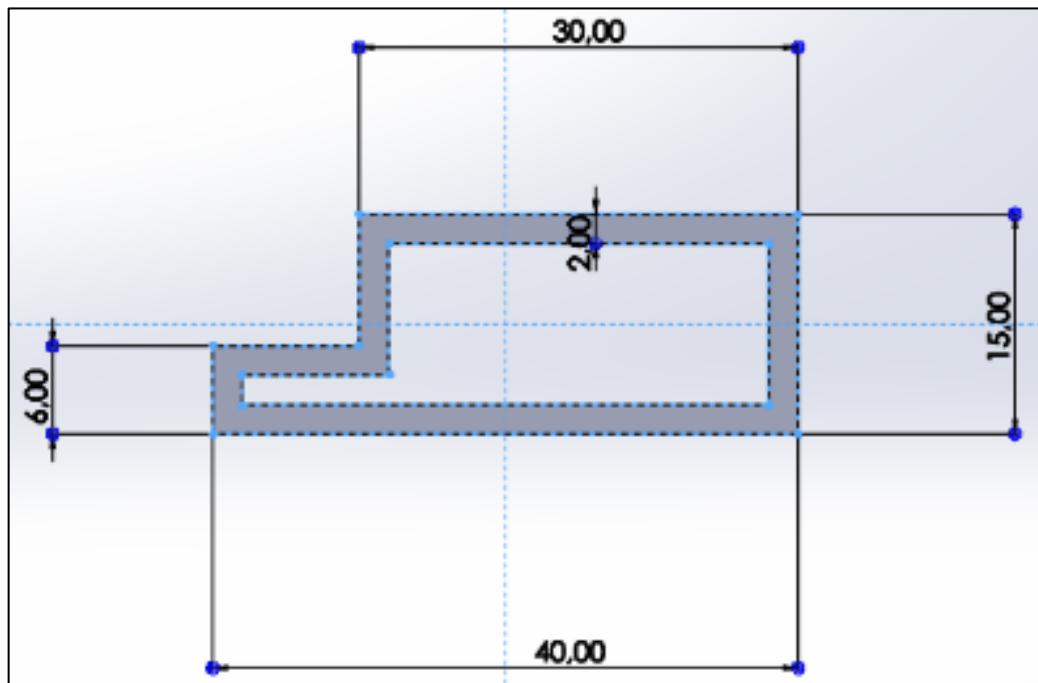
Para a Seção 3, obteve-se os um total de cinco parâmetros, sendo quatro relacionados à geometria da seção, mais um relacionado à espessura. As Figuras 4.6 e 4.7 demonstram os parâmetros e seus valores iniciais utilizados no desenho da geometria.

Figura 4.6 - Parâmetros da Seção 3



Fonte: O autor (2023).

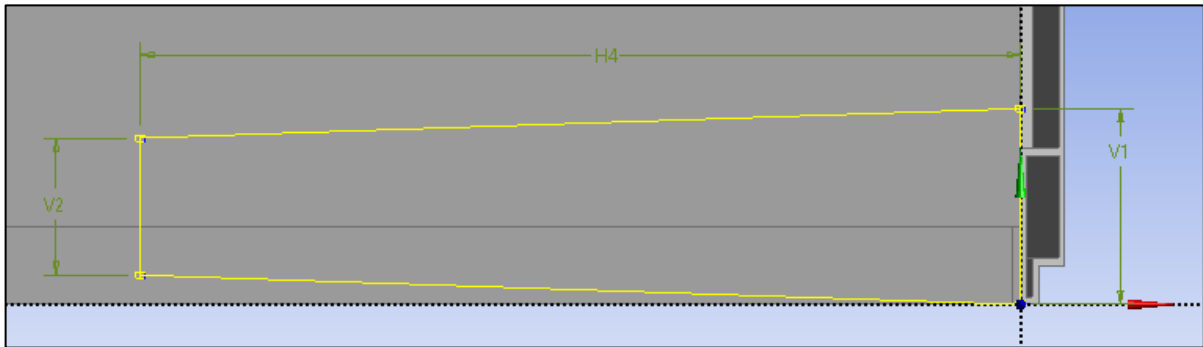
Figura 4.7 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 3



Fonte: O autor (2023).

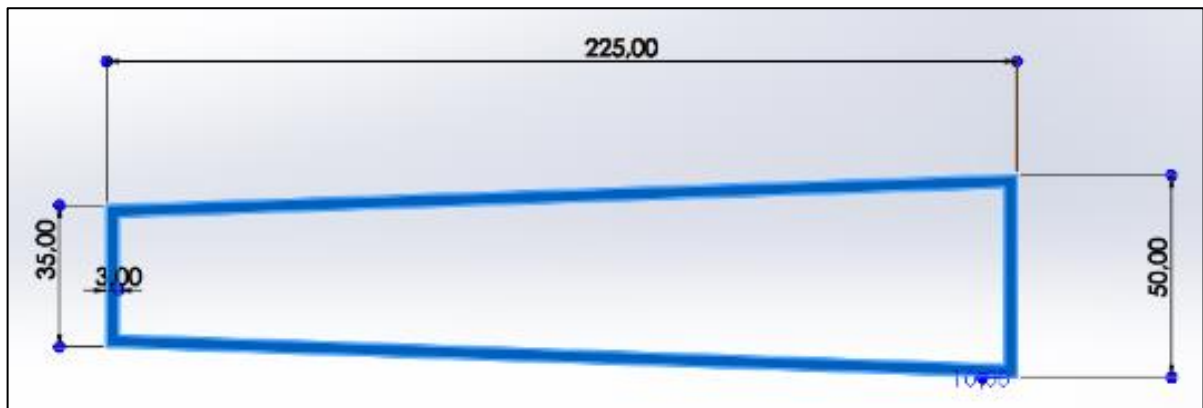
Para a Seção 4, obteve-se um total de quatro parâmetros, sendo três relacionados à geometria em si e um relacionado à espessura da seção.

Figura 4.8 - Parâmetros da Seção 4



Fonte: O autor (2023).

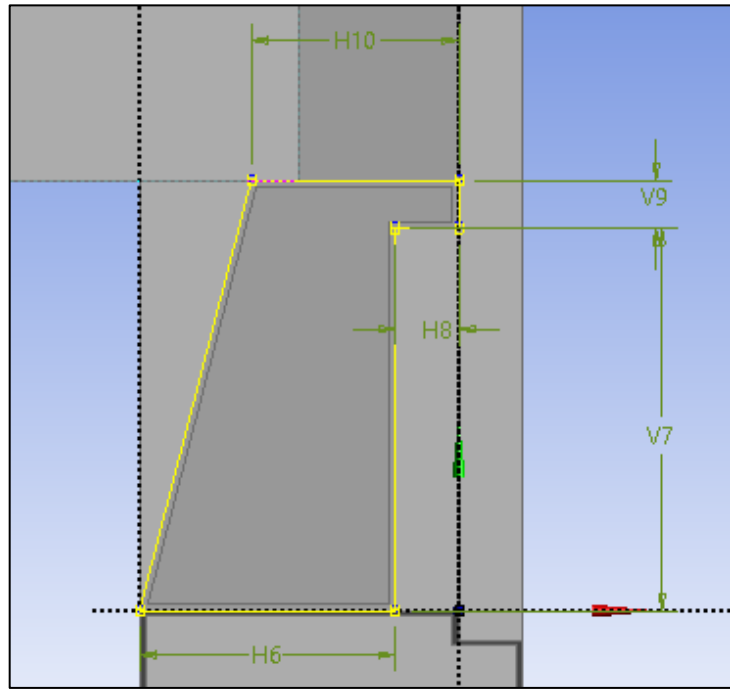
Figura 4.9 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 4



Fonte: O autor (2023).

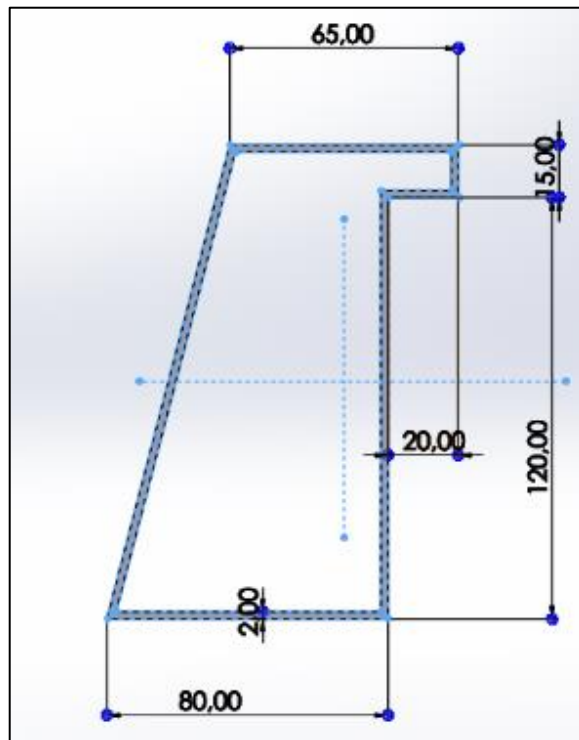
Para a Seção 5, obteve-se seis parâmetros, sendo cinco relacionados à geometria e um devido a sua espessura.

Figura 4.10 - Parâmetros da Seção 5



Fonte: O autor (2023).

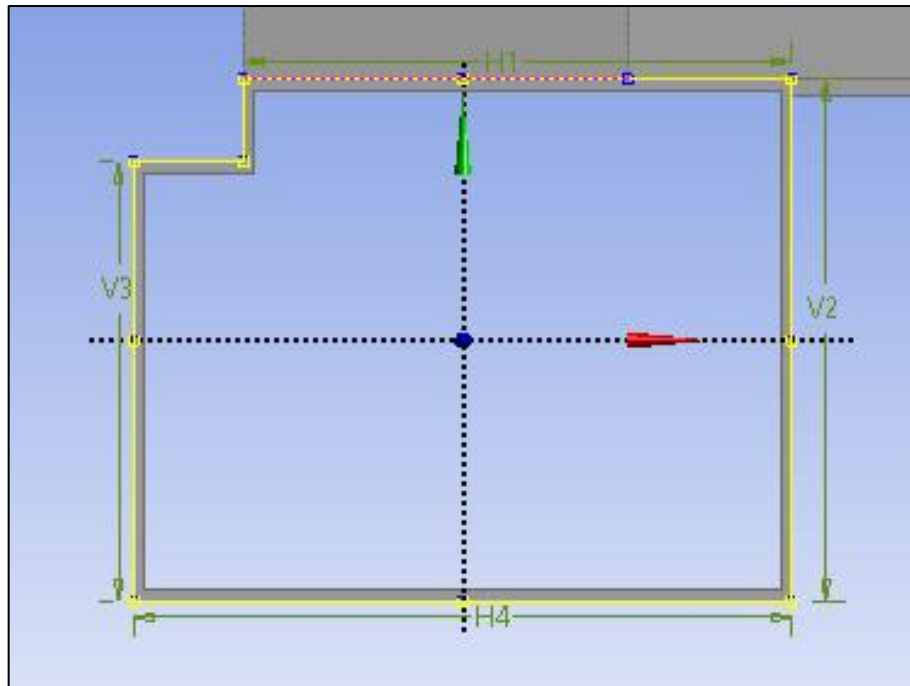
Figura 4.11 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 5



Fonte: O autor (2023).

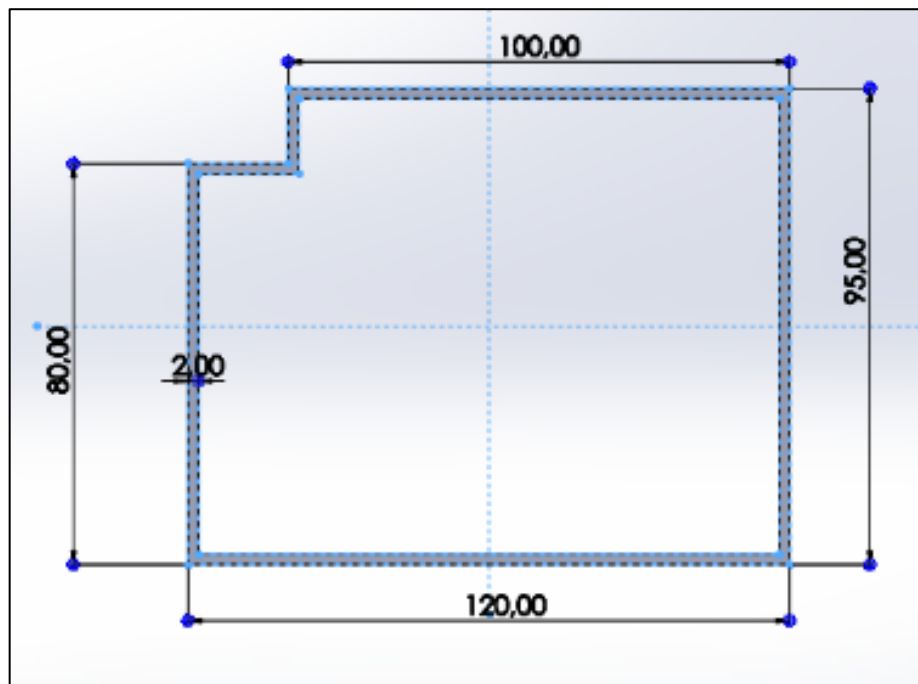
Para a Seção 6, obteve-se quatro parâmetros geométricos da seção e um relacionado à espessura.

Figura 4.12 - Parâmetros da Seção 6



Fonte: O autor (2023).

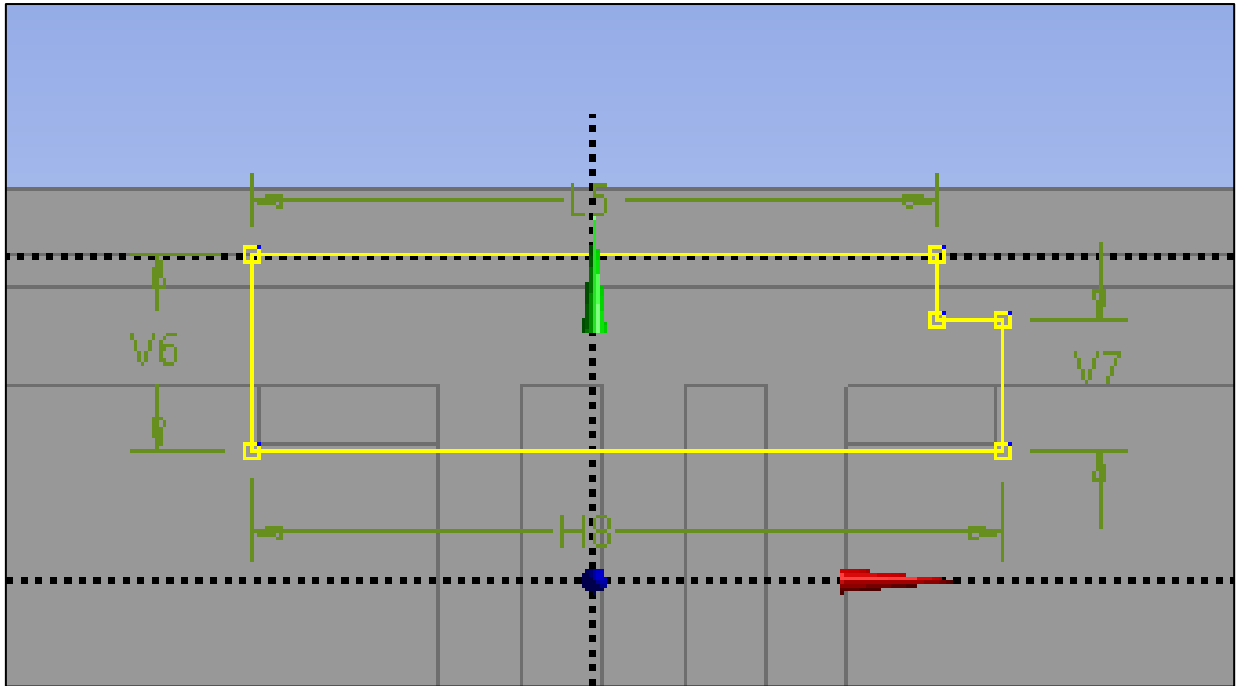
Figura 4.13 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 6



Fonte: O autor (2023).

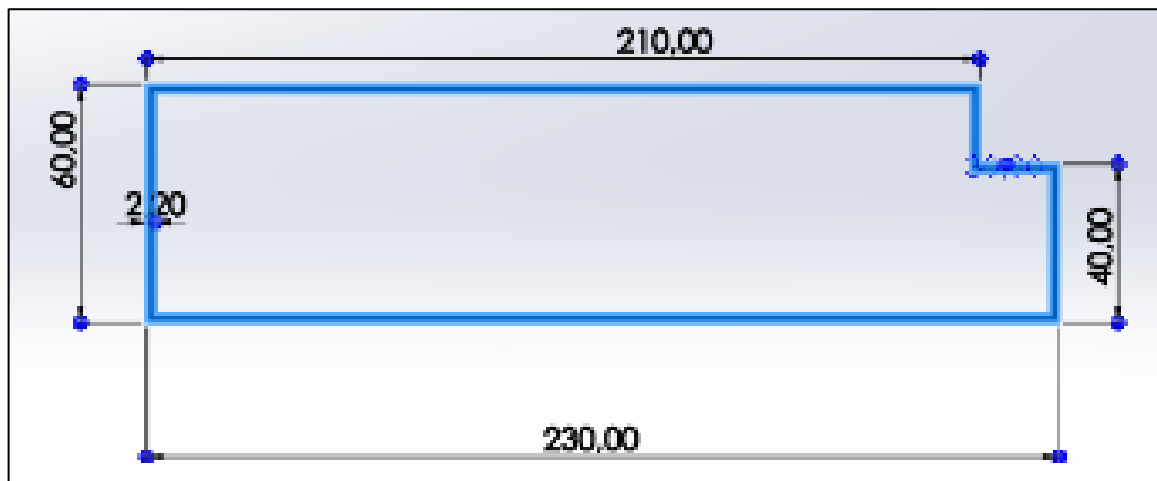
De maneira semelhante às anteriores, a Seção 7 apresenta quatro parâmetros relacionados à geometria e um devido a sua espessura.

Figura 4.14 - Parâmetros da Seção 7



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.15 - Resultado dos parâmetros iniciais da Seção 7



Fonte: O autor (2023).

Através das seções mencionadas anteriormente, foi possível construir de forma parametrizada toda a lateral do veículo. A estrutura apresenta diversas variáveis, destacando a

necessidade de realizar uma análise de sensibilidade do chassis para identificar as principais variáveis impactantes que serão otimizadas no futuro.

Assim, todas as seções transversais de uma lateral da estrutura foram criadas e devidamente parametrizadas, permitindo a construção completa do chassis. Isso será realizado por meio dos elementos de conexão que irão unir as duas laterais do chassis, como será apresentado nos próximos tópicos.

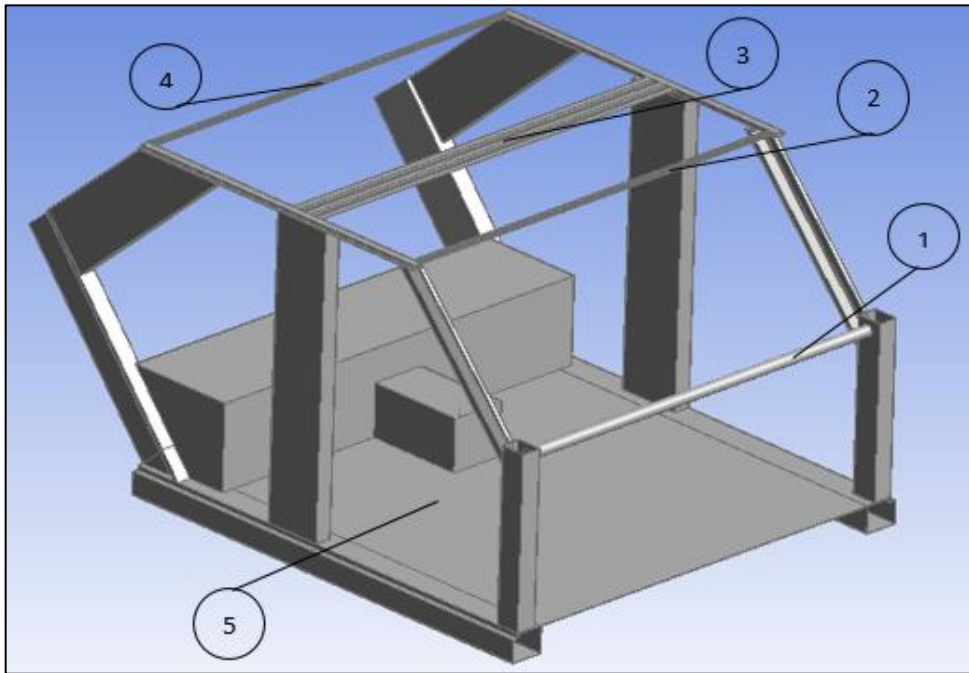
Ao observar cada seção individualmente, em média, cada uma apresentou cerca de cinco a seis parâmetros, sendo que apenas a Seção 2 foi projetada com uma quantidade maior de parâmetros. Esse número relativamente maior para essa seção está associado à sua complexidade geométrica e à sua função na estrutura do veículo. No geral, a parametrização das seções transversais de cada elemento de uma lateral do veículo foi satisfatoriamente estabelecida para dar continuidade à construção da estrutura simplificada como um todo.

### **4.3 Estrutura Total Preliminar**

No contexto anterior, foi abordada apenas a parametrização dos elementos de viga de uma das laterais do chassis, sendo agora necessário aplicar os elementos de conexão para finalizar a estrutura como um todo. Serão utilizados cinco elementos principais de conexão na estrutura, sendo três deles no teto, um conectando as bases das colunas A de cada lateral e outro conectando o assoalho do veículo ao túnel central. A Figura 4.16 apresenta a disposição desses elementos de conexão:



Figura 4.16 - Elementos de conexão das laterais



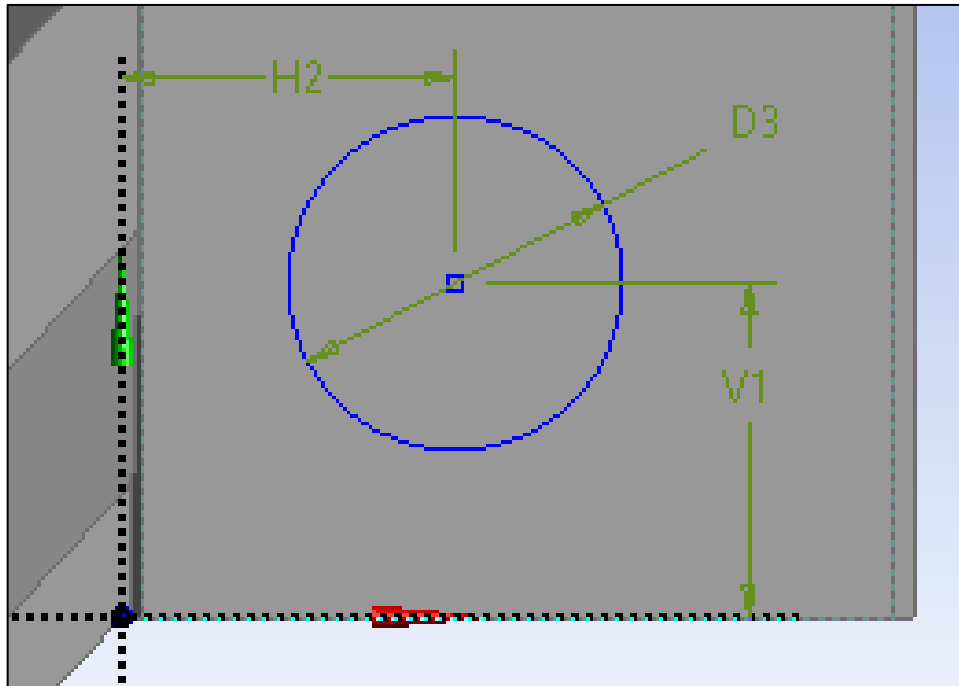
Fonte: O autor (2023).

As conexões do teto do veículo são representadas pelos elementos 2, 3 e 4 da Figura 4.16. O elemento 1 corresponde à travessa frontal, responsável por conectar as duas laterais do chassi na parte dianteira. O elemento 5 representa o assoalho do veículo, que realiza a conexão das laterais pela parte inferior, incluindo o túnel central e um ressalto na região do assento traseiro do chassi. Todos esses elementos foram adequadamente parametrizados para permitir a análise de sensibilidade e a futura otimização dessas estruturas. Com a presença desses elementos de conexão, a estrutura preliminar do chassi veicular está concluída. A Figura 4.22 ilustra o chassi veicular parametrizado construído.

As seções transversais com as devidas geometrias parametrizadas de cada um desses itens estão indicadas a seguir.

Elemento 1:

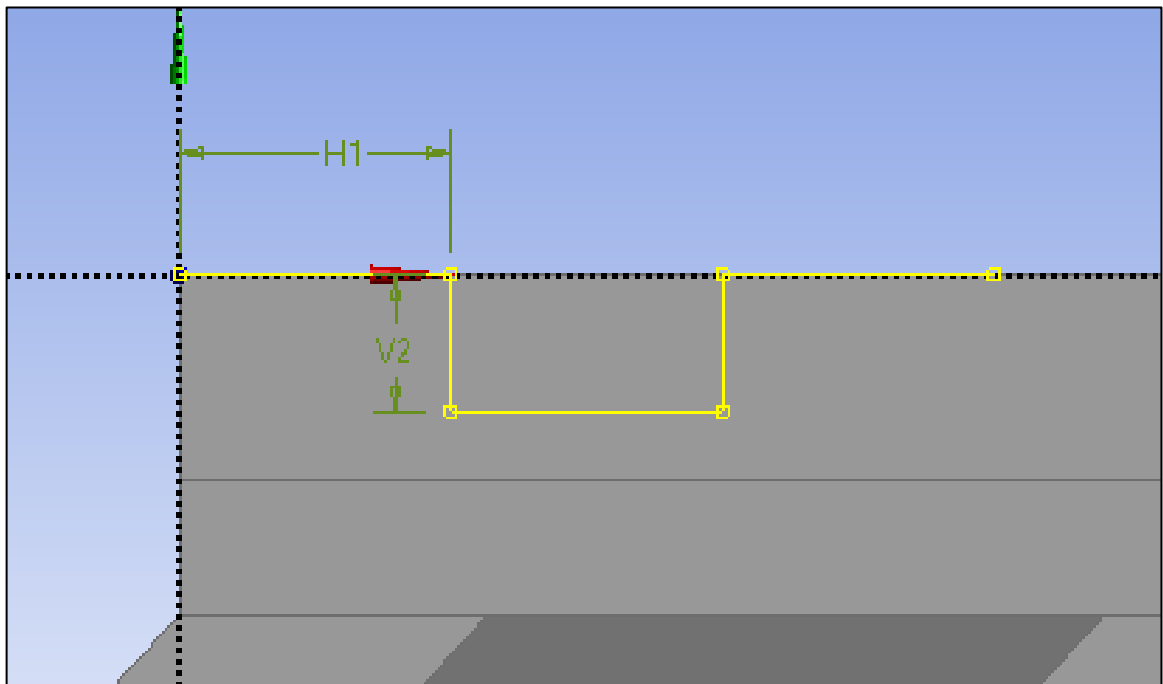
Figura 4.17 - Parâmetros do *Cross Car Beam*



Fonte: O autor (2023).

Elemento 2:

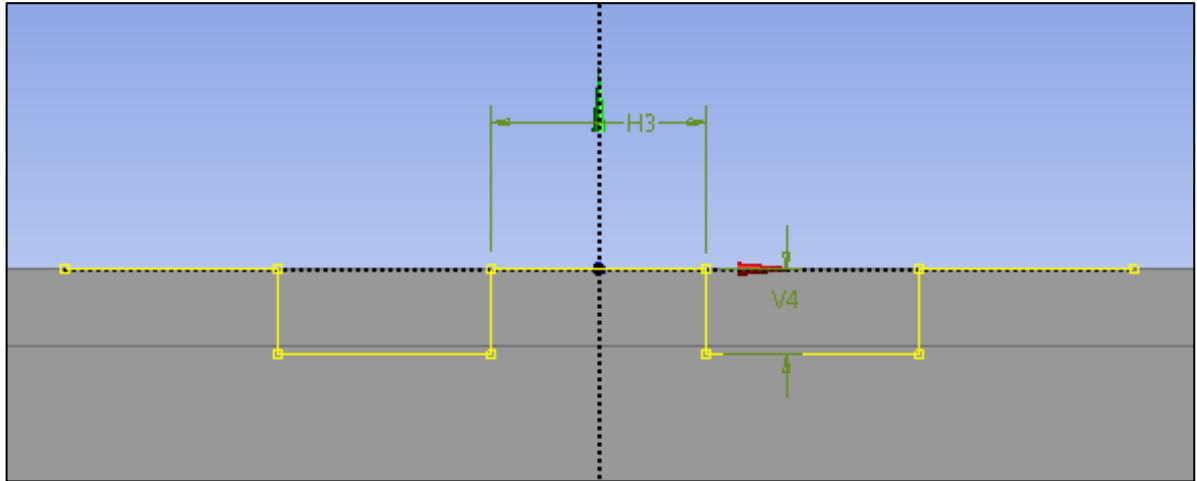
Figura 4.18 - Parâmetros da viga do teto próxima a Coluna "A"



Fonte: O autor (2023).

Elemento 3:

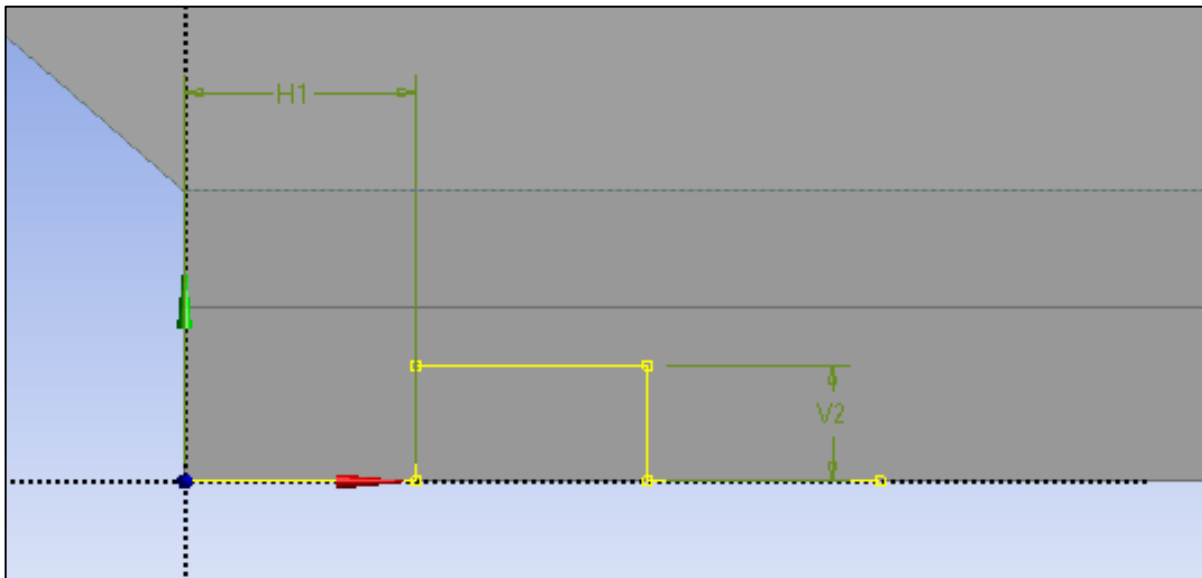
Figura 4.19 - Parâmetros da viga do teto próxima a Coluna “B”



Fonte: O autor (2023).

Elemento 4:

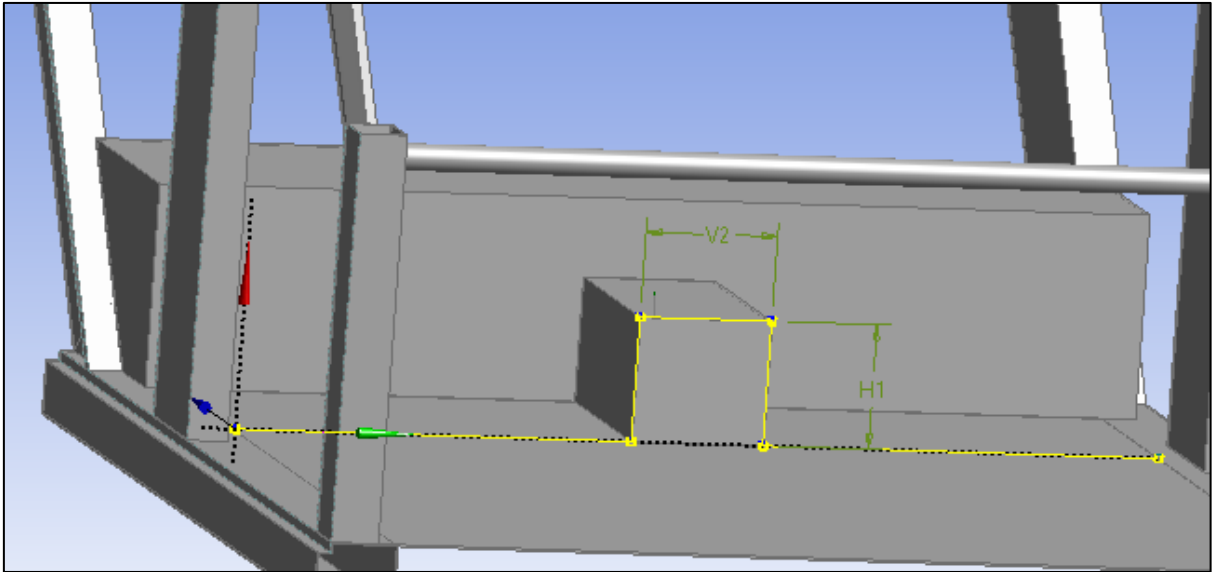
Figura 4.20 - Parâmetros da viga do teto próxima a Coluna “B”



Fonte: O autor (2023).

Elemento 5:

Figura 4.21 - Parâmetros do *underbody*

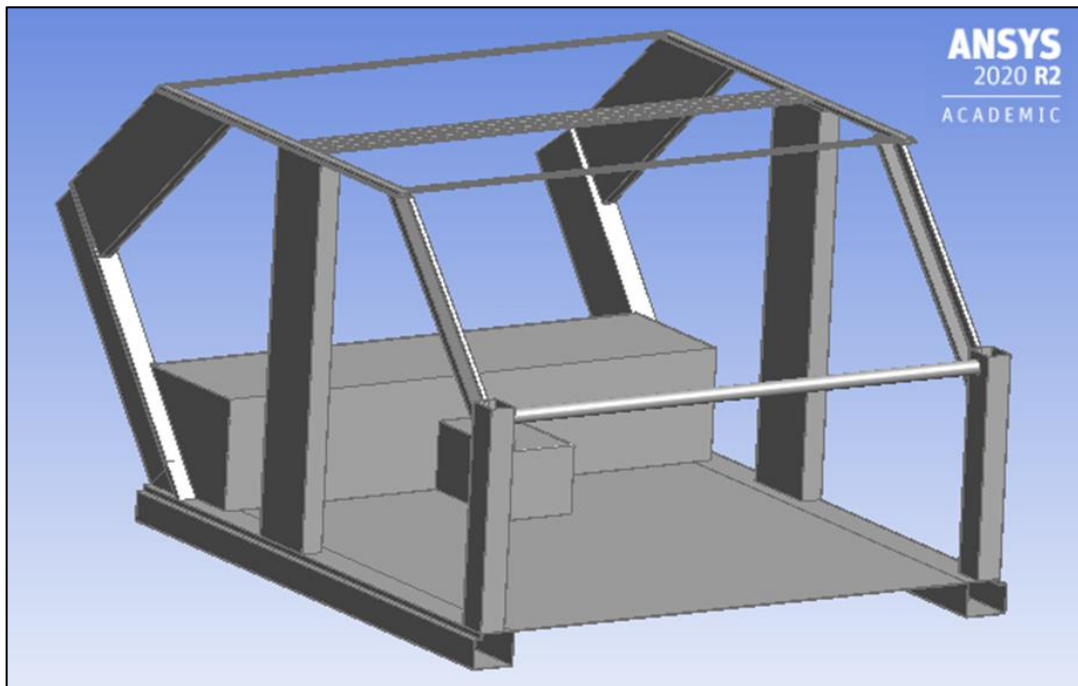


Fonte: O autor (2023).

A estrutura parametrizada em sua totalidade possui um total de 59 parâmetros em sua construção, destacando a importância de realizar uma análise de sensibilidade para determinar quais parâmetros exercem maior influência sobre a estrutura. A otimização, por sua vez, irá determinar os valores ideais para os parâmetros mais influentes, levando em consideração a maximização da rigidez torcional e flexional e a minimização da massa.

No caso do *underbody*, nem todos os parâmetros foram identificados na Figura 4.21. Devido à complexidade desse elemento, que envolve a criação de múltiplas geometrias, não foi possível representar todos os detalhes em uma única imagem. Outros parâmetros, como a espessura e altura do assento, embora não estejam representados, foram devidamente parametrizados. A Figura 4.22 ilustra a estrutura simplificada utilizada no desenvolvimento do trabalho, e essa geometria, juntamente com seus parâmetros, será empregada na análise de sensibilidade e na própria otimização.

Figura 4.22 - Chassis Parametrizado Preliminar



Fonte: O autor (2023).

Ao analisarmos a estrutura simplificada construída, podemos observar a semelhança com os chassis veiculares utilizados na indústria automotiva. Após a atualização dos parâmetros de cada seção com base nos valores obtidos no *SolidWorks*, a estrutura estará pronta para dar continuidade às etapas subsequentes.

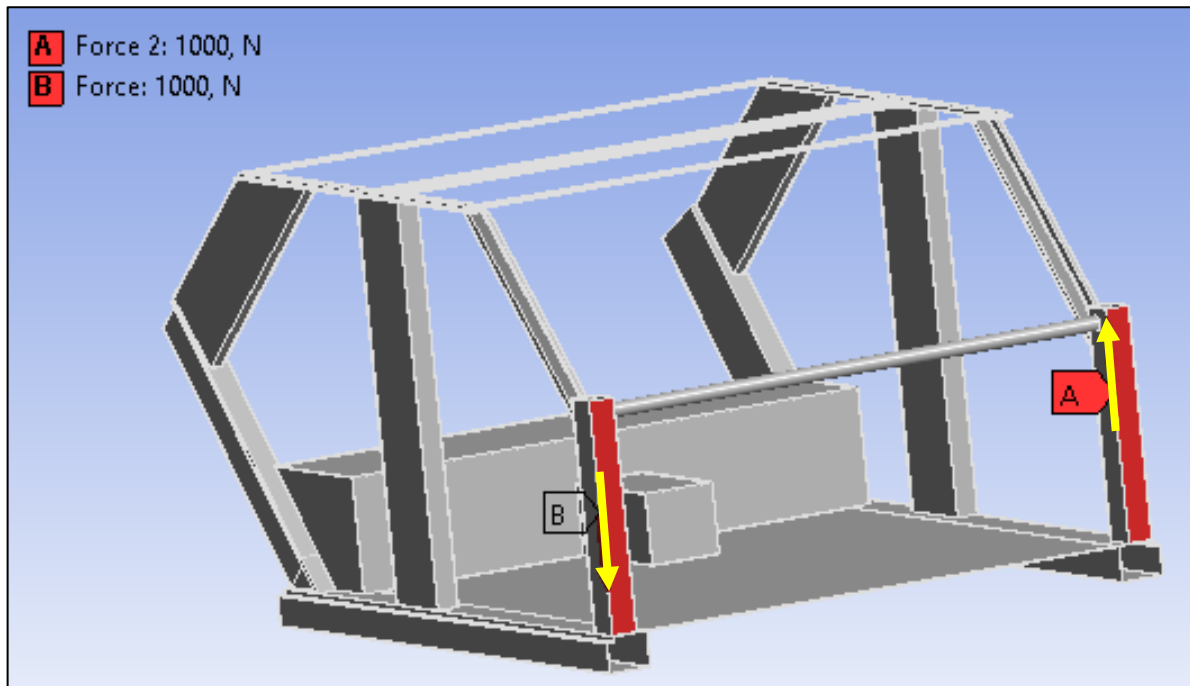
#### 4.4 Condições de Contorno e Convergência de Malha

Após a conclusão da construção da estrutura como um todo, foi iniciada a etapa seguinte, que consiste na análise de convergência dos elementos da malha. Essa análise tem como objetivo determinar a geometria e os tamanhos ideais dos elementos, uma vez que elementos maiores do que o necessário pode resultar em resultados não realistas. Portanto, essa análise é de extrema importância. É necessário realizar essa análise antes da análise de sensibilidade, pois a determinação dos parâmetros mais influentes na otimização já levará em consideração a estrutura com a sua malha.

Antes de realizar essa análise, é preciso aplicar as condições de contorno do problema. No caso desse estudo, as características a serem analisadas são a rigidez à torção e a rigidez à flexão. Os carregamentos que geram essas solicitações na estrutura estão representados nas duas

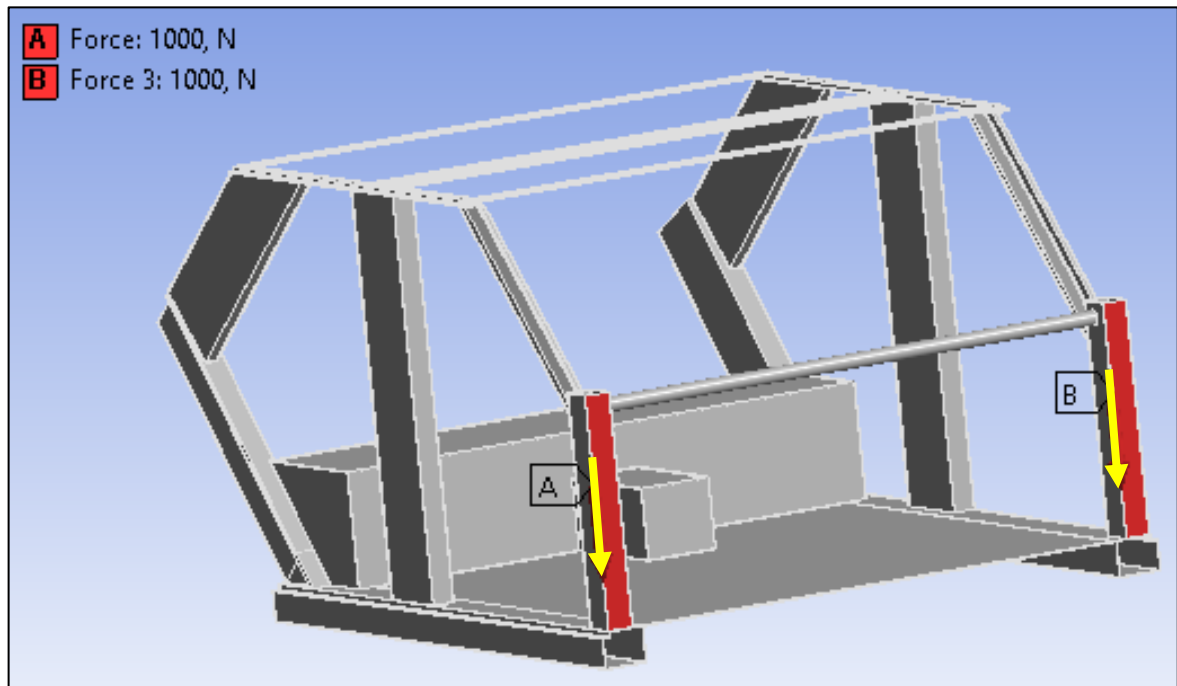
figuras seguintes, respectivamente. A Figura 4.23 mostra duas cargas em direções opostas, enquanto a Figura 4.24 apresenta cargas na mesma direção, caracterizando torção e flexão, respectivamente.

Figura 4.23 - Carregamento de Torção



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.24 - Carregamento de Flexão

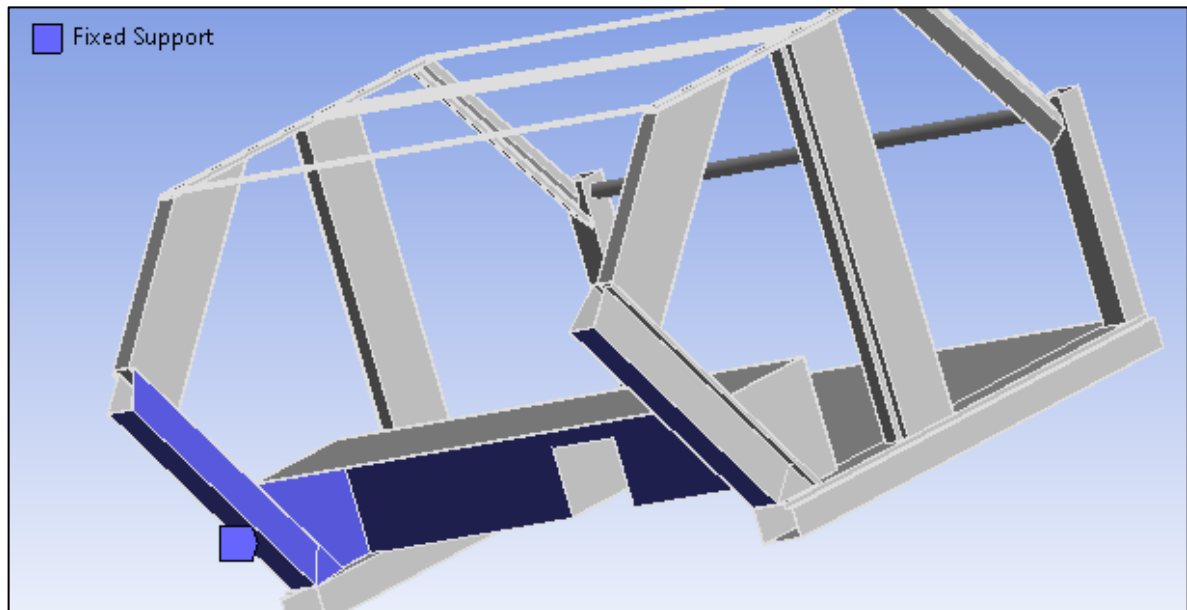


Fonte: O autor (2023).

As cargas foram impostas à estrutura frontal, simulando condições adversas encontradas pelo sistema de suspensão das rodas dianteiras do veículo. O valor de carga de 1000N adotado também foi baseado no valor utilizado por SHOJAEEFARD et al., 2015, em seu estudo. Não há um valor único a ser aplicado nesse contexto; os projetistas de veículos levam em consideração diversas variáveis em cada categoria/segmento dos veículos. O objetivo é utilizar uma carga que seja capaz de gerar torção e flexão na estrutura.

No entanto, a simples aplicação das cargas conforme ilustrado nas Figuras 4.23 e 4.24 não resulta em torção e flexão na estrutura. É necessário definir a fixação da carroceria para evitar que ela "gire" no espaço durante a simulação. A Figura 4.25 apresenta os elementos que foram fixados na estrutura.

Figura 4.25 - Restrições de movimento da Estrutura



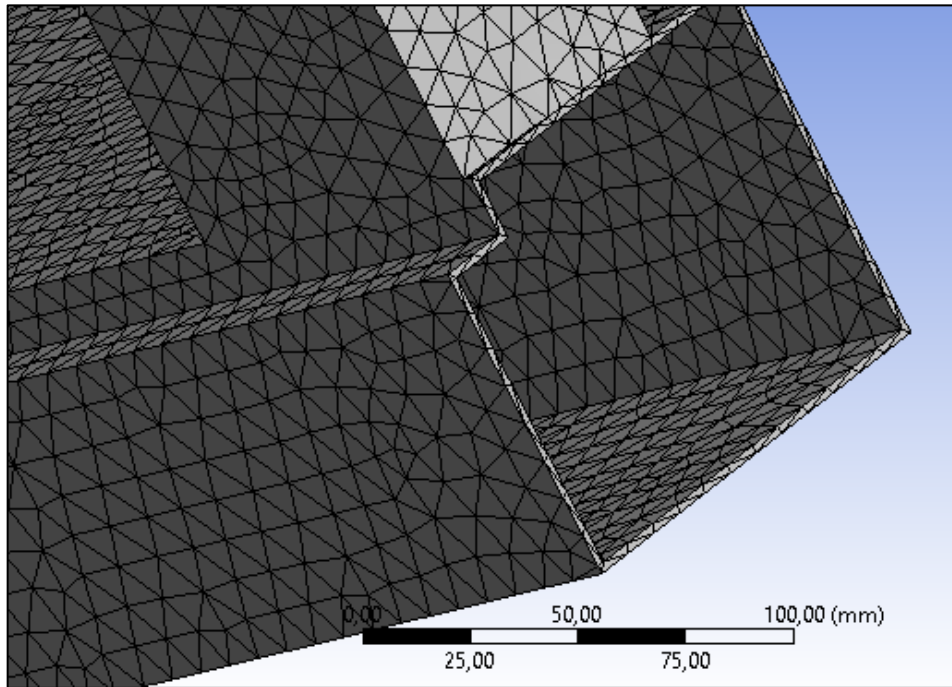
Fonte: O autor (2023).

Considerou-se a mesma fixação das estruturas na parte traseira do chassi para ambas as situações de rigidez. Com todas as restrições e condições de contorno estabelecidas, foi possível avançar para a análise de convergência da malha.

Inicialmente, utilizou-se a ferramenta do software *Ansys* versão estudantil para gerar automaticamente a malha com base na geometria desejada. Em seguida, adotou-se um tamanho de elemento de 10 mm e realizou-se a simulação computacional para os casos em questão. A Figura 4.26 ilustra os elementos criados na estrutura, enquanto as Figuras 4.27 e 4.28 demonstram os comportamentos do chassi em situações de torção e flexão, respectivamente. Para realizar a análise de convergência, levou-se em consideração a tensão equivalente de von Mises e seu valor máximo, o qual foi comparado entre os diferentes tamanhos de elementos para verificar a convergência.

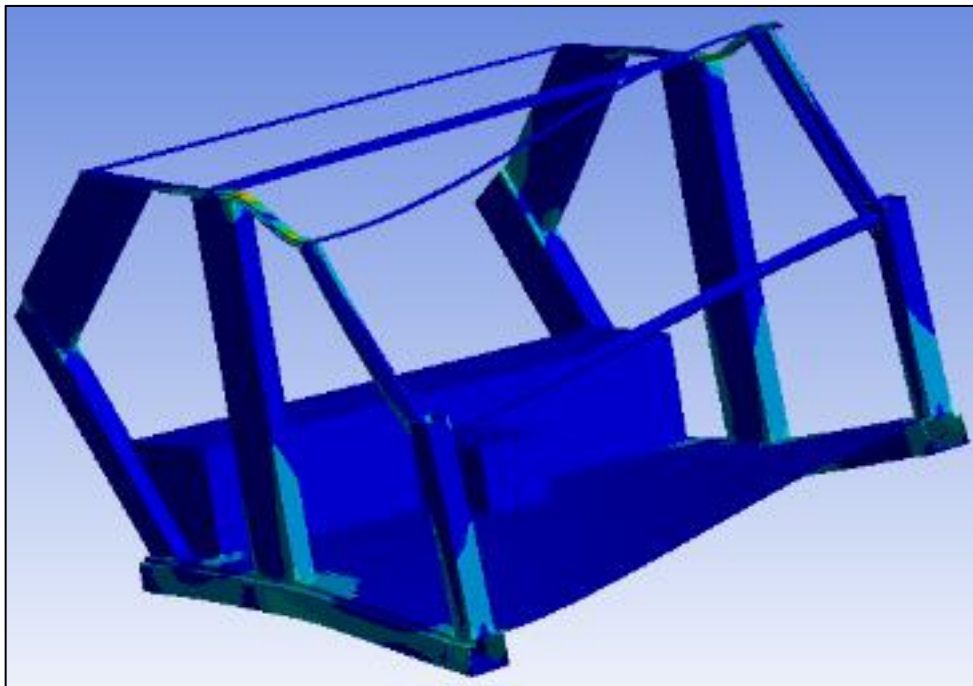


Figura 4.26 - Demonstração da malha para elemento de 10 mm



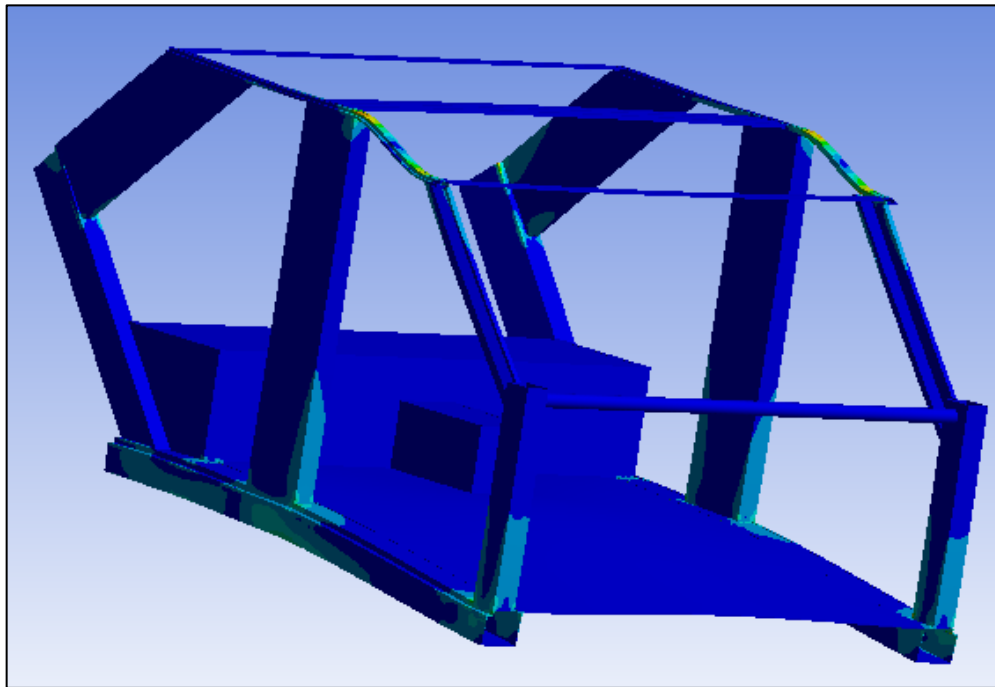
Fonte: O autor (2023).

Figura 4.27 - Deformação da estrutura para torção



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.28 - Deformação da estrutura para flexão



Fonte: O autor (2023).

O procedimento demonstrado acima será reproduzido nas análises que possuem um tamanho de elemento menor. Serão estudados mais seis casos de tamanhos de elementos diferentes, sendo eles de 8mm; 7mm; 6.5mm; 6mm; 5.9mm e 5.5mm. As Tabelas 4.2 e 4.3 representam o valor máximo da tensão de von Mises obtido para cada um dos casos descritos.

Tabela 4.2 – Resultado Torção

<b>Tamanho do Elemento (mm)</b>	<b>Tensão Equivalente Máxima (MPa)</b>
<b>10</b>	37.211
<b>8</b>	44.827
<b>7</b>	48.197
<b>6.5</b>	49.29
<b>6</b>	57.863
<b>5.9</b>	60.638
<b>5.5</b>	61.315

Fonte: O autor (2023)

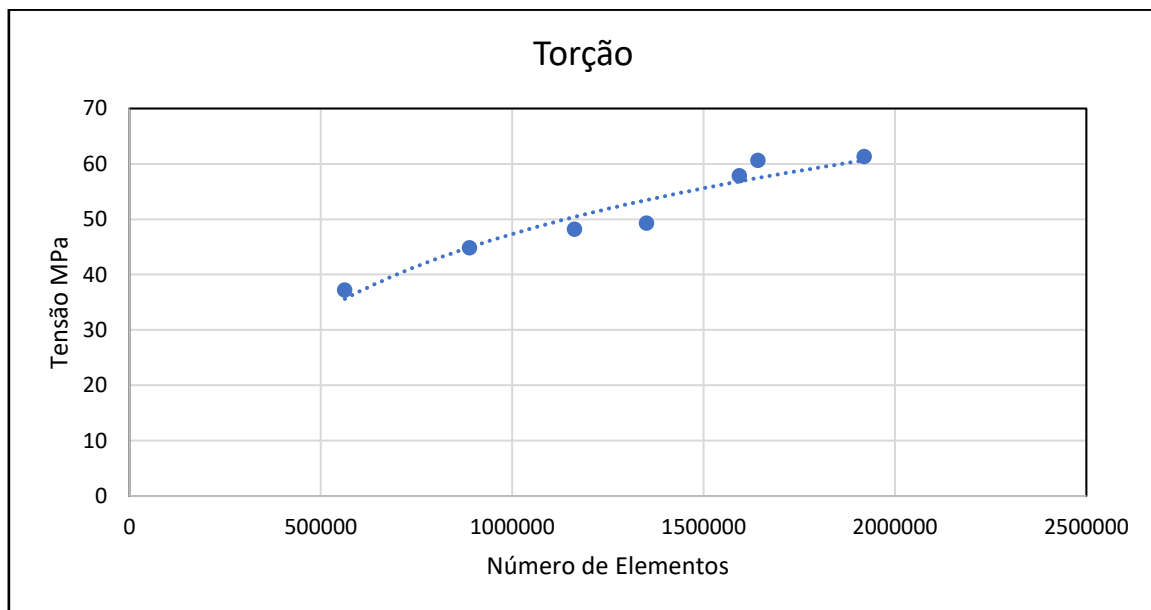
Tabela 4.3 – Resultado Flexão

Tamanho do Elemento (mm)	Tensão Equivalente Máxima (MPa)
10	34.807
8	42.012
7	47.786
6.5	48.278
6	57.947
5.9	59.489
5.5	61.464

Fonte: O autor (2023)

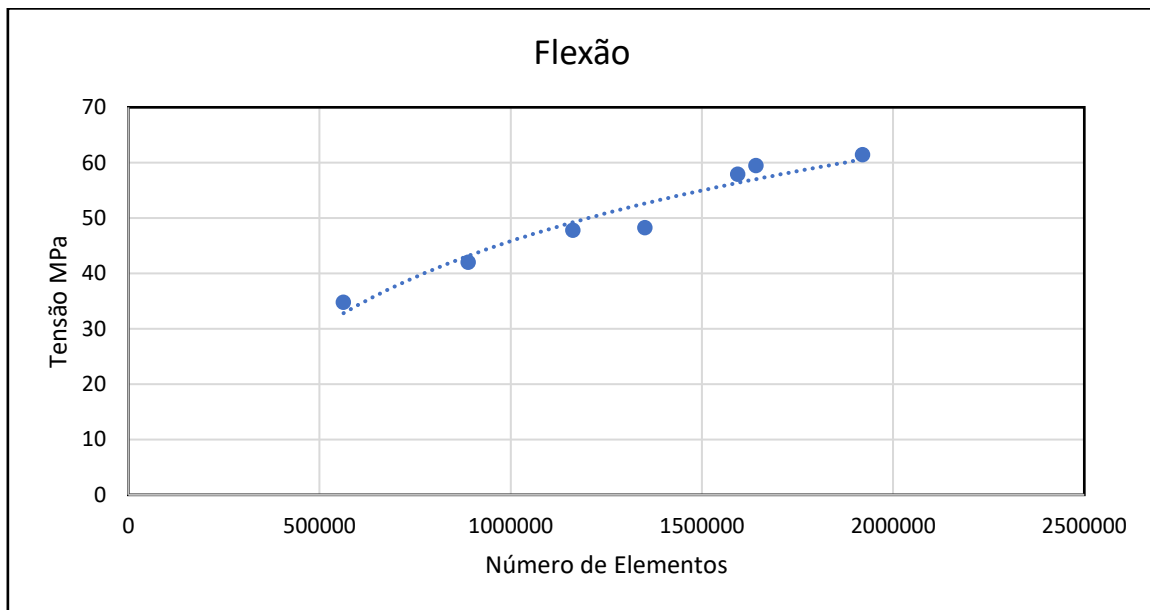
Os gráficos, representando os pontos descritos nas Tabelas 4.2 e 4.3, estão ilustrados nas Figuras 4.29 e 4.30. O número de elementos é inversamente proporcional ao tamanho do elemento, ou seja, o primeiro ponto de cada gráfico está relacionado à malha de 10mm de tamanho enquanto o último ponto representa a malha de 5.5mm.

Figura 4.29 - Pontos da Tensão x N° de elementos para Torção



Fonte: O autor (2023),

Figura 4.30 - Pontos da Tensão x N° de elementos para Flexão



Fonte: O autor (2023).

Analisando as Figuras 4.29 e 4.30, é possível observar que, para ambos os casos de torção, a variação da tensão máxima da malha de 10 mm em relação à malha de 8 mm é significativa, indicando que o tamanho de 10mm não é adequado para avaliar a estrutura. Diante disso, foi criada uma malha com tamanho inferior a 8 mm para prosseguir com a análise de convergência.

Ao comparar a malha de 8mm com a malha de 7 mm, a mesma tendência é observada, com uma grande variação da tensão avaliada entre os dois casos. Portanto, foi necessário criar uma malha ainda mais refinada para continuar o estudo, adotando uma malha de 6,5mm. A relação entre essas duas malhas apresentou valores de tensão máxima relativamente próximos, indicando uma possível convergência da malha. Para confirmar essa convergência, foi criada uma malha de 6mm e verificou-se que a tensão máxima aumentou significativamente, indicando a não convergência para esse tamanho de elemento.

Dessa maneira, o processo de refinamento da malha prosseguiu, resultando na criação de uma malha com tamanho de 5,9mm, na qual verificou-se uma pequena variação no valor máximo da tensão entre os casos. Para dar continuidade e avaliar a convergência, uma malha de 5,5mm foi estabelecida, revelando uma mudança de aproximadamente 1% na tensão máxima para o caso de torção e uma variação em torno de 3% para o caso de flexão. Embora uma malha ainda mais refinada tenha sido desejada, devido às limitações dos recursos computacionais disponíveis, não foi possível criar elementos com esse tamanho.

Portanto, os valores obtidos na malha de 5,5mm serão considerados suficientes para dar continuidade ao estudo de otimização.

## **4.5 Resultados da Otimização**

### **4.5.1 Convergência da Otimização**

Um dos objetivos de quando se realiza uma otimização é de que os resultados sejam convergentes, indicando que a otimização ocorreu de maneira satisfatória. Em casos que os resultados não sejam convergentes, os parâmetros da otimização, as funções objetivo e as configurações de convergência precisam ser alteradas para prosseguir com a otimização. Mesmo resultados não convergentes podem ser analisados para avaliar o comportamento da estrutura e obter indícios de quais foram as inconsistências da otimização para que ela não convergisse em um resultado satisfatório. Para desenvolvimento da otimização, as restrições consistiram na variabilidade geométrica que cada um dos parâmetros apresentados nas Figuras 4.2 a 4.15 podem apresentar devido às incertezas inerentes aos processos de fabricação. A Tabela 4.4 apresenta os parâmetros utilizados na otimização.

Tabela 4.4 – Configurações do ANSYS para Otimização

<b>Otimização</b>	
Método de Seleção	Manual
Nome do Método	MOGA
Número estimado de Design Points	1290
<b>Configurações de Tolerância</b>	
Número de Amostras Iniciais	150
Número de Amostras por Iteração	60
Porcentagem de Pareto Máxima Permitida	70
Porcentagem de Estabilidade de Convergência	2
Número Máximo de Iterações	20
Número Máximo de Candidatos	5
<b>Status da Otimização</b>	
Convergência	Sim
Porcentagem de Pareto	1,6667
Porcentagem de Estabilidade	0,58937
Número de Iterações	5
Tamanho da Amostragem Gerada no Set	60
Número de Candidatos	5

Fonte: O autor (2023).

Verifica-se que uma população inicial de 150 amostras foi utilizada como ponto de partida para a otimização por meio do Algoritmo Genético Multiobjetivo (MOGA). Após cada iteração, uma nova população composta por 60 membros é gerada, selecionando os melhores valores obtidos nas iterações anteriores.

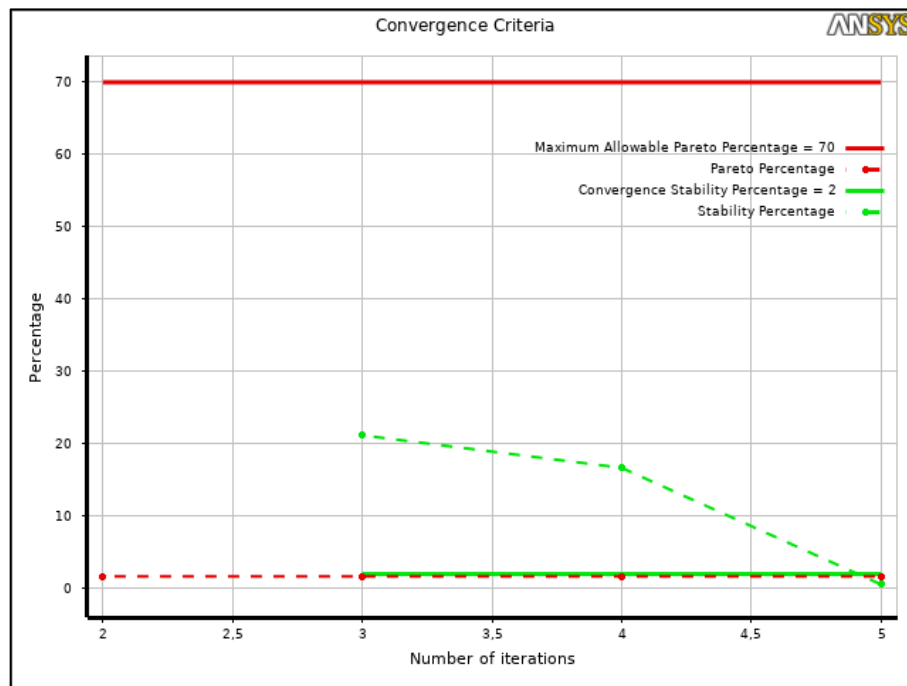
O número máximo de iterações estabelecido para a presente otimização foi de 20, com o objetivo de identificar os cinco candidatos mais promissores que alcancem os melhores resultados em todas as funções objetivo. A configuração desses parâmetros é de extrema importância para determinar a magnitude da otimização, uma vez que parâmetros muito exigentes podem resultar em um número significativamente maior de pontos de projeto, aumentando o custo computacional. Para o escopo deste trabalho, espera-se desenvolver aproximadamente 1290 pontos de projeto por meio da otimização.

Na Tabela 4.4, é possível constatar a convergência do processo de otimização desenvolvido. A porcentagem de Pareto alcançou o valor de 1,667%, enquanto a porcentagem de estabilidade final da otimização registrou um valor de 0,589%, abaixo do limite de 2%

estabelecido no início da otimização. Para conduzir a otimização, foram configurados 509 pontos de projeto e realizadas cinco iterações, resultando em cinco conjuntos de parâmetros que otimizam as funções objetivo propostas.

Dos 509 pontos criados, devido a inconsistências geométricas alguns pontos de *design* não foram tangíveis na construção da geometria. Essas falhas ocorreram devido a problemas na construção da geometria e à combinação inadequada dos valores dos parâmetros. A estrutura do chassi pode apresentar interferências nas seções, volumes abertos ou superfícies que inviabilizam a análise, dependendo da combinação dos parâmetros. Uma tentativa de validação da geometria de um dos pontos problemáticos foi realizada para identificar a inconsistência na construção, porém o programa não conseguiu fornecer informações sobre a localização da falha. Portanto, não é possível determinar especificamente quais parâmetros causaram essas falhas, mas mesmo com esses pontos não tangíveis, o processo de otimização consegue utilizar os pontos bons e gerar os indivíduos da iteração seguinte.

Figura 4.31 - Critério de Convergência



Fonte: O autor (2023).

Através da Figura 4.31, é possível obter uma visualização clara das questões analisadas. No entanto, é importante destacar que a curva pontilhada em verde representa a convergência da otimização, alcançando um valor abaixo do limite de 2% estabelecido pelo critério de

convergência (representado pela linha verde contínua) somente na quinta iteração. Isso indica o encerramento do processo de otimização devido à sua convergência.

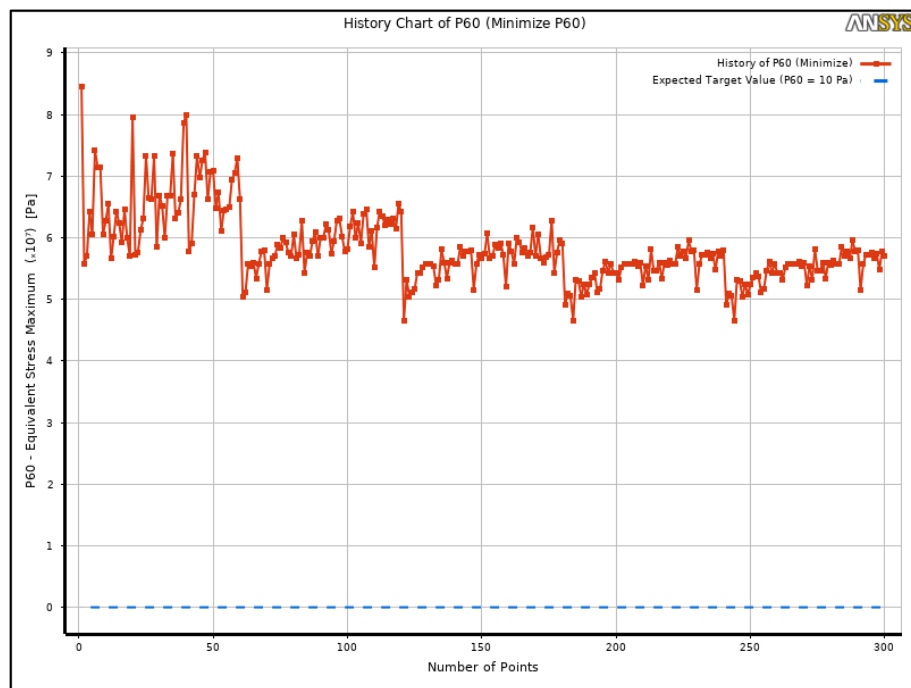
#### 4.5.2 Resultados dos parâmetros otimizados

Os dados anteriormente analisados estão intrinsecamente ligados ao processo de otimização como um todo e à convergência das diferentes funções objetivo. Agora, será apresentado uma análise individualizada de cada uma das funções objetivo, levando em consideração as diferentes iterações. Essa abordagem permitirá uma avaliação mais detalhada do comportamento individual dos parâmetros e das funções objetivo.

##### a) Tensão Equivalente Máxima Para o caso de Torção (P60)

A Figura 4.32, ilustra o comportamento desse parâmetro com o decorrer da otimização.

Figura 4.32 - Histórico da Otimização do Parâmetro P60



Fonte: O autor (2023).

Conforme observado na Figura 4.32, na primeira iteração, há uma grande disparidade nos valores. No entanto, na segunda iteração, utilizando os melhores pontos iniciais, as tensões apresentam valores consideravelmente menores e uma amplitude reduzida nos resultados. Na

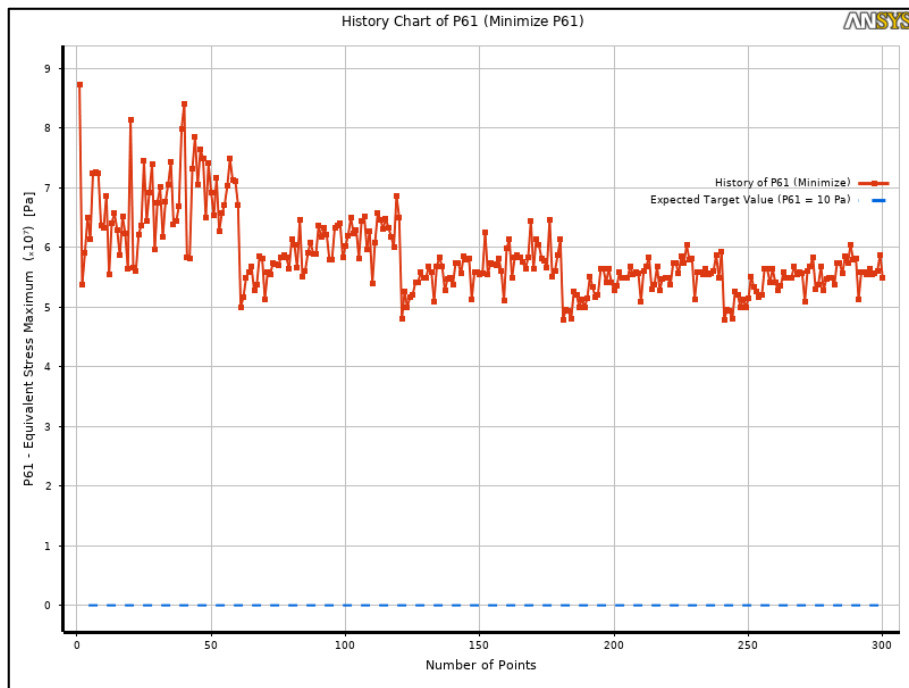


última iteração, os valores atingem os menores níveis até então, com uma variação relativamente pequena entre os pontos. As duas últimas iterações revelam uma variação visualmente discreta e difícil de ser identificada, indicando uma convergência dos valores nessas iterações.

b) Tensão Equivalente Máxima Para o caso de Flexão (P61)

Da mesma forma, o gráfico da tensão equivalente para o caso foi obtido e está ilustrado na Figura 4.33.

Figura 4.33 - Histórico da Otimização do Parâmetro P61



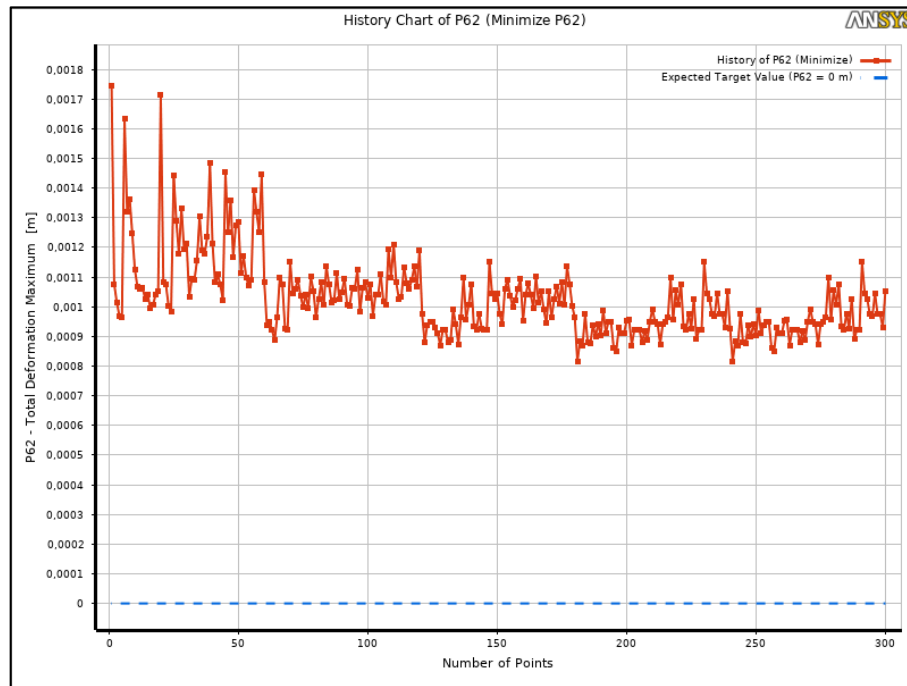
Fonte: O autor (2023).

O comportamento observado é semelhante, apresentando uma alta disparidade nos valores dos pontos dentro de uma mesma iteração inicialmente. Entre a quinta e a quarta iteração, os pontos exibem valores de tensão muito próximos, indicando a convergência desses dados.

c) Deslocamento Máximo para o caso de Torção (P62)

Para o deslocamento máximo no primeiro caso, foi obtido o seguinte gráfico.

Figura 4.34 - Histórico da Otimização do Parâmetro P62



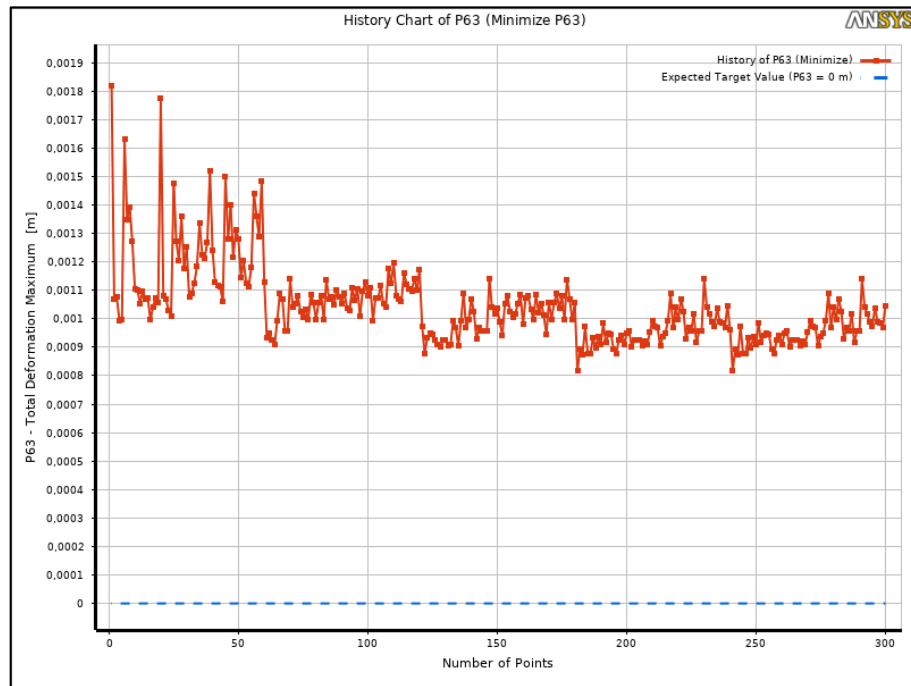
Fonte: O autor (2023).

As mesmas análises podem ser feitas aqui, divergência nos pontos iniciais e convergência entre a quarta e quinta iteração.

d) Deslocamento Máximo para o caso de Flexão(P63)

A Figura 4.35 representa o comportamento dos pontos para o deslocamento no caso do P63.

Figura 4.35 - Histórico da Otimização do Parâmetro P63



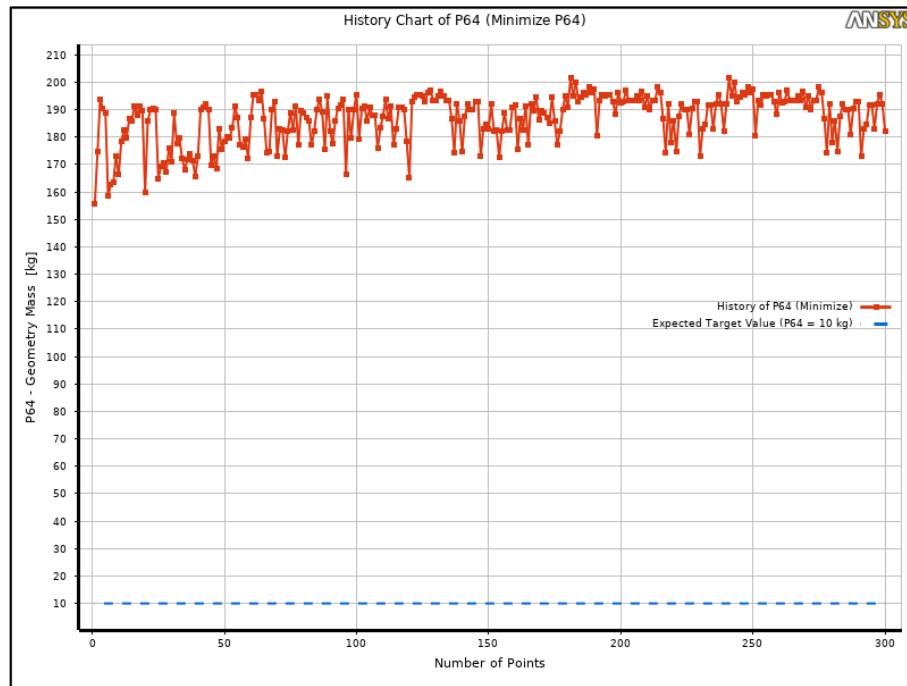
Fonte: O autor (2023).

Exatamente o mesmo comportamento dos parâmetros anteriores ocorreu aqui, dessa forma as mesmas considerações podem ser atribuídas.

e) Massa do chassis (P64)

A massa do chassis é um parâmetro intrinsecamente dependente da combinação de todos os parâmetros estruturais, sendo assim, não possui uma influência direta nos casos de flexão ou torção. Portanto, é apresentado apenas um estudo de caso para a massa. A Figura 4.36 ilustra o comportamento dos pontos ao longo da otimização.

Figura 4.36 - Histórico da Otimização do Parâmetro P64



Fonte: O autor (2023).

Inicialmente, a estrutura construída do chassi com os parâmetros iniciais apresentou um valor de massa de 186,41 kg. O comportamento da massa nos pontos durante a otimização divergiu das demais funções. Inicialmente, observou-se uma grande variabilidade nos valores de massa entre os pontos; no entanto, essa dispersão diminuiu ao longo das iterações, chegando a um estado mais uniforme na quinta iteração. Vale ressaltar que não houve uma redução significativa da massa da primeira para a segunda iteração. Isso ocorreu devido ao fato de que a estrutura inicial simplificada já possuía um valor de massa próximo à estrutura otimizada. Além disso, para otimizar outros parâmetros, não foi possível reduzir a massa sem afetar negativamente as tensões e os deslocamentos.

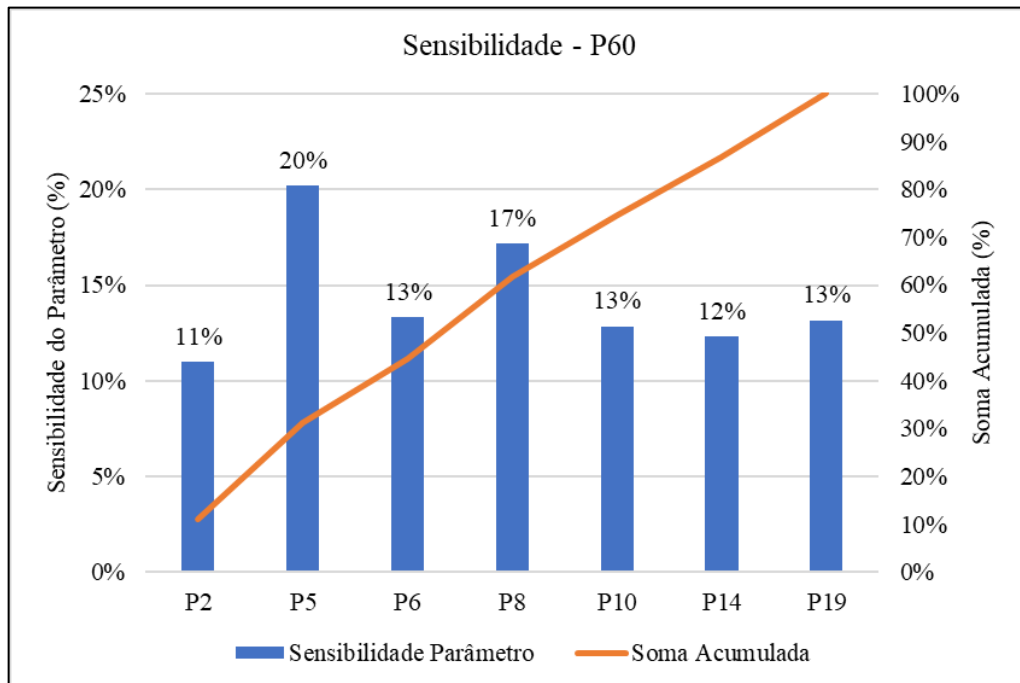
A priorização da otimização é um aspecto crucial a ser considerado, pois nem sempre é viável atingir todos os objetivos para todas as funções objetivo, uma vez que frequentemente esses objetivos são inversamente proporcionais. Se o foco principal desta otimização fosse a redução de massa, é provável que o gráfico dos pontos de massa apresentasse um padrão semelhante aos gráficos de tensões e deformações. No entanto, essa abordagem resultaria em resultados menos satisfatórios para algumas das outras funções objetivo, conforme demonstrado nos gráficos acima.

### 4.5.3 Análise de sensibilidade

A análise de sensibilidade tem como objetivo determinar a magnitude da influência de cada parâmetro do chassis nas diferentes funções objetivo. Essa análise é de extrema importância, pois as conclusões extraídas desses resultados permitem identificar quais parâmetros da estrutura possuem uma influência significativa no processo de otimização.

A sensibilidade do caso da otimização na torção apresentou os resultados obtidos na Figura 4.37.

Figura 4.37 - Parâmetros com Sensibilidade a Tensão Equivalente Máxima na Torção (P60)

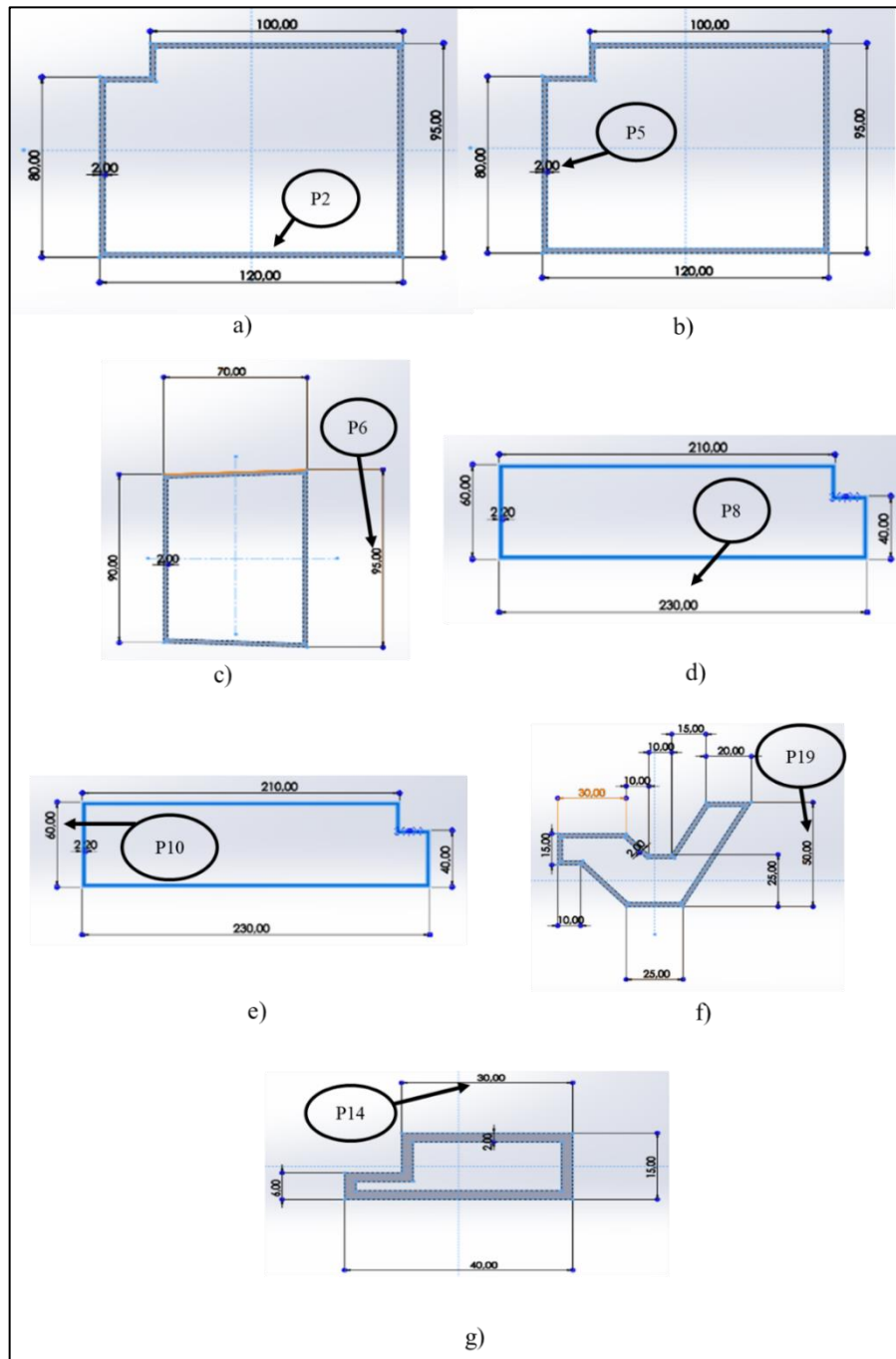


Fonte: O autor (2023).

A Figura 4.37 evidencia que há um conjunto de sete parâmetros que exibem uma sensibilidade relevante na otimização do Parâmetro 60, que se refere à tensão máxima equivalente na torção. Os parâmetros P2, P5, P6, P8, P10, P14 e P19 destacaram-se como os mais sensíveis durante o processo de otimização. É válido salientar que a estrutura como um todo engloba mais de 50 parâmetros, no entanto, somente esses sete parâmetros mencionados demonstraram uma influência significativa na otimização.

Dentre os parâmetros sensíveis, destaca-se o P5 como o mais sensível, ao passo que o P2 exerce uma influência menos pronunciada. A Figura 4.38 fornece a localização de cada um dos parâmetros sensíveis em suas respectivas seções transversais.

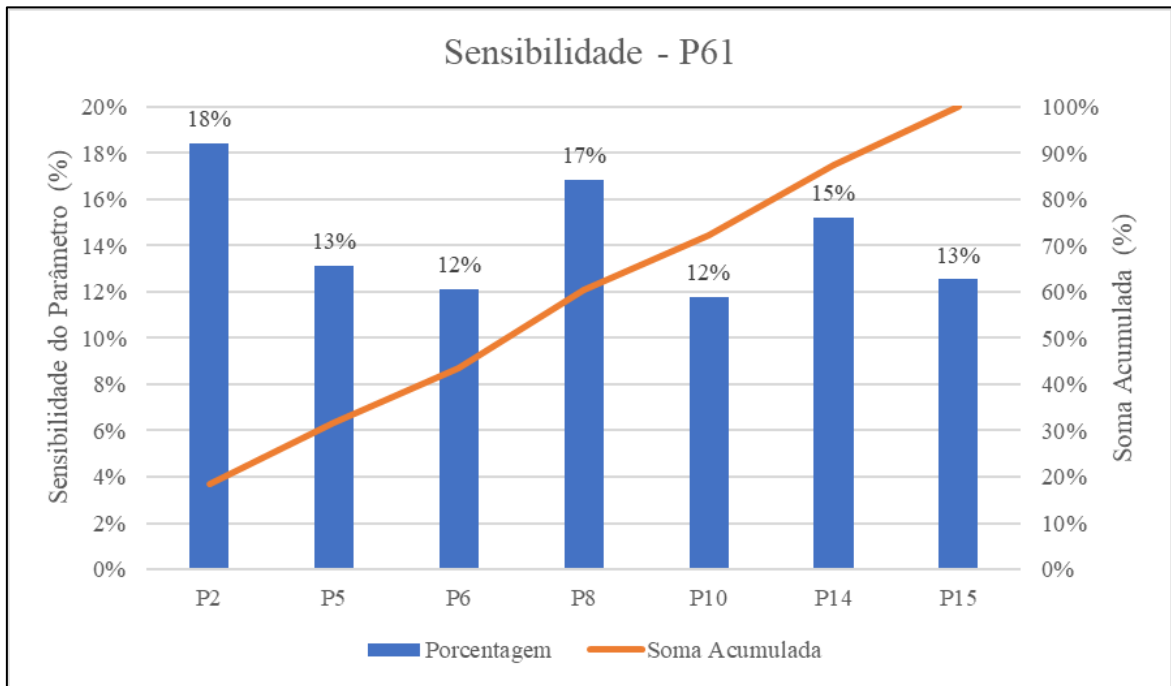
Figura 4.38 - Seções Transversais com parâmetros sensíveis ao P60



Fonte: O autor (2023).

Na Figura 4.41, a posição de cada uma dessas seções na estrutura completa está indicada. Um gráfico similar ao apresentado anteriormente foi obtido para o caso da tensão máxima equivalente para flexão. A Figura 4.39 apresenta o resultado obtido.

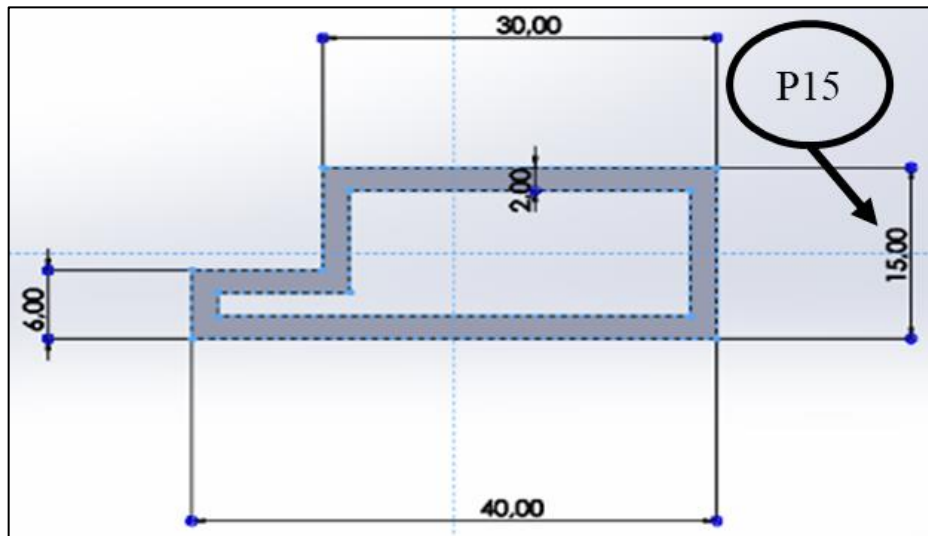
Figura 4.39 - Parâmetros com Sensibilidade a Tensão Equivalente Máxima na Flexão (P61)



Fonte: O autor (2023).

Neste contexto, os parâmetros que revelaram sensibilidade na otimização da função objetivo foram o P2, P5, P6, P8, P10, P14 e P15. É notável que existe uma notável similaridade na sensibilidade desses parâmetros, tanto para a condição de torção quanto para a flexão. Em relação à tensão na flexão, o parâmetro P2 demonstrou a maior sensibilidade, com um valor de 18%, enquanto os parâmetros P6 e P10 apresentaram uma sensibilidade menor, com um empate de 12%. A única diferença entre os parâmetros sensíveis reside na substituição do parâmetro P19 pelo P15. No caso da tensão máxima na flexão, o parâmetro P15 mostrou-se sensível, enquanto o P19 não exibiu uma sensibilidade significativa. A Figura 4.40 ilustra a seção transversal que engloba o parâmetro P15.

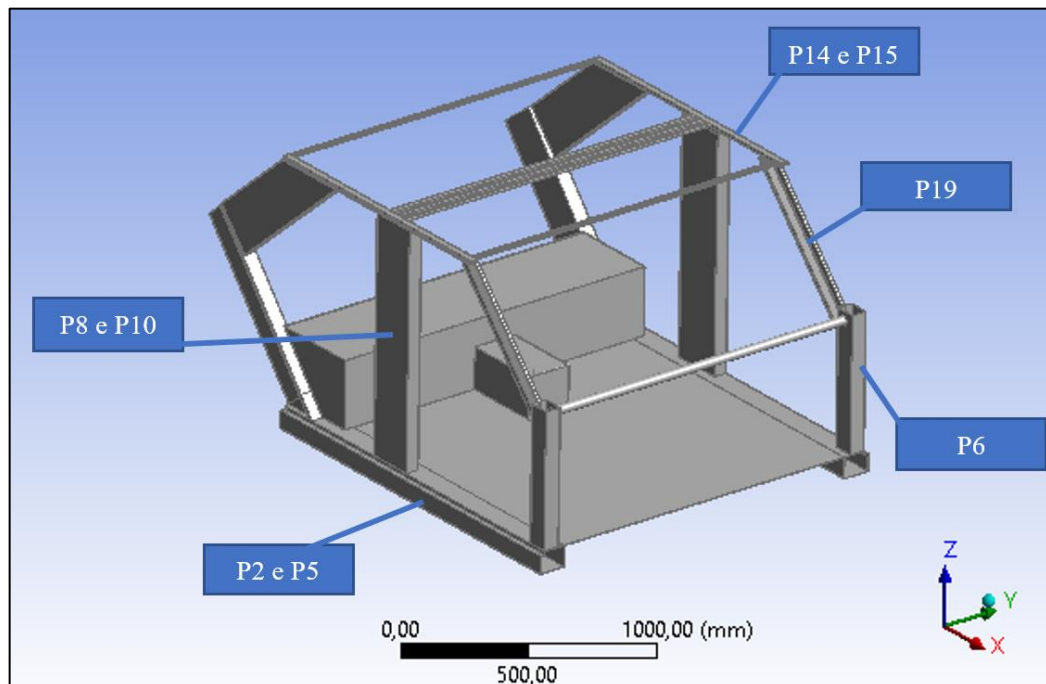
Figura 4.40 – Localização do Parâmetro P15



Fonte: O autor (2023).

A Figura 4.41 indica a localização geral de cada um dos parâmetros sensíveis para ambos os casos de tensão máxima equivalente.

Figura 4.41 - Disposição global dos parâmetros sensíveis



Fonte: O autor (2023).



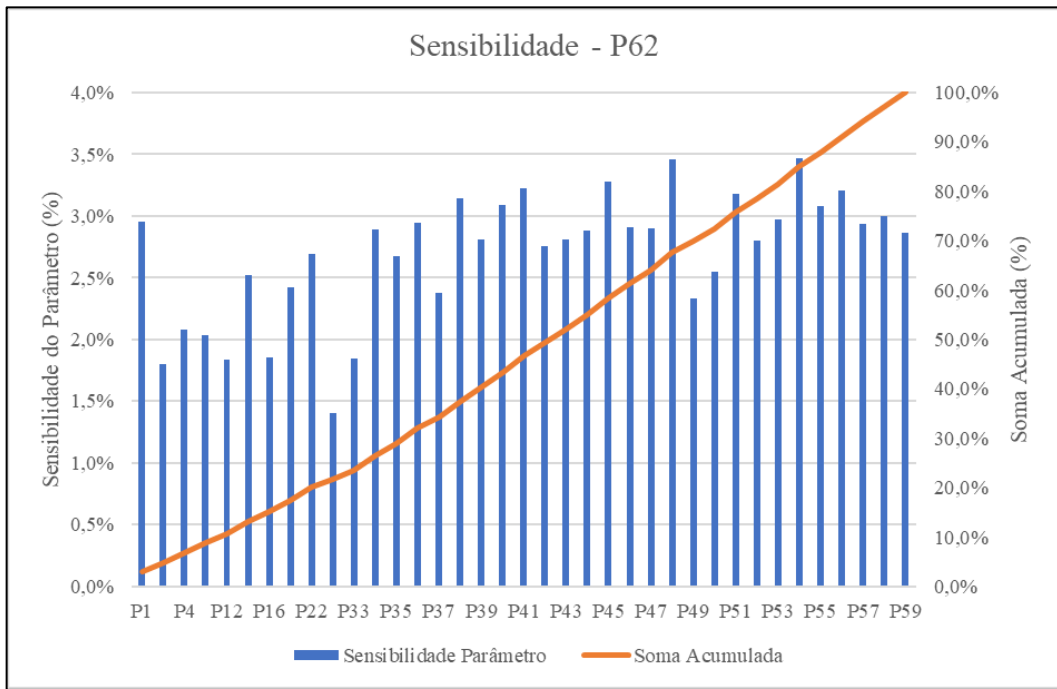
É possível observar uma distribuição entre os parâmetros geométricos sensíveis para os casos analisados, o que sugere que toda a estrutura do chassi desempenha um papel estrutural nos carregamentos aplicados às colunas frontais do veículo. Considerando que os elementos do chassi de um veículo possuem um comportamento semelhante ao de vigas sob cargas atuantes, de acordo com a Equação 2.6, percebe-se que a tensão equivalente em uma viga é inversamente proporcional ao momento de inércia de sua seção transversal. O momento de inércia da área da seção transversal de uma viga é calculado em relação a um eixo de rotação que passa pelo seu centro de gravidade. Para uma viga com seção quadrada de lados "a" e "b", a Equação 4.1 representa o cálculo do momento de inércia da seção.

$$I = \int_{-\left(\frac{a}{2}\right)}^{\left(\frac{a}{2}\right)} \left( \int_{-\left(\frac{b}{2}\right)}^{\left(\frac{b}{2}\right)} y \cdot dy \right) dx = \frac{a \cdot b^3}{12} \quad (4.1)$$

Ao analisar o equacionamento do momento de inércia, percebe-se que quando qualquer um dos lados do retângulo (a ou b) é aumentado, o momento de inércia da seção também aumenta. O teorema dos eixos paralelos é aplicado quando o eixo de rotação não coincide com o centro de gravidade da seção, abrangendo os casos em que a seção transversal da viga não apresenta simetria em relação aos eixos normais. Dessa forma, é possível compreender por que os parâmetros das seções de cada viga apresentaram sensibilidade. Isso ocorre devido ao fato de que seus valores influenciam diretamente o resultado do momento de inércia, que, de acordo com a Equação 4.1, é um elemento essencial para o cálculo da tensão equivalente em vigas sujeitas à flexão.

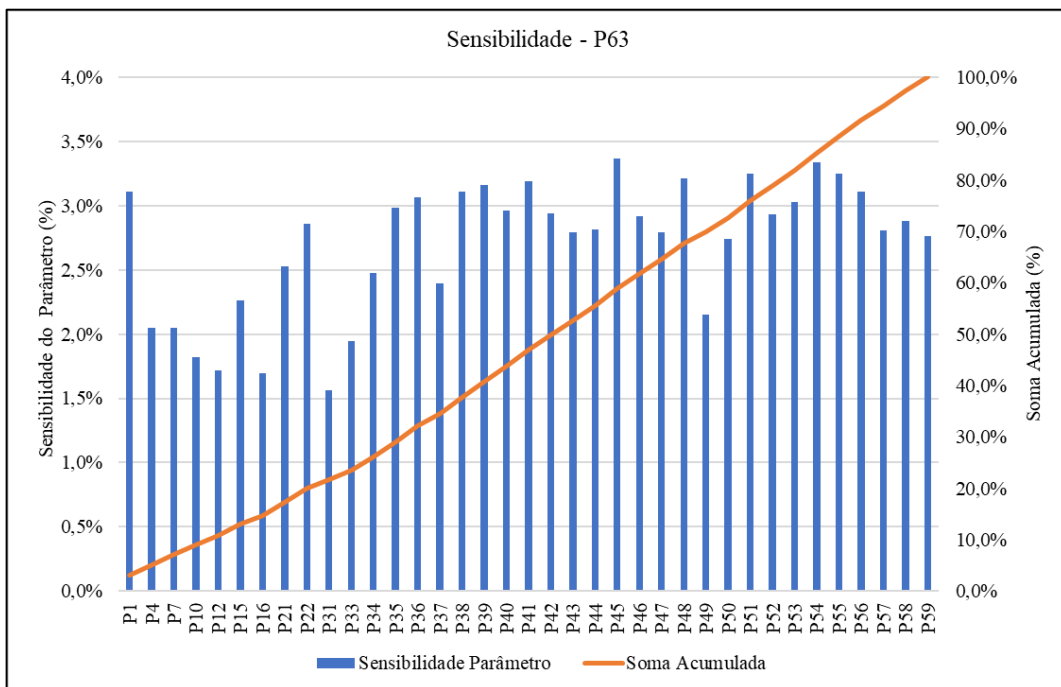
No caso dos deslocamentos máximos, observa-se uma semelhança nos parâmetros sensíveis para ambos os tipos de carregamento estudados. As Figuras 4.42 e 4.43 ilustram a sensibilidade para os casos de deslocamento máximo na torção e flexão, respectivamente.

Figura 4.42 - Parâmetros com Sensibilidade a Deformação Máxima na Torção (P62)



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.43 - Parâmetros com Sensibilidade a Deformação Máxima na Flexão (P63)



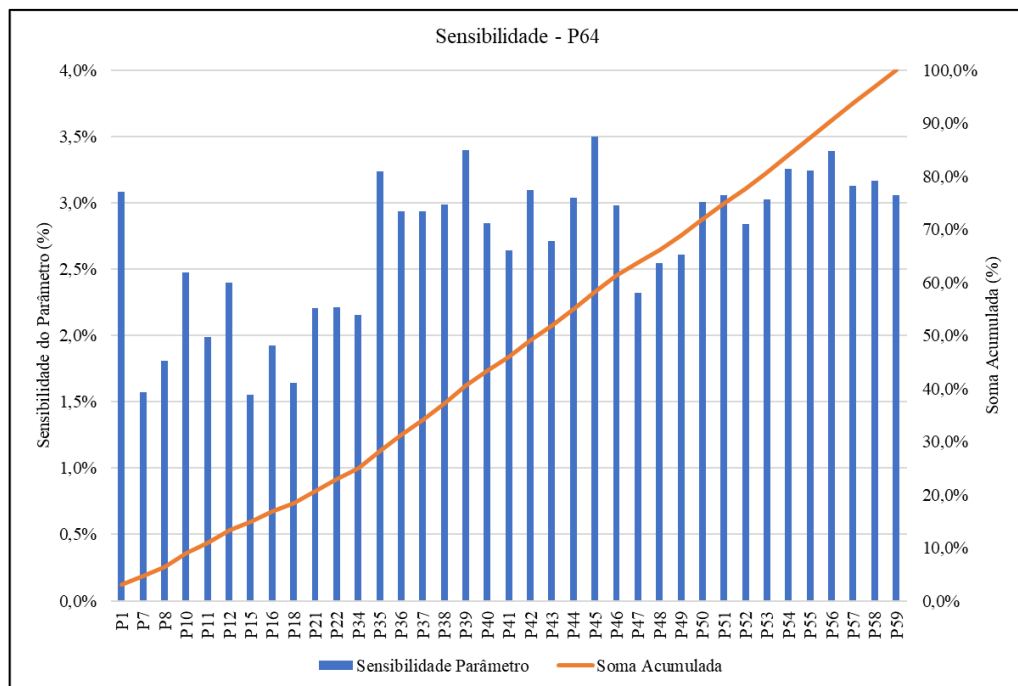
Fonte: O autor (2023).

Ao analisar a sensibilidade representada nas Figuras 4.42 e 4.43, nota-se um número significativamente maior de parâmetros sensíveis ao deslocamento máximo da estrutura. Essa

ampla gama de parâmetros sensíveis indica que praticamente toda a estrutura do chassi contribui para o deslocamento máximo. Portanto, não é viável concentrar esforços no desenvolvimento isolado de alguns componentes da estrutura, uma vez que o comportamento do deslocamento é determinado pelo conjunto da maioria dos parâmetros.

Por fim, na Figura 4.44 estão representados os valores de sensibilidade dos parâmetros para estudo da massa total do chassi.

Figura 4.44 - Parâmetros com Sensibilidade a Massa (P64)



Fonte: O autor (2023).

O padrão de sensibilidade é semelhante ao observado nos casos de deslocamento, onde vários parâmetros com valores próximos demonstraram sensibilidade. Teoricamente, todos os parâmetros exibem sensibilidade em relação à massa do chassi. No entanto, nos resultados, apenas cerca de 40 parâmetros mostraram-se sensíveis, enquanto a estrutura como um todo possui 59 parâmetros. Essa discrepância está relacionada ao impacto das variações geométricas na massa total. Para os parâmetros não representados na Figura 4.44, suas variações geométricas têm pouca influência na massa total.

Todas essas sensibilidades são essenciais para compreender o comportamento dos parâmetros em cada caso de carregamento. Observa-se também que alguns parâmetros são mais sensíveis à otimização, o que significa que mesmo uma pequena alteração em seu valor causa uma grande variação nas funções objetivo. Dessa forma, é possível identificar os principais

aspectos a serem considerados ao desenvolver uma estrutura tão complexa quanto o chassis de um veículo.

#### 4.5.4 Pontos candidatos

Após a conclusão da etapa de otimização, o resultado principal consiste nos pontos candidatos estabelecidos pelo MOGA. Esses pontos são chamados de candidatos, pois representam as melhores combinações de valores para otimizar as respostas das funções objetivo. Como mencionado anteriormente, no contexto dessa otimização específica, entre mais de 300 pontos de projetos válidos, a otimização retorna os cinco melhores utilizando-se do conceito e rotina computacional da otimização genética multiobjetivo (MOGA). Na Tabela 4.5 são apresentados os resultados das funções objetivo para cada um dos pontos candidatos.

Tabela 4.5 – Pontos ótimos da otimização

<b>Funções objetivo</b>	<b>Ponto 1</b>	<b>Ponto 2</b>	<b>Ponto 3</b>	<b>Ponto 4</b>	<b>Ponto 5</b>
<b>P60 – Tensão Máxima Equivalente Torção (MPa)</b>	49,034	50,494	52,941	53,221	52,417
<b>P61 – Tensão Máxima Equivalente Flexão (MPa)</b>	47,864	49,297	52,084	52,588	51,242
<b>P62 – Deformação Total Máxima Torção (mm)</b>	0,813	0,870	0,875	0,879	0,898
<b>P63 – Deformação Total Máxima Flexão (mm)</b>	0,819	0,874	0,876	0,879	0,896
<b>P64 – Massa da Geometria (kg)</b>	201,417	199,966	196,367	194,543	198,134

Fonte: O autor (2023).

A partir dos dados fornecidos na Tabela 4.5, é possível notar que os valores entre os pontos candidatos são relativamente próximos, apresentando uma variação de aproximadamente 3 MPa para a tensão máxima equivalente na torção e cerca de 4 MPa de diferença para a tensão máxima na flexão. Quanto à deformação, a variação foi da ordem de centésimos de milímetros, indicando uma grande proximidade entre os pontos. Em relação à massa, houve uma variação de apenas 7 kg entre os pontos, valor significativamente inferior aos aproximados 200 kg da estrutura como um todo nos cinco pontos ótimos. Analisando

individualmente cada ponto candidato, observam-se comportamentos distintos para os parâmetros. Por exemplo, o ponto candidato 1 apresenta a maior massa, os menores valores de tensão e também os menores valores de deformação. Por outro lado, o ponto candidato 4 possui a menor massa, mas os valores de tensão e deformação são ligeiramente superiores aos obtidos no ponto candidato 1. Com base nos resultados disponíveis, cabe aos projetistas decidir qual dos pontos candidatos melhor atende às necessidades da estrutura a ser construída.

Por meio dos resultados obtidos para a deformação na situação de torção, é viável realizar o cálculo numérico da rigidez torcional para cada um dos pontos ótimos, utilizando a Equação 2.4. O mesmo pode ser realizado para a rigidez flexional utilizando a Equação 2.5. Esses valores estão apresentados na Tabela 4.6, que traz os resultados da rigidez torcional e flexional correspondente a cada um desses pontos.

Tabela 4.6 – Rigidez torcional do chassi considerando os pontos ótimos

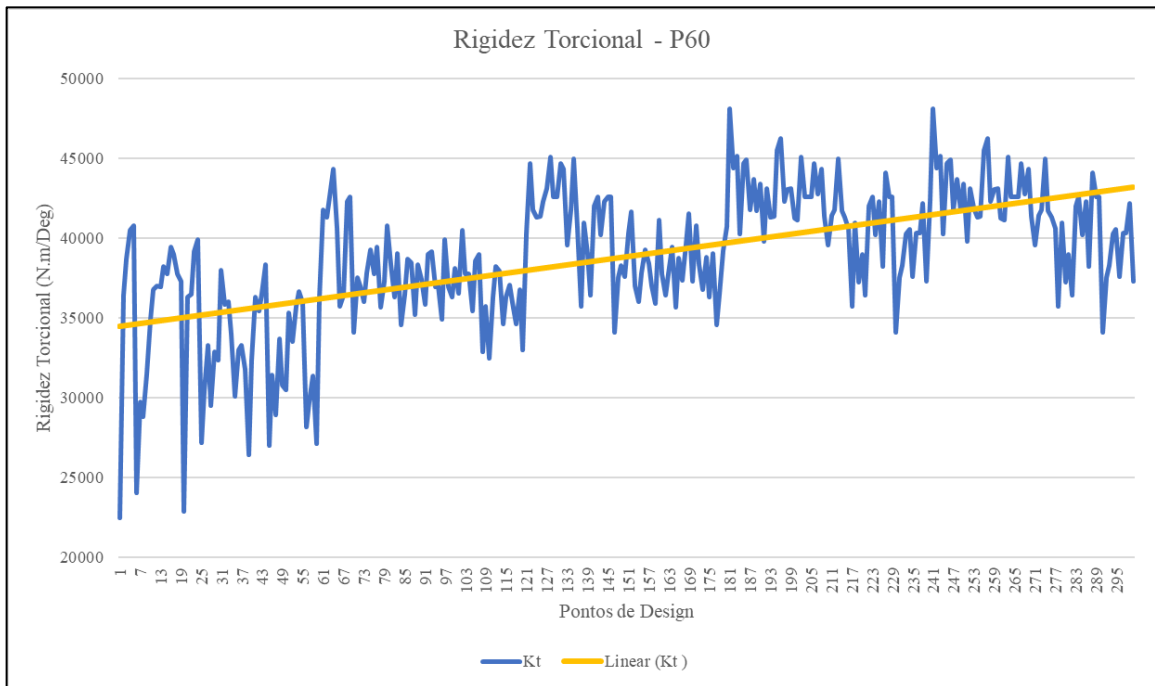
<b>Pontos ótimos</b>	<b>Rigidez Torcional (N.m/Deg)</b>	<b>Rigidez Flexional (N/mm)</b>
<b>1</b>	48.124,91	2442,00
<b>2</b>	45.137,85	2288,33
<b>3</b>	44.879,92	2283,11
<b>4</b>	44.675,68	2275,31
<b>5</b>	43.828,04	2232,14

Fonte: O autor (2023).

#### 4.5.5 Evolução da rigidez torcional

Os resultados numéricos da deformação máxima do caso da torção podem ser utilizados para demonstrar a progressão da rigidez torcional com o avançar das iterações. Com a utilização da equação da rigidez torcional, a Figura 4.45 foi construída para demonstrar o comportamento da rigidez.

Figura 4.45 - Comportamento da Rigidez Torcional com as iterações da Otimização



Fonte: O autor (2023).

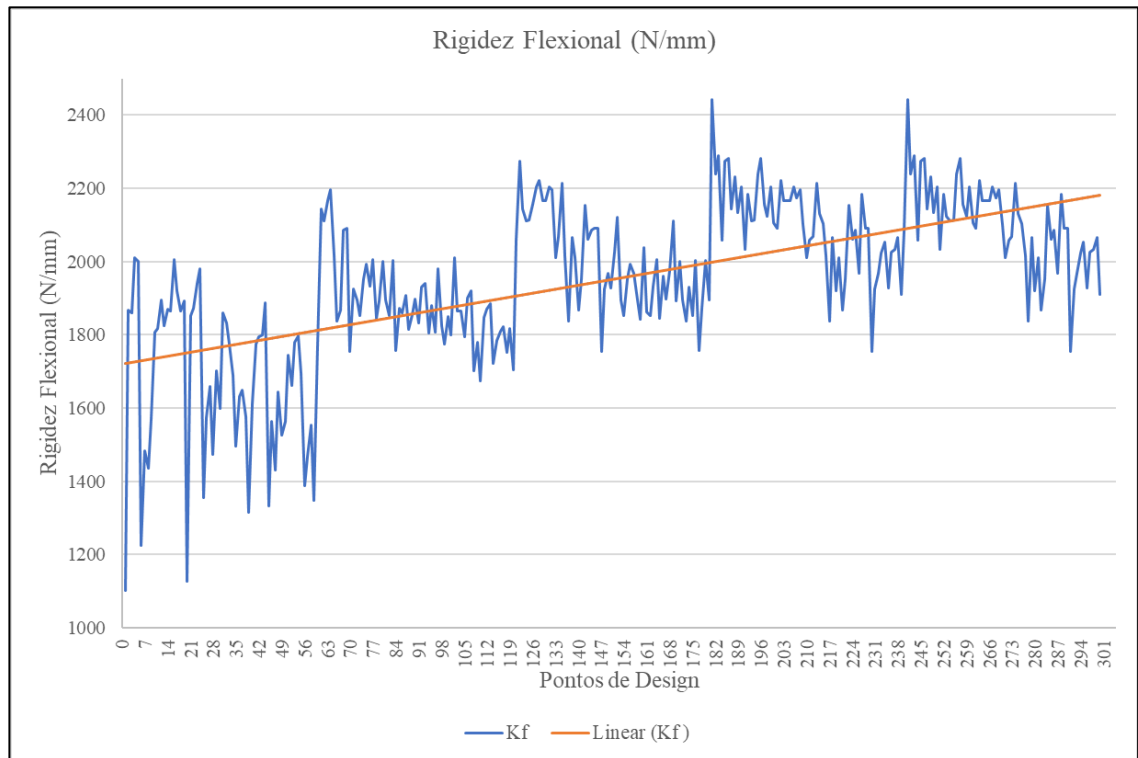
Na etapa inicial da otimização, a rigidez torcional apresenta uma ampla gama de resultados, variando de aproximadamente 25.000 a 40.000 N.m/deg durante a primeira iteração. À medida que a otimização numérica avança, observa-se uma maior estabilidade nos resultados da rigidez torcional na iteração final. Nessa última iteração, é perceptível que a maioria dos pontos gerados exibe uma rigidez na faixa de 35.000 a 47.000 N.m/deg.

A curva de tendência, representada pela linha laranja na Figura 4.45, retrata a evolução de todos os pontos do processo de otimização. Ao analisar essa curva, nota-se que inicialmente ela se aproxima de 35.000 N.m/deg, enquanto ao final da otimização, a linha se situa próxima de 43.000 N.m/deg. Com base nesses resultados, pode-se afirmar que a otimização alcançou o requisito de maximizar a rigidez torcional do chassis, com um aumento de aproximadamente 22,9%.

#### 4.5.6 Evolução da rigidez flexional

Os resultados numéricos da deformação máxima do caso da torção podem ser utilizados para demonstrar a progressão da rigidez flexional com o avançar das iterações. Com a utilização da equação da rigidez flexional, a Figura 4.46 foi construída para demonstrar o comportamento da rigidez.

Figura 4.46 - Comportamento da Rigidez Flexional com as iterações da Otimização



Na etapa inicial da otimização, a rigidez flexional apresenta uma ampla gama de resultados, variando de aproximadamente 1.100 a 2.000 N/mm durante a primeira iteração. À medida que a otimização numérica avança, observa-se uma maior estabilidade nos resultados da rigidez flexional na iteração final. Nessa última iteração, é perceptível que a maioria dos pontos gerados exibe uma rigidez na faixa de 1.800 a 2.400 N/mm.

A curva de tendência, representada pela linha laranja na Figura 4.46, retrata a evolução de todos os pontos do processo de otimização. Ao analisar essa curva, nota-se que inicialmente ela se aproxima de 1.700 N/mm, enquanto ao final da otimização, a linha se situa próxima de 2.200 N/mm. Com base nesses resultados, pode-se afirmar que a otimização alcançou o requisito de maximizar a rigidez flexional do chassi, com um aumento de aproximadamente 29,4%.

#### 4.6 Quantificação e análise do efeito das incertezas

No desenvolvimento dos diagramas que abordam as incertezas, foram considerados todos os parâmetros sensíveis relacionados aos casos de tensão, além dos 10 parâmetros mais sensíveis nos casos de deformação. Levando em consideração que estruturas mecânicas

geralmente possuem tolerâncias estreitas, adotou-se uma tolerância de  $\pm 1,5$  mm para os parâmetros relacionados às formas das seções transversais e  $\pm 0,2$  mm para as espessuras.

A análise de incertezas tem como objetivo avaliar o impacto das variações geométricas nos parâmetros durante os processos de fabricação, mesmo que mínimas, sobre o desempenho global do chassi. Essa abordagem é relevante devido à possibilidade de os produtos estarem em conformidade, mesmo com essas variações nos parâmetros sensíveis.

Neste trabalho, a análise de incertezas relacionadas à massa do chassi não será abordada, tendo sido definido que as prioridades recaem sobre as tensões equivalentes e deformações nos casos de torção e flexão. Para a distribuição dos pontos dos parâmetros, adotou-se uma distribuição uniforme, a fim de maximizar a abrangência dos parâmetros, utilizando o princípio da máxima entropia. Essa maximização é importante para observar os extremos nos quais a estrutura pode ser construída e, conseqüentemente, sua resposta para cada um dos casos.

Para utilizar as tolerâncias geométricas, se faz necessária a utilização de um dos pontos ótimos determinados na otimização. Na atual pesquisa foi utilizada os valores da geometria que retornaram os resultados do Ponto Ótimo 1, onde seus resultados estão disponíveis na Tabela 4.5. Tal ponto foi escolhido pois apresentou os menores resultados nas funções objetivo que envolvem tensão equivalente e deformação máxima, apenas o valor da massa apresentou um resultado ligeiramente superior.

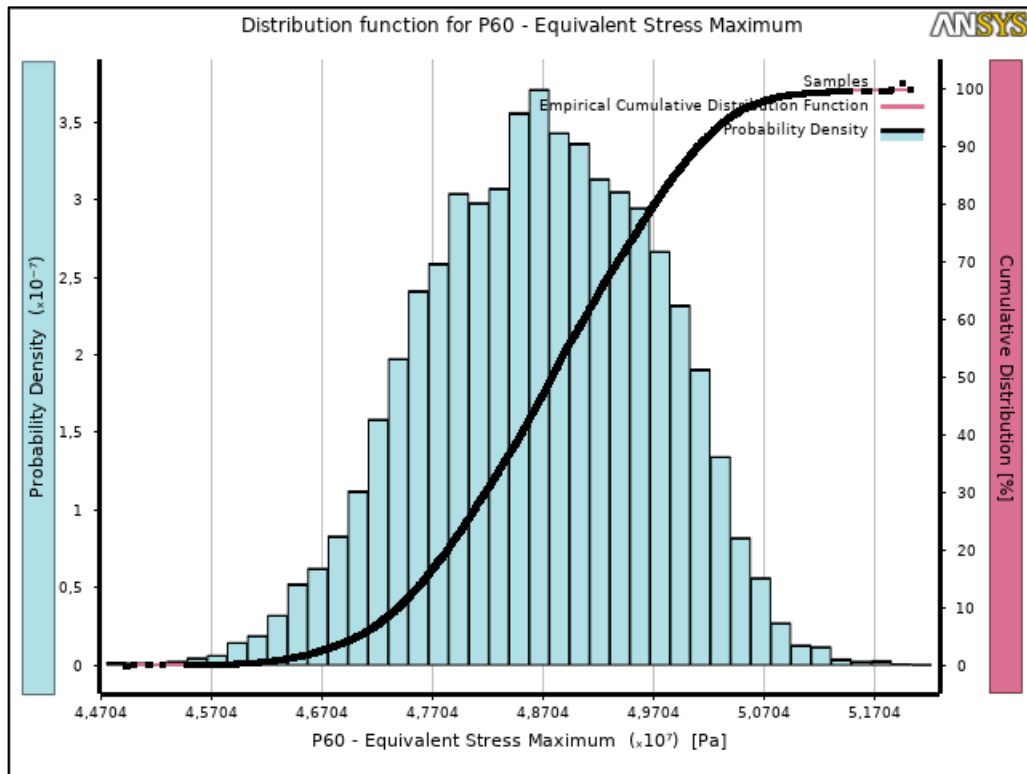
#### **4.6.1 Parâmetros Sensíveis para a Tensão Equivalente – Torção (P60)**

Os histogramas das Figuras 4.47 a 4.65 fornecem informações sobre o comportamento das funções objetivo em relação à variação dos parâmetros sensíveis. Eles desempenham um papel importante ao acompanhar a distribuição de probabilidade de ocorrência, permitindo avaliar a concentração e a amplitude dos pontos analisados.

No caso da tensão equivalente na torção, foram considerados os parâmetros P2, P5, P6, P8, P10, P14 e P19, juntamente com suas respectivas tolerâncias. Ao observar a variação desses parâmetros, será possível compreender o comportamento da tensão equivalente, bem como o deslocamento nos casos de torção e flexão.



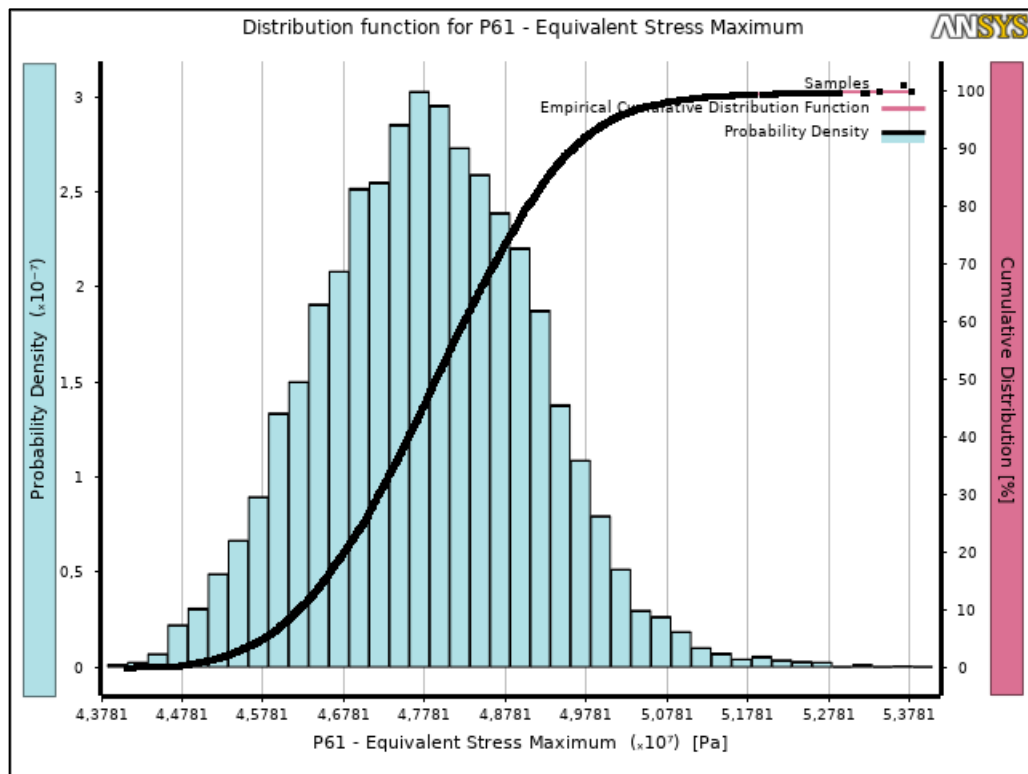
Figura 4.47 - Histograma Tensão Equivalente – Torção



Fonte: O autor (2023).

O histograma apresentado na Figura 4.47 ilustra o comportamento da tensão equivalente durante a torção, em resposta à variação dos parâmetros. A distribuição revela uma gama de tensões, variando de cerca de 45 MPa a alguns pontos com aproximadamente 52 MPa. A concentração dos pontos se concentra principalmente na faixa de 46-50 MPa. O valor da tensão máxima equivalente para o caso da torção no Ponto Ótimo 1 foi de 49,034 MPa conforme indica a Tabela 4.5. Este valor de tensão está inserido no histograma da Figura 4.47. O histograma demonstra que a construção de um chassis utilizando os parâmetros do Ponto Ótimo 1, mas levando em consideração as tolerâncias geométricas dos processos de fabricação, o valor pode variar 5,70% para valores maiores de tensão (52 MPa) e 8,96% para valores menores de tensão (45 MPa). Essa análise é de grande importância, para compreender a gama de valores de tensão que a estrutura pode estar sujeita ao ser produzida. Vale ressaltar que existem sim pontos com valores de tensão máxima equivalente menores do que o valor apresentado no Ponto Ótimo 1, entretanto, um valor menor de tensão nesse parâmetro apresenta consequências para as demais funções objetivo do estudo. Tendo isso em vista, os melhores valores para se considerar ao fabricar a estrutura do chassis, são aqueles mais próximos dos pontos ótimos, pois lá todas as funções objetivo estão devidamente minimizadas.

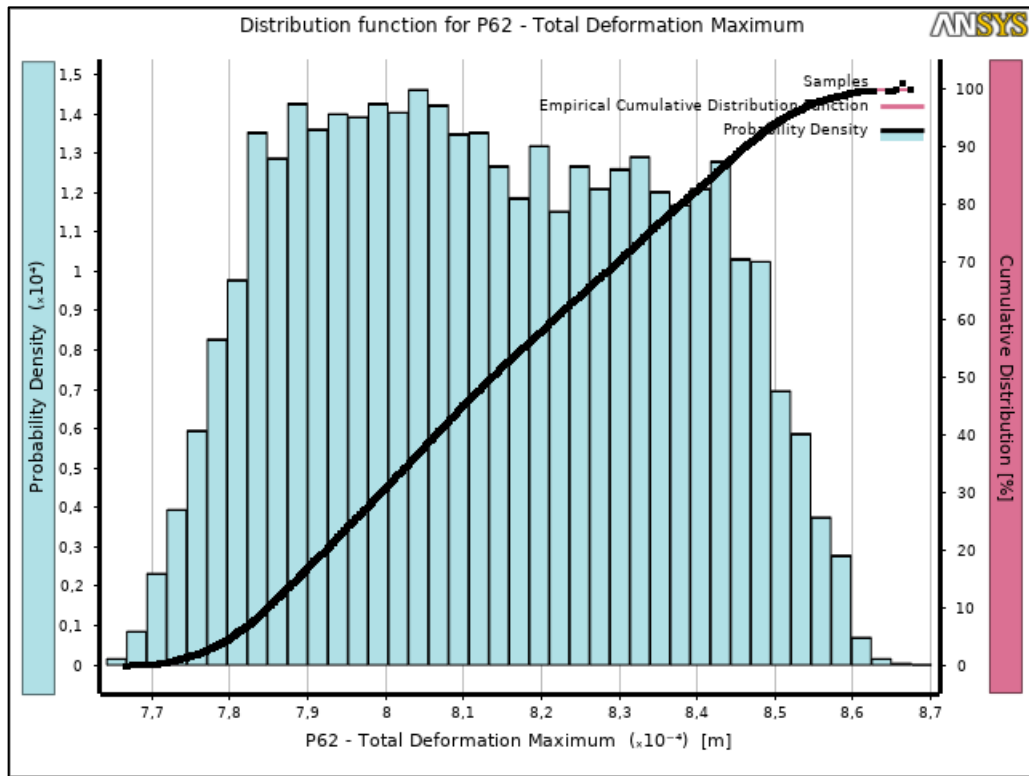
Figura 4.48 - Histograma Tensão Equivalente – Flexão



Fonte: O autor (2023).

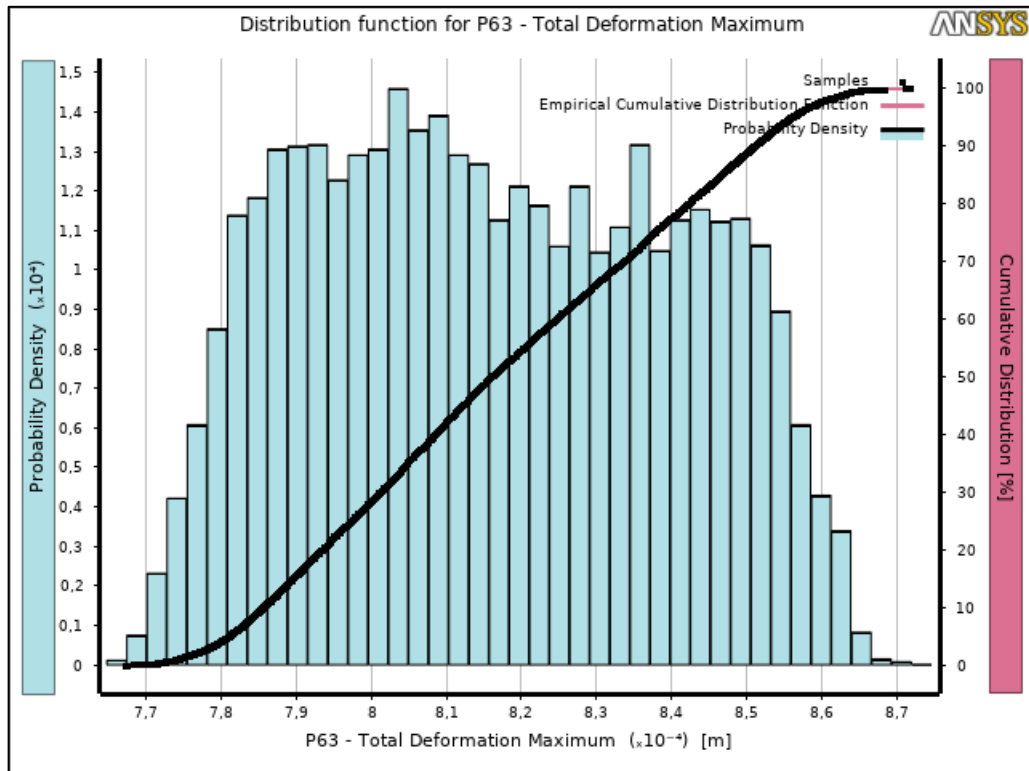
A análise realizada para a tensão equivalente na flexão, representada pelo histograma na Figura 4.48, revela resultados semelhantes aos obtidos para a torção. Os pontos avaliados variaram entre 44 e 53 MPa, e novamente foi observada uma concentração de tensões próxima a 46 - 50 MPa. O valor encontrado pelo Ponto Ótimo 1 para a tensão máxima equivalente na Flexão foi de 47,864 MPa (Tabela 4.5). Aqui os resultados apresentaram uma variação de aproximadamente até 9,69% para valores maiores de tensão e 8,78% para valores menores do que a tensão obtida no Ponto Ótimo 1. O grau de disparidade de valores de tensão, quando comparado com a tensão obtida no Ponto Ótimo, indica que houve uma variação maior nos resultados da tensão máxima no caso da flexão, mesmo utilizando os parâmetros mais sensíveis ao caso da torção. Mas tal comportamento é justificado pelo fato de que os parâmetros sensíveis são praticamente os mesmos, sendo diferenciado apenas pelo parâmetro P19.

Figura 4.49 - Histograma Deformação Máxima – Torção



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.50 - Histograma Deformação Máxima – Flexão

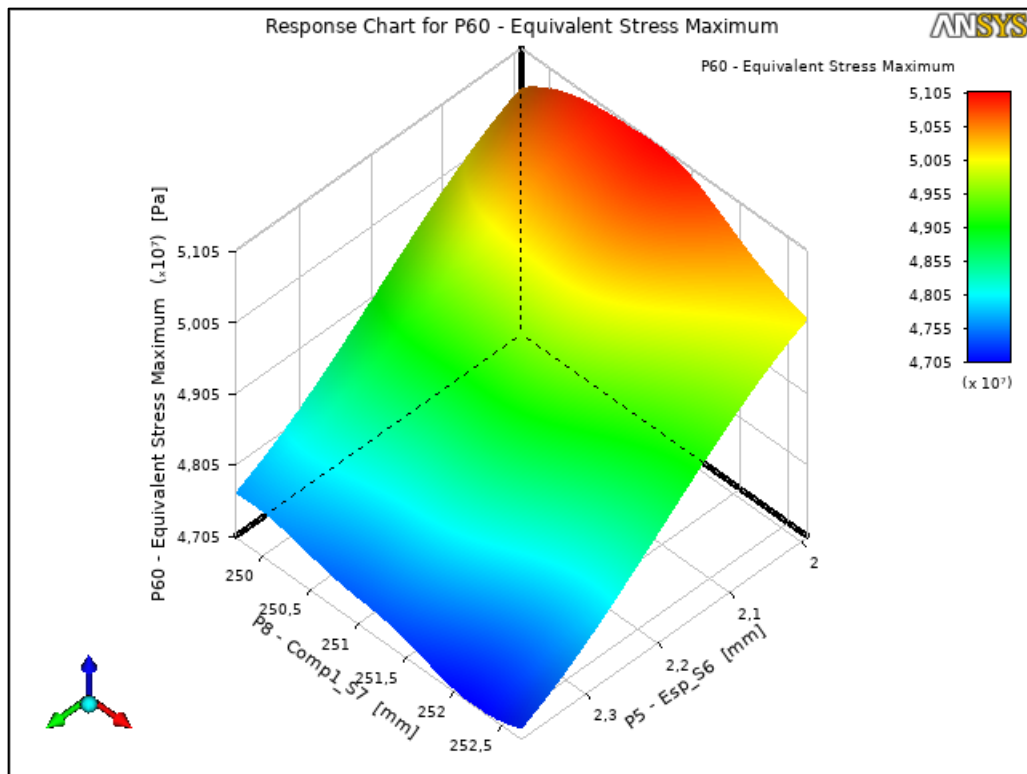


Fonte: O autor (2023).

A análise dos histogramas representados nas Figuras 4.49 e 4.50 fornece informações sobre o comportamento dos deslocamentos nos casos de torção e flexão, respectivamente. Os histogramas revelam padrões semelhantes, uma distribuição de pontos mais uniformemente distribuída. Os deslocamentos variaram entre 0,77 mm como valor mínimo e 0,87 mm como valor máximo. No caso da deformação, a probabilidade indica que não há concentração de pontos em uma única faixa de valores. Essa natureza "achatada" dos gráficos sugere que as incertezas podem resultar em uma ampla gama de valores para a deformação. Esse comportamento indica que é relativamente mais desafiador prever os resultados da deformação em comparação com os resultados dos casos de tensão equivalente.

Além disso, durante a análise, foi possível obter a superfície de resposta, que permite observar o comportamento de uma função objetiva quando dois parâmetros de entrada são variados. No caso dos parâmetros sensíveis relacionados à tensão equivalente na torção, a Figura 4.51 apresenta uma das curvas possíveis geradas.

Figura 4.51 - Resposta de superfície P60



Fonte: O autor (2023).

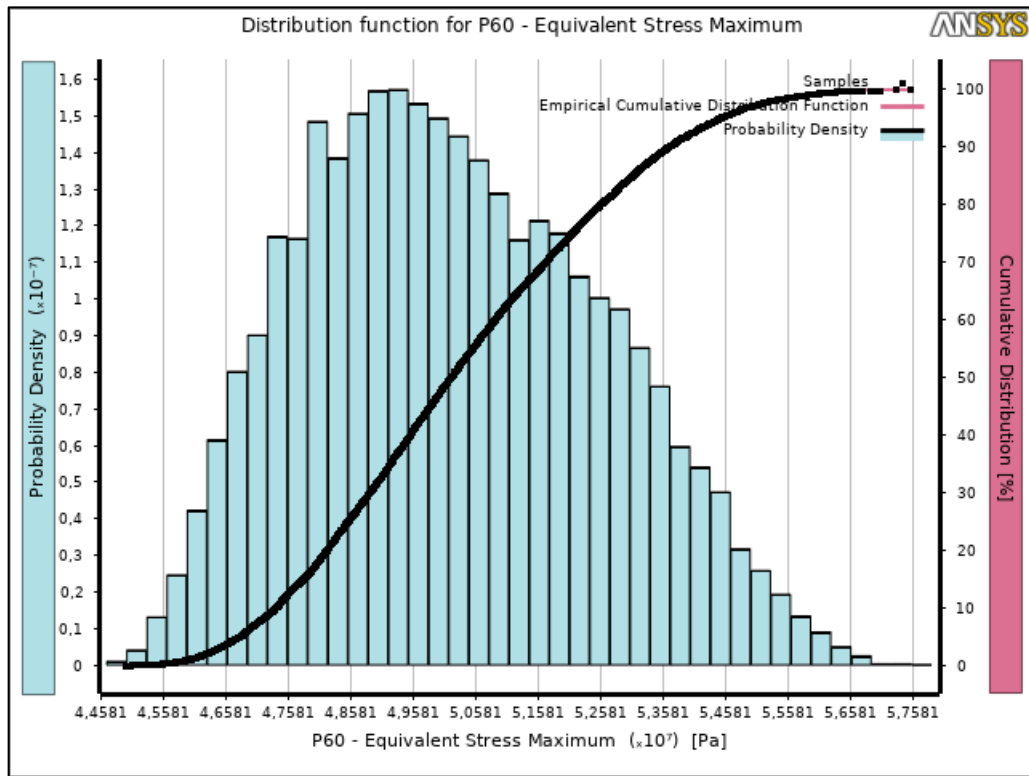
No gráfico de superfície acima, foram considerados os dois parâmetros mais sensíveis para o caso em questão, P5 e P8. A curva revela que à medida que esses parâmetros diminuem, a tensão equivalente aumenta. Provar matematicamente a relação entre dois parâmetros presentes em diferentes seções geométricas no chassis pode ser desafiador. Portanto, o uso desse tipo de resultado facilita a determinação dos valores ideais para otimizar as funções objetivo. É importante ressaltar que a utilização de apenas uma superfície de resposta para um problema complexo como o do chassis é insuficiente. Isso se deve ao fato de que uma combinação ótima de dois parâmetros para minimizar uma função pode ter um impacto negativo em outra função. Portanto, um resultado local não pode ser considerado a melhor opção quando o objetivo é otimizar o conjunto como um todo.

#### **4.6.2 Parâmetros Sensíveis para a Tensão Equivalente – Flexão (P61)**

De forma análoga aos histogramas apresentados na análise das incertezas para a tensão equivalente na torção, realizou-se uma análise semelhante para o caso da flexão. Neste contexto, avaliou-se a influência da incerteza geométrica nos parâmetros mais sensíveis à flexão.

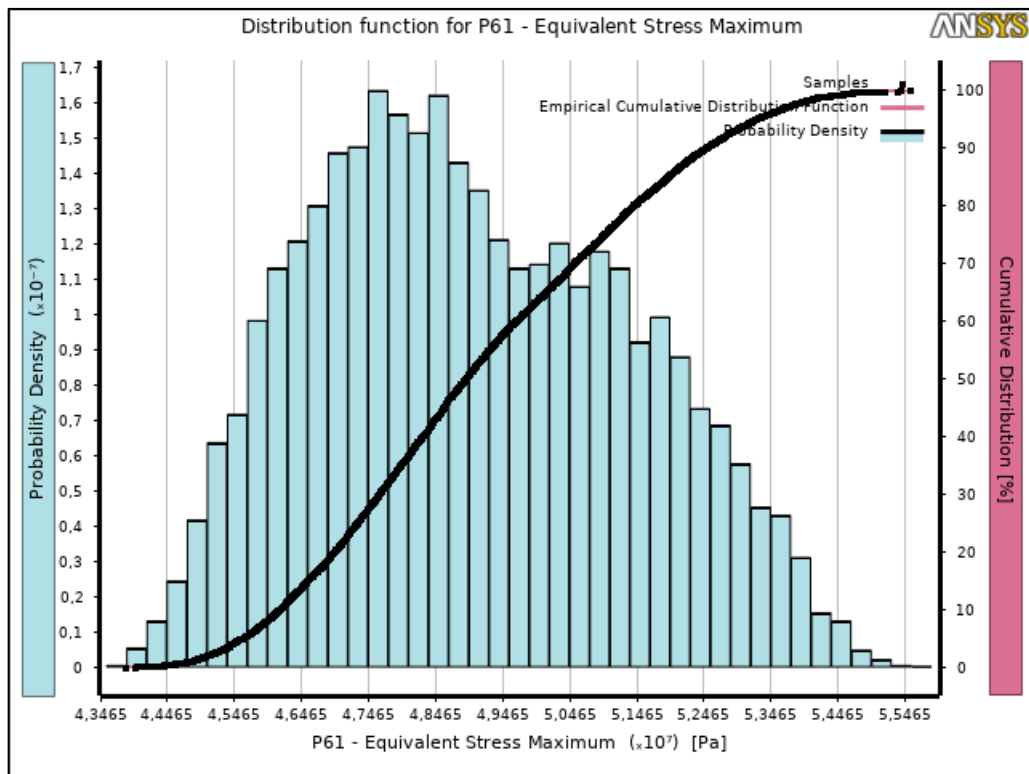
Para a tensão equivalente na flexão, utilizaram-se os parâmetros P2, P5, P6, P8, P10, P14 e P15, juntamente com suas respectivas tolerâncias. A variação desses parâmetros permitiu observar o comportamento da tensão equivalente e do deslocamento na torção e na flexão. As incertezas e seu impacto na tensão equivalente são apresentados nos histogramas a seguir.

Figura 4.52 - Histograma Tensão Equivalente – Torção



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.53 - Histograma Tensão Equivalente – Flexão

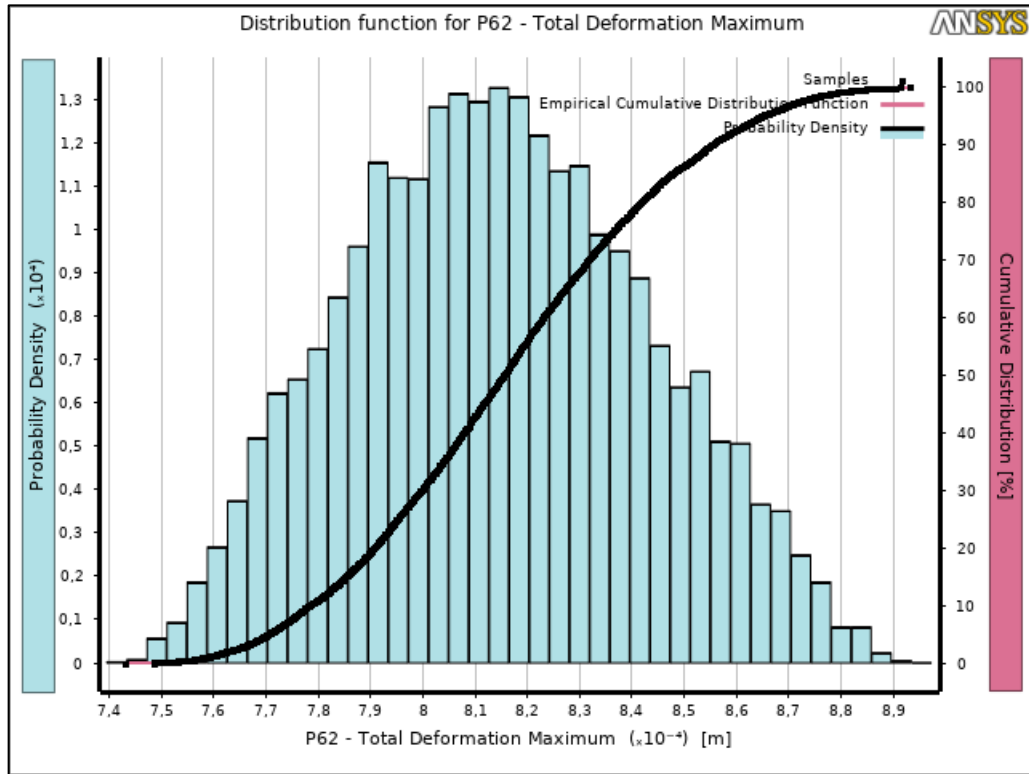


Fonte: O autor (2023).

As Figuras 4.52 e 4.53 ilustram a distribuição de probabilidade dos valores da tensão equivalente quando os parâmetros sensíveis do caso da tensão equivalente da Flexão são afetados pela incerteza. Em ambos os histogramas, observa-se uma distribuição dos valores de tensão entre 44 MPa e 55 MPa. Novamente os valores do Ponto Ótimo 1 encontram-se dentro dos valores apresentados pelos histogramas das Figuras 4.52 e 4.53. No caso da tensão equivalente do caso da torção, comparando com o valor nominal do Ponto Ótimo 1, houve uma variação de 10,84% para os valores menores de tensão e 11,44% para os valores maiores da tensão equivalente. Já para o caso da tensão equivalente na flexão, a mesma variação foi de 8,78% para os valores menores de tensão e 12,97% para os valores maiores da tensão equivalente.

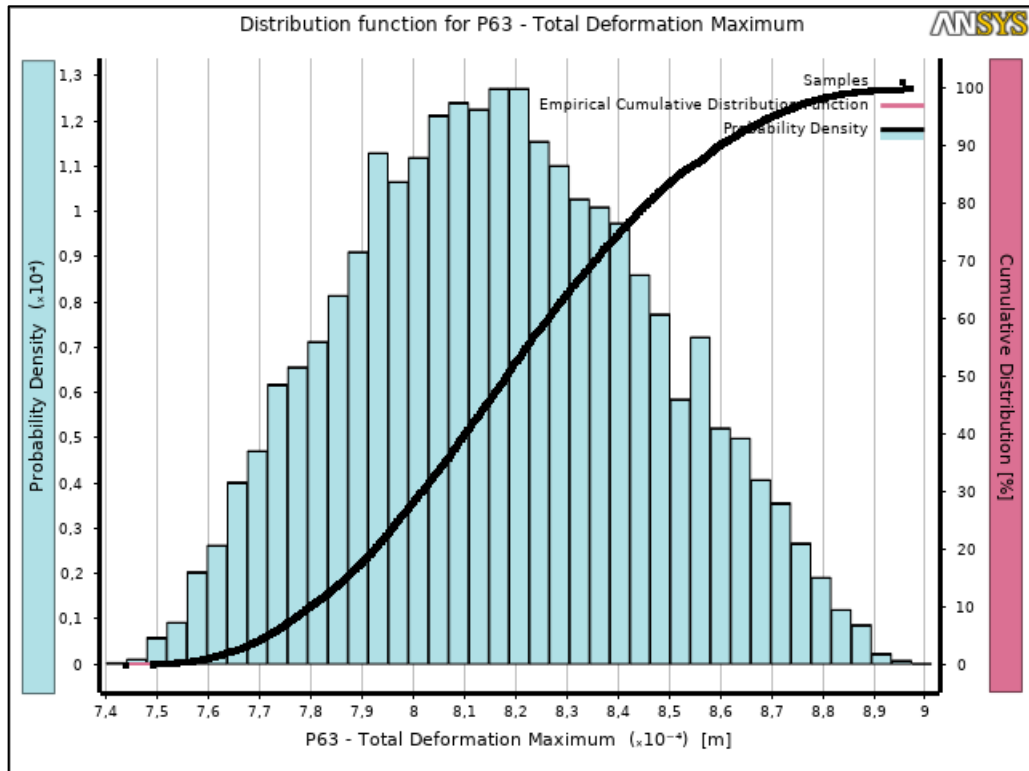
Ao analisar os histogramas, pode-se afirmar que as incertezas influenciam a tensão equivalente da estrutura, e novamente a dispersão de pontos de tensão máxima no caso da flexão apresentou uma maior disparidade do valor encontrado pelo Ponto Ótimo 1. Esses mesmos valores quando comparados com o estudo de caso com os parâmetros sensíveis da torção, indicam que aqui a concentração de valores das amostras foi inferior. Em outras palavras, os parâmetros sensíveis do caso da flexão resultaram em uma maior dispersão dos pontos da tensão, dessa maneira é correto dizer que para reduzir o efeito das incertezas no chassi automotivo, os parâmetros sensíveis do caso da flexão merecem uma maior atenção para quando for desenvolvido um trabalho de amenização das incertezas.

Figura 4.54- Histograma Deformação Máxima – Torção



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.55- Histograma Deformação Máxima – Flexão

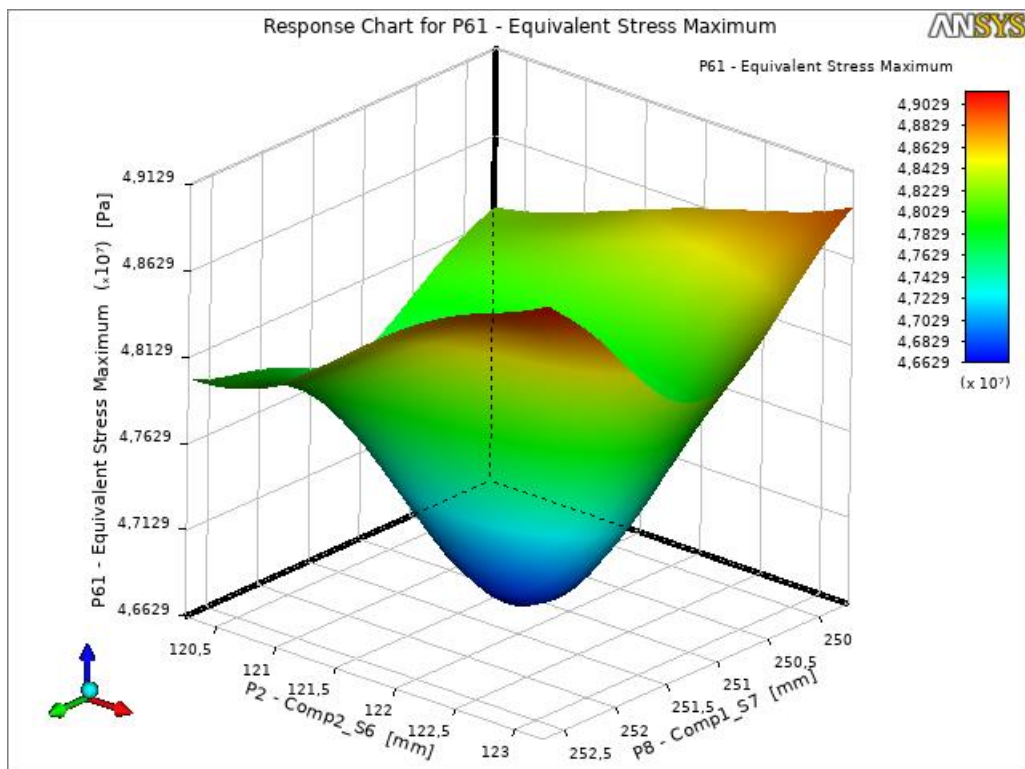


Fonte: O autor (2023)



Os histogramas apresentados nas Figuras 4.54 e 4.55 evidenciam a influência das incertezas da tensão equivalente da flexão sobre as deformações máximas da estrutura, tanto na torção quanto na flexão, respectivamente. Esses histogramas revelam uma faixa de deformação entre 0,75 mm e 0,9 mm. Um aspecto relevante, analisado em ambos os histogramas, diz respeito à distribuição de densidade de probabilidade. A única diferença entre os parâmetros sensíveis do caso da tensão máxima na flexão e da torção, é a troca do parâmetro sensível P19 pelo P15. Analisando o comportamento dos histogramas de deformação das Figuras 4.54 e 4.55, observa-se que no caso da flexão, os histogramas apresentaram um comportamento menos “achatado” do que os histogramas das Figuras 4.49 e 4.50, em outras palavras, aqui a distribuição apresentou maior densidade de pontos na faixa de 0,81mm, que é o mesmo valor encontrado no Ponto Ótimo 1. Sendo assim, para desenvolver trabalhos que busquem atenuar os efeitos das incertezas sobre as deformações máximas, é melhor atacar os parâmetros sensíveis da tensão máxima equivalente na torção.

Figura 4.56 - Resposta de Superfície P61



Fonte: O autor (2023).

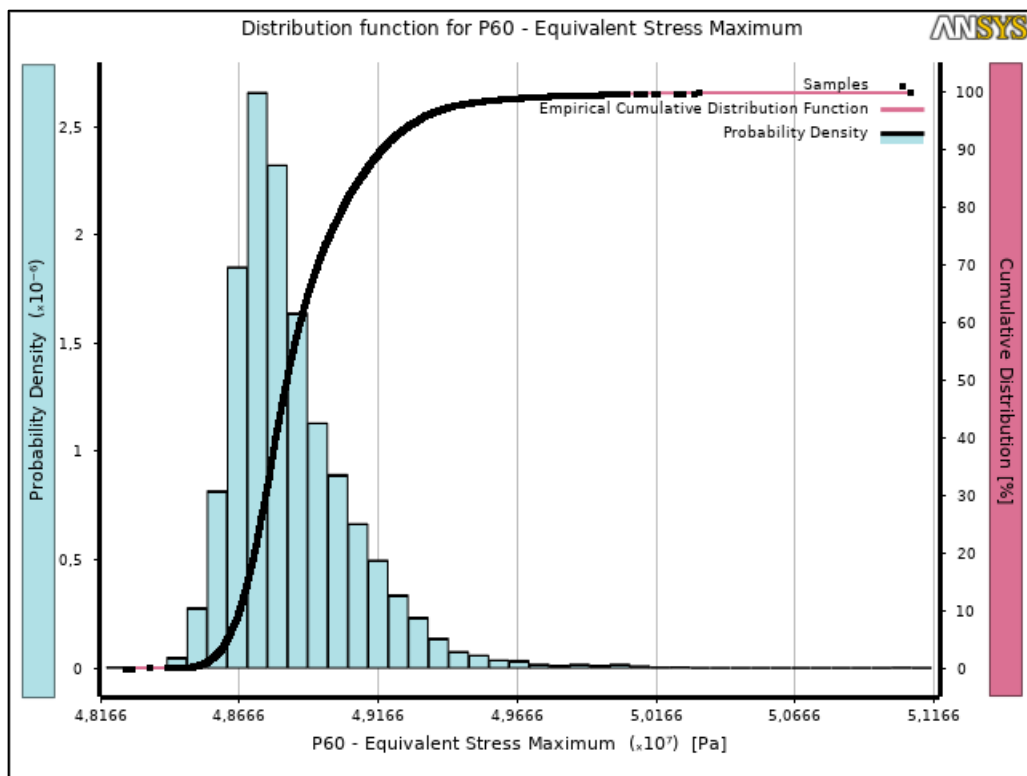
Os parâmetros selecionados para gerar a curva de superfície ilustrada na Figura 4.56 são os parâmetros P2 e P8. Esses parâmetros apresentam alta sensibilidade no contexto do estudo

da tensão equivalente máxima na flexão. Ao observar o comportamento da curva, é possível notar que o valor intermediário dos dois parâmetros resultou em um menor valor da tensão equivalente máxima para a flexão. À medida que qualquer um dos parâmetros possui o seu valor aumentado ou diminuído, os níveis da tensão equivalente são aumentados.

#### 4.6.3 Parâmetros Sensíveis para o Deslocamento Máximo – Torção (P62)

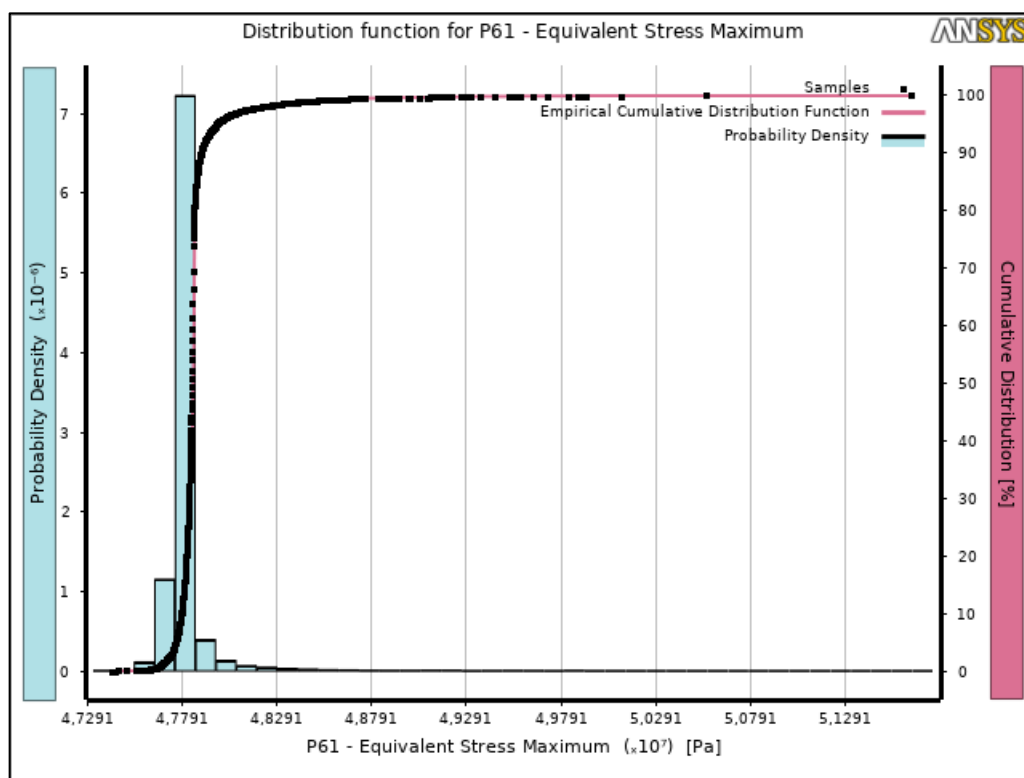
De maneira análoga às análises previamente conduzidas, pode-se aplicar o mesmo procedimento para o caso dos parâmetros mais sensíveis ao deslocamento máximo na torção. Conforme discutido anteriormente, há um considerável número de parâmetros que exibem sensibilidade significativa em relação à deformação máxima nesse cenário. Portanto, para a análise das incertezas, foram selecionados apenas os 10 parâmetros mais sensíveis. Dentre os parâmetros considerados, destacam-se: P38, P40, P41, P45, P48, P51, P54, P55, P56 e P58. Os resultados referentes à influência das incertezas desses parâmetros estão ilustrados nas Figuras 4.57 a 4.60.

Figura 4.57 - Histograma Tensão Equivalente – Torção



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.58 - Histograma Tensão Equivalente – Flexão

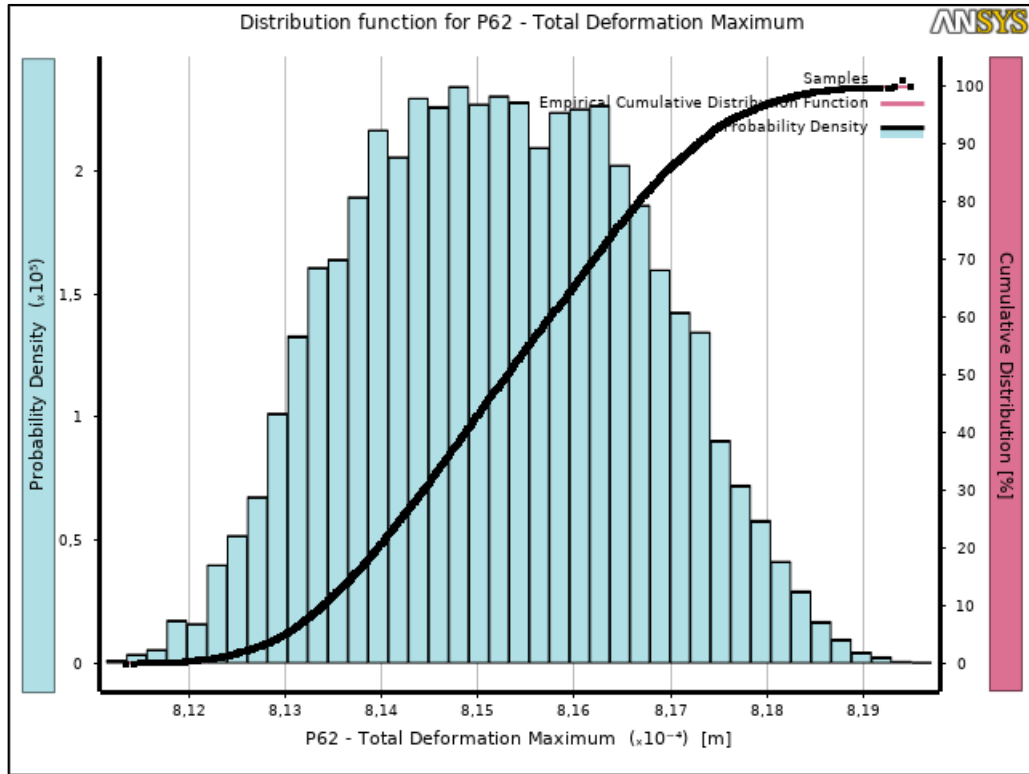


Fonte: O autor (2023).

Os histogramas das Figuras 4.57 e 4.58 apresentaram um comportamento dos histogramas obtidos para a tensão máxima equivalente dos casos anteriores. Aqui, os gráficos apresentaram uma distribuição concentrada aos pontos de tensão obtidas no Ponto Ótimo 1. O Ponto Ótimo 1 retornou um valor de 49,034 MPa para o caso da tensão máxima equivalente e 47,864 MPa para o caso da tensão máxima equivalente na flexão. No histograma da Figura 4.57 os valores da distribuição estão concentrados ao entorno do valor de 48,6 – 49,2 MPa para a tensão na torção, englobando o valor encontrado no ponto utilizado para a análise das incertezas. O mesmo ocorre no histograma da Figura 4.58, onde os pontos se concentraram em uma faixa de valor de 47,791 MPa, valor este muito próximo ao obtido pelo Ponto Ótimo 1.

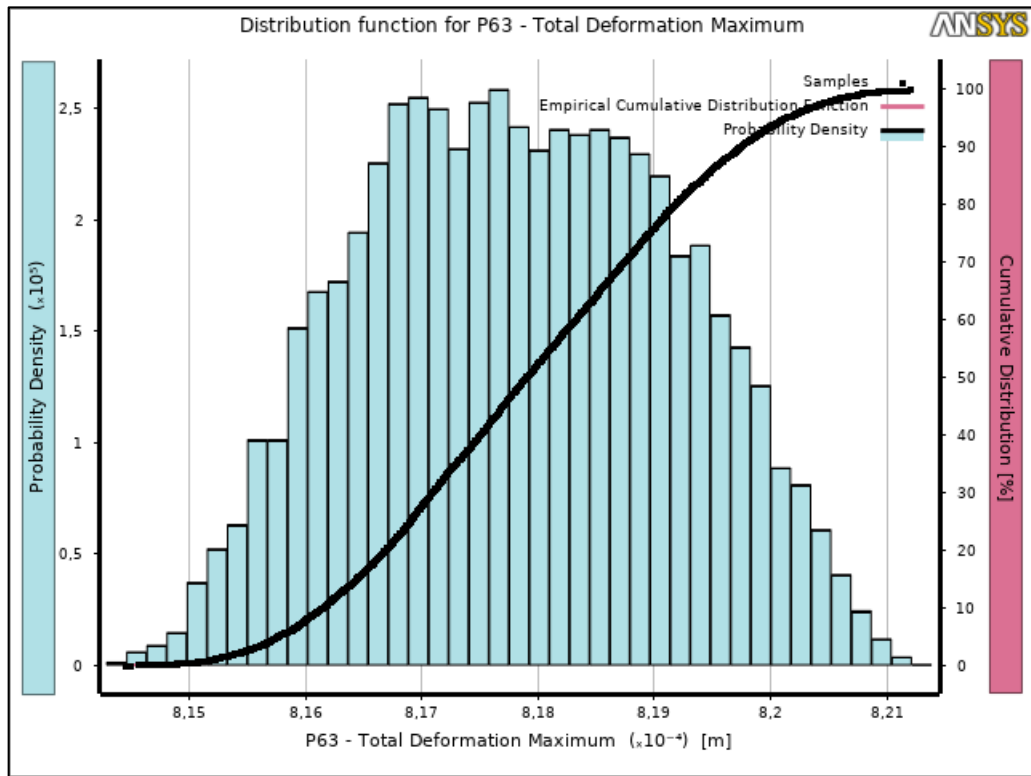
Um aspecto relevante a se observar é a amplitude dos valores da tensão equivalente. Ambos os histogramas revelaram uma amplitude de pontos em uma faixa significativamente menor quando comparada aos casos anteriores. Tal variação é explicada pelo fato de que as incertezas analisadas estão relacionadas aos parâmetros sensíveis à deformação máxima no caso da torção. Os parâmetros considerados não demonstraram sensibilidade em relação à tensão na torção e flexão, o que resulta em uma influência mínima das incertezas inerentes a esses parâmetros na tensão equivalente.

Figura 4.59- Histograma Deformação Máxima– Torção



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.60- Histograma Deformação Máxima– Flexão

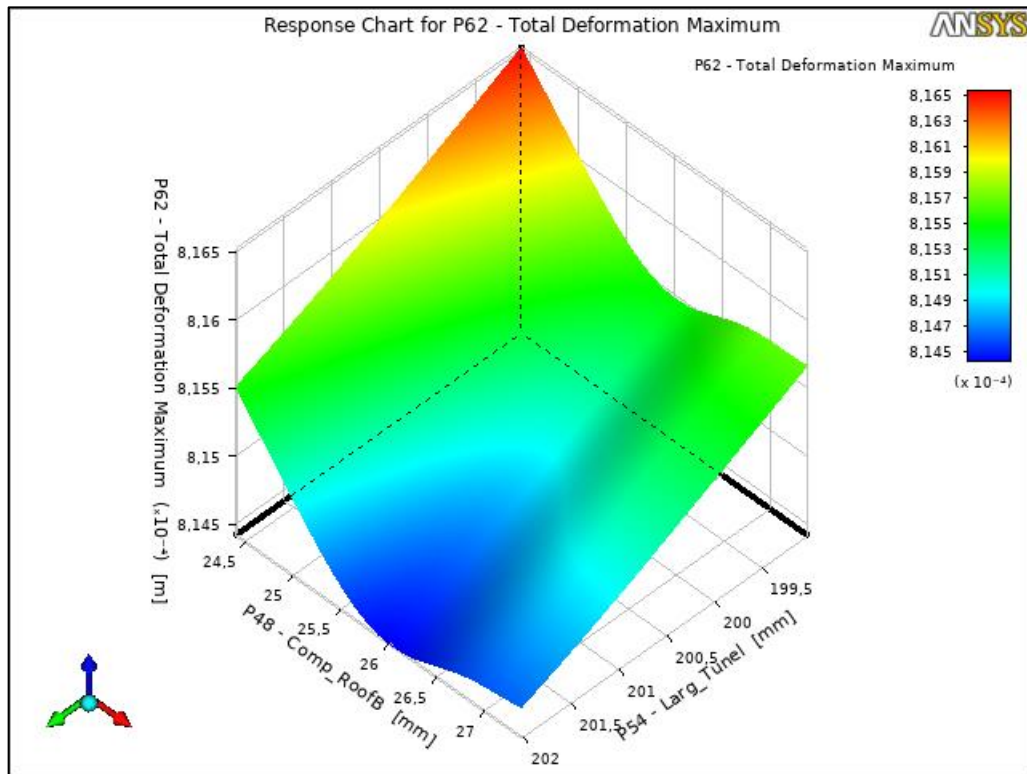


Fonte: O autor (2023).

O comportamento das deformações máximas segue uma tendência semelhante aos casos anteriores. A curva exibe um perfil "achatado", indicando uma ampla variação de resultados quando as incertezas são consideradas.

Em ambos os casos, os limites de deformação dos histogramas englobaram os valores obtidos pelo Ponto Ótimo 1. A amplitude dos gráficos de deformação situa-se entre 0,81 mm e 0,82 mm. Essa amplitude apresentou um comportamento semelhante aos casos anteriores, o que pode ser explicado pelo fato de que os parâmetros sensíveis à tensão equivalente também influenciam as deformações. Essa análise evidencia que a amplitude permanece na mesma ordem de grandeza dos histogramas de deformação associados aos parâmetros sensíveis às tensões equivalentes.

Figura 4.61 - Resposta de Superfície P62



Fonte: O autor (2023).

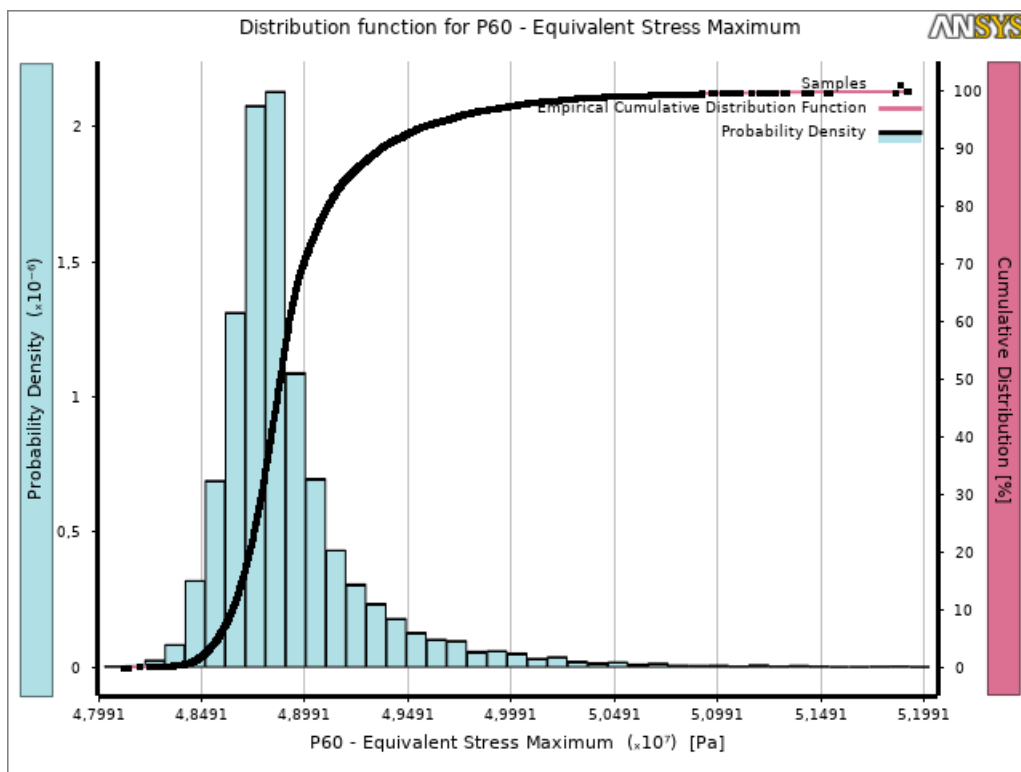
Os parâmetros selecionados para compor a curva de superfície, conforme apresentado na Figura 4.61, são o P48 e o P54, reconhecidos como os mais influentes no deslocamento máximo durante a torção. Observa-se que ambos os parâmetros apresentam a sua influência sobre o valor do deslocamento máximo na torção. À medida que o parâmetro 54 aumenta de valor, o nível de deslocamento também diminui. Já o parâmetro 48 quando possui um valor de aproximadamente 26 mm, o deslocamento máximo possui menores valores de resposta. A composição da curva com essas duas variáveis sensíveis demonstra a importância que cada uma dessas variáveis possui sobre o valor de saída da análise de sensibilidade.

#### 4.6.4 Parâmetros Sensíveis para o Deslocamento – Flexão (P63)

A análise de sensibilidade realizada para o deslocamento máximo durante a flexão revelou que a maioria dos parâmetros do chassis apresenta sensibilidade nessa variável. A fim de avaliar o impacto das incertezas nas funções objetivo, foram selecionados os 10 parâmetros mais sensíveis para essa análise. Os parâmetros considerados foram: P1, P38, P39, P41, P45,

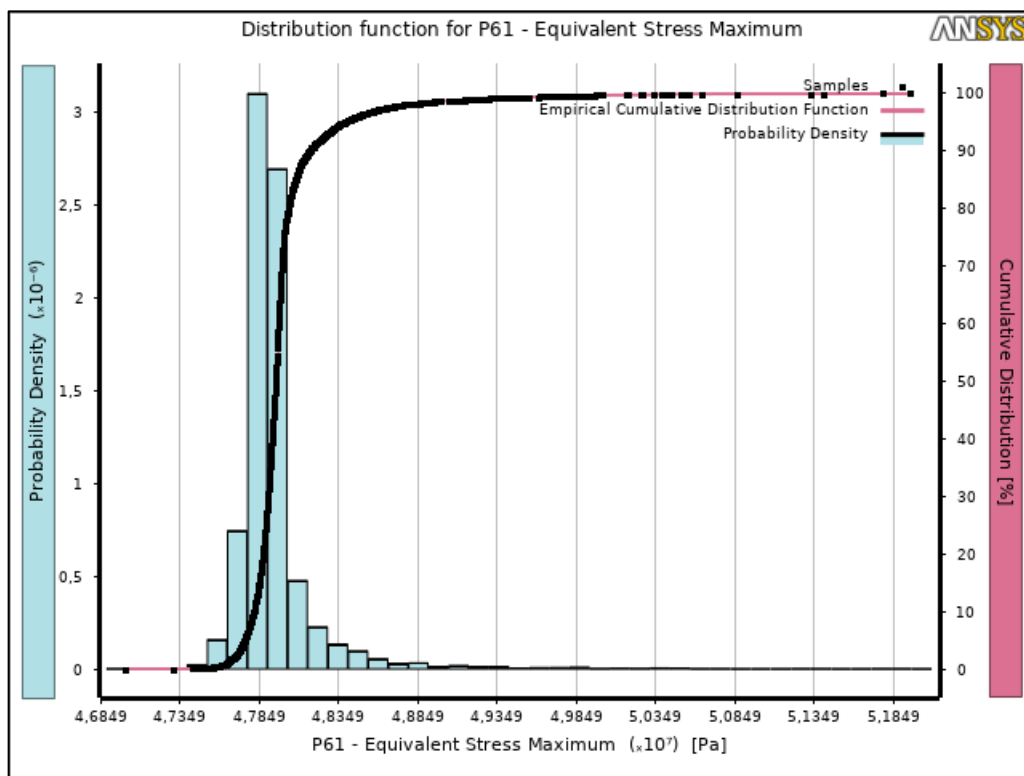
P48, P51, P54, P55, P56. Os resultados dessa análise, que demonstram a influência das incertezas, são apresentados nas Figuras 4.62 a 4.65.

Figura 4.62- Histograma Tensão Equivalente –Torção



Fonte: O autor (2023).

Figura 4.63 - Histograma Tensão Equivalente – Flexão

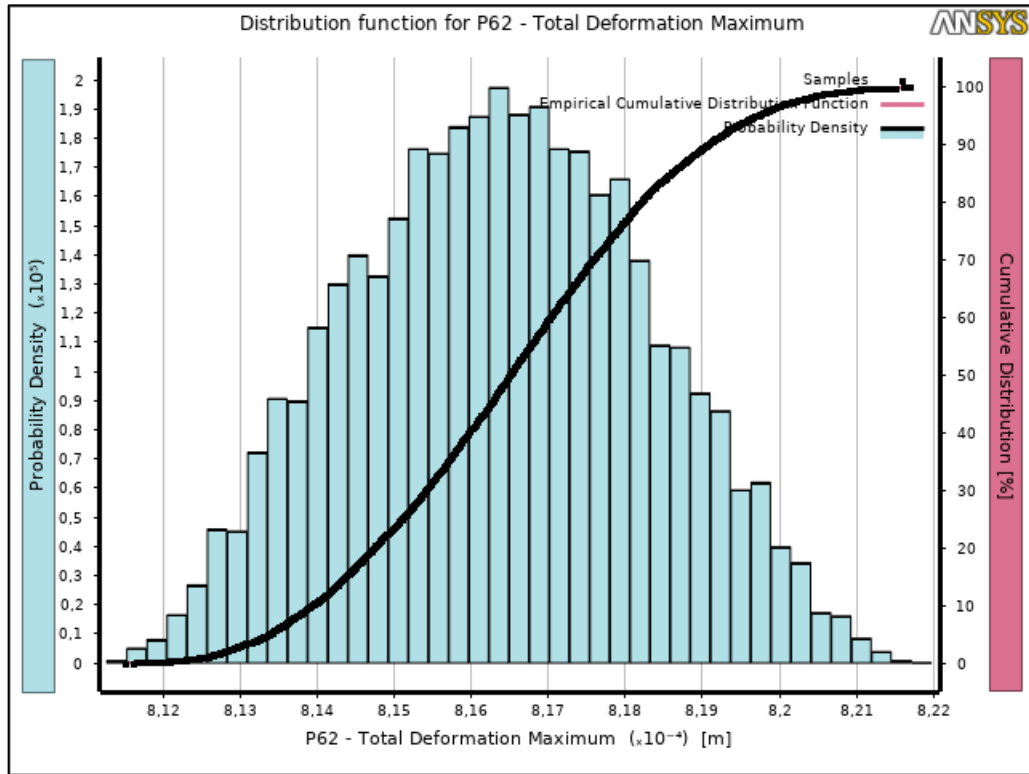


Fonte: O autor (2023).

No contexto das tensões equivalentes máximas, é possível realizar uma análise semelhante à anteriormente descrita. Observa-se uma concentração de probabilidade na faixa de valores entre 48,6 e 47,8 MPa nos histogramas das Figuras 4.62 e 4.63 respectivamente. Os valores estão em uma faixa muito próxima dos resultados obtidos pelo Ponto Ótimo 1. Essa concentração é justificada pelo fato de que os parâmetros sensíveis à deformação máxima na flexão diferem daqueles que apresentam sensibilidade nos casos de tensão equivalente máxima.

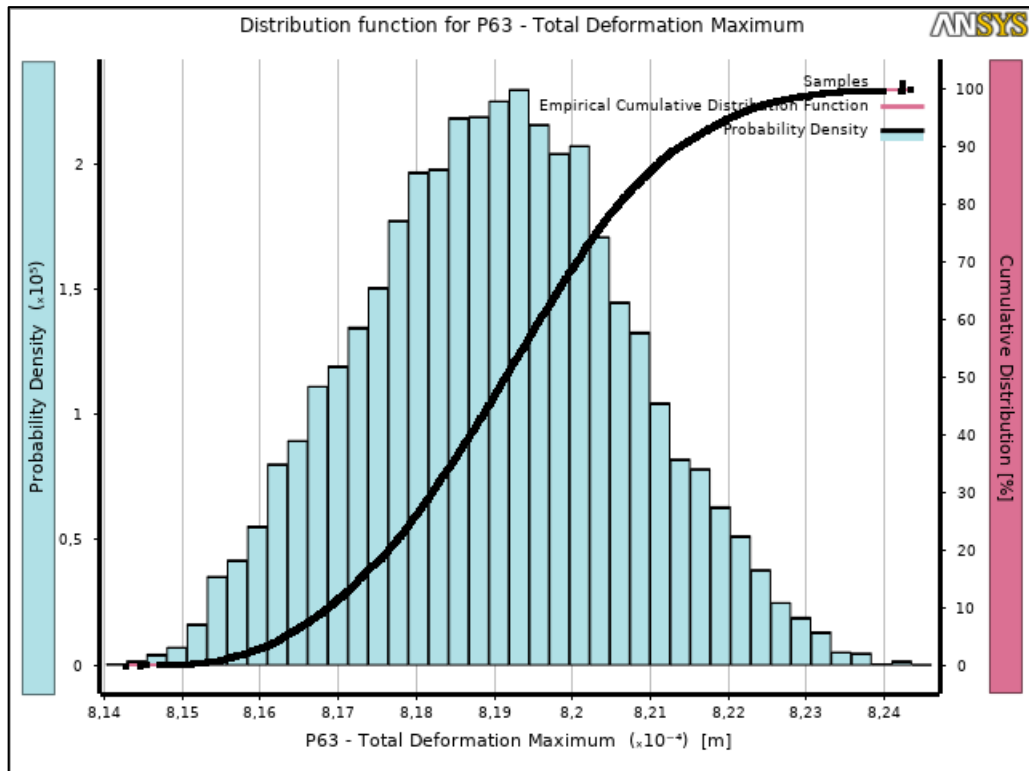


Figura 4.64- Histograma Deformação Máxima– Torção



Fonte: O autor (2023).

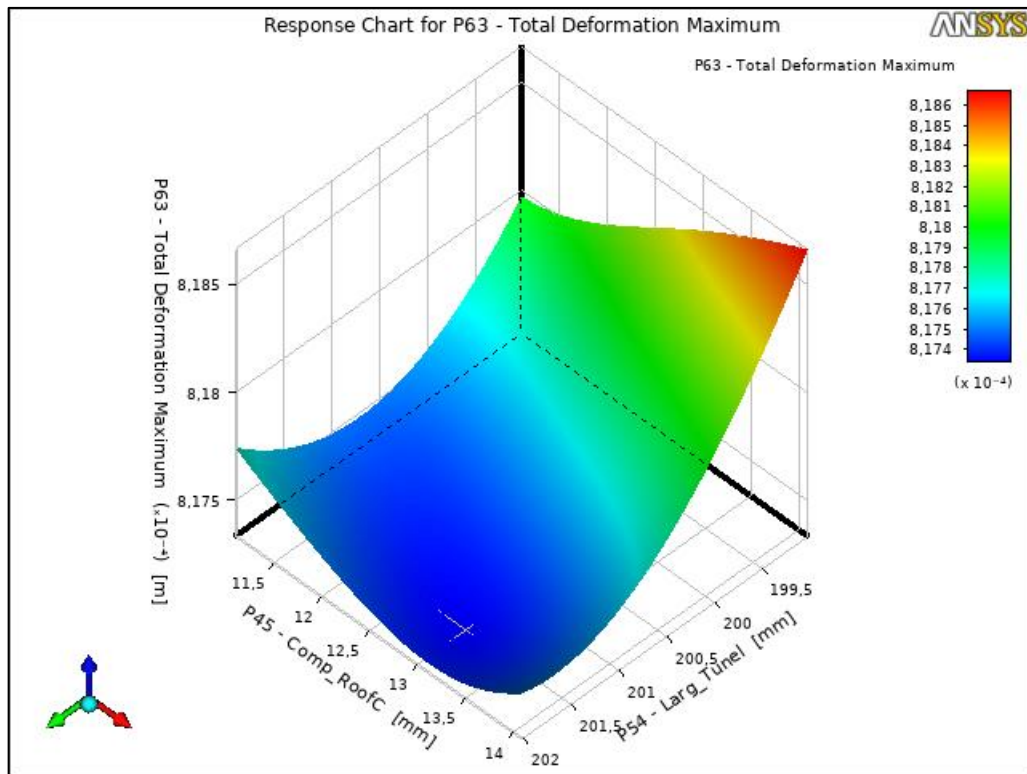
Figura 4.65 - Histograma Deformação Máxima– Flexão



Fonte: O autor (2023).

A análise do comportamento da deformação segue uma tendência semelhante aos casos anteriores. Não é observada uma única concentração de probabilidade, o que dificulta a previsão dos resultados da deformação máxima quando a estrutura é sujeita a incertezas. Em ambos os casos, os limites de deformação dos histogramas englobaram os valores obtidos pelo Ponto Ótimo 1. A amplitude dos gráficos de deformação situa-se entre 0,81 mm e 0,82 mm. Essa amplitude apresentou um comportamento semelhante aos casos anteriores, o que pode ser explicado pelo fato de que os parâmetros sensíveis à tensão equivalente também influenciam as deformações.

Figura 4.66 - Resposta de Superfície P63



Fonte: O autor (2023).

A representação gráfica da curva de superfície, ilustrada na Figura 4.66, revela o comportamento dos parâmetros P45 e P54 e sua influência no deslocamento máximo no caso da flexão. Nenhum dos parâmetros exerce uma dominância sobre o outro, o que indica a importância da combinação dos valores de ambos para a avaliação do comportamento da deformação.

É pertinente destacar que, neste estudo, foram considerados apenas os dois parâmetros mais sensíveis na construção das curvas de superfície. No entanto, é possível gerar diversas variações de curvas, incorporando diferentes variáveis. Por exemplo, no caso da deformação máxima na torção, é possível criar uma curva de superfície com os dois parâmetros menos influentes e avaliar seu impacto na tensão equivalente na flexão.

Embora a análise das incertezas tenha levado em consideração os parâmetros mais sensíveis em relação a apenas uma das funções objetivo, os resultados obtidos podem ser utilizados para compreender o comportamento desses parâmetros em relação a outra função objetiva. O objetivo principal foi investigar o comportamento dos dois parâmetros mais sensíveis em relação a suas respectivas funções objetivo, sendo assim, foi apresentada apenas uma representação de superfície para cada caso analisado.

## 5 CONCLUSÕES

No presente trabalho, o processo de otimização convergiu após a quinta iteração, resultando na identificação de cinco pontos ótimos que apresentam as melhores combinações de resultados. Das funções objetivo consideradas, as relacionadas à tensão equivalente e à deformação apresentaram uma redução significativa em seus valores. No entanto, a função objetiva relacionada à massa da estrutura não apresentou redução, uma vez que, devido à ordem de prioridades estabelecida no processo de otimização, a massa total do chassi foi "sacrificada" em prol da otimização dos demais parâmetros.

Como a rigidez, sendo inversamente proporcional ao deslocamento, foi maximizada, resultando em valores superiores na quinta iteração em comparação com as primeiras iterações, para ambos os casos. A rigidez torcional apresentou uma melhora em aproximadamente 22,9%, saindo de valores próximos a 35.000 N.m/deg. e chegou a aproximadamente 43.000 N.m/deg. Para o caso da rigidez flexional, a otimização resultou num aumento de aproximadamente 29,4% nos valores da rigidez, saindo de 1.700 N/mm para 2.200 N/mm.

Com base nas sensibilidades obtidas na otimização, foi realizada a análise das incertezas dos parâmetros mais sensíveis, utilizando o Ponto Ótimo 1. Foi observado que pequenas variações nesses parâmetros influenciam de forma diversificada os resultados das funções objetivo, como evidenciado nos histogramas. Mesmo com os componentes testados dentro das tolerâncias geométricas, a variação dos parâmetros sensíveis da estrutura teve um impacto significativo. Para os casos da tensão máxima equivalente com os parâmetros sensíveis da flexão e da torção, ficou evidenciado que as incertezas atreladas aos parâmetros sensíveis do caso da torção apresentaram uma maior disparidade entre os resultados das amostras. Observando o comportamento dos diagramas, é possível afirmar que ao utilizar os parâmetros sensíveis aos dois casos de tensão, os parâmetros do caso da flexão apresentaram uma maior disparidade de resultados nas tensões equivalentes máximas. Nos casos das incertezas atreladas ao deslocamento máximo da estrutura do chassi, os histogramas indicaram que os parâmetros mais influentes no deslocamento máximo, não apresentaram influência sobre a tensão máxima equivalente, pois houve uma concentração na dispersão dos pontos. Esses resultados reforçam a importância do estudo das incertezas, pois demonstram que a variação de poucos parâmetros da estrutura é relevante para o comportamento global do chassi. Em todos os histogramas, foi possível observar que o valor do Ponto Ótimo 1 estava presente no intervalo de distribuição das

amostras, indicando que com a variação oriunda das tolerâncias geométricas, os valores das funções objetivo irão flutuar ao redor do ponto otimizado escolhido.

Como recomendação para trabalhos futuros, destaca-se a necessidade de aprimoramento da estrutura simplificada utilizada neste estudo. Devido à grande simplificação adotada, os resultados podem apresentar divergências em relação à realidade. Os chassis comerciais são mais complexos, envolvendo diferentes materiais, seções transversais precisas e um grande número de furos e aberturas distribuídos ao longo das seções. Esses furos atuam como concentradores de tensões, o que altera o comportamento da tensão equivalente máxima. Portanto, a utilização da mesma metodologia, porém com uma estrutura mais próxima daquela empregada na indústria automotiva, com a representação dos concentradores de tensão como também os diferentes tipos de materiais que podem ser utilizados na sua construção, resultarão em resultados mais precisos e confiáveis.

## REFERÊNCIAS

- ARAÚJO, J. M.; AWRUCH, A. M. On stochastic finite elements for structural analysis. **Computers & Structures**, v. 52, n. 3, p. 461–469, 1994.
- ARBOGAST, F. **O que é Otimização Estrutural?**. Otmza Engenharia Mecânica. 2019. Disponível em: <https://www.otmza.com.br/otimizacao-estrutural-aplicacoes/>. Acesso em: 10 dez. 2022.
- BARTON, D. C.; FIELDHOUSE, J. D. **Automotive Chassis Engineering**. 1. ed. Nova York: Springer International Publishing, 2018.
- BERLIN, L. *et al.* **Optimization in Industry**. Londres: Springer London, 2002.
- EICHMUELLER, G.; MEYWERK, M. On computer simulation of components for automotive crashworthiness: validation and uncertainty quantification for simple load cases. **International Journal of Crashworthiness**, v. 25, n. 3, p. 263–275, 2020.
- GALVÃO, L. **Melhoria de desempenho de chassis tipo Fórmula Monoposto para Track Day**. 2018. 181f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Automotiva) — Universidade de Brasília, Brasília, 2018.
- GAWANDE, S. H.; MULEY, A. A.; YERRAWAR, R. N. Optimization of Torsional Stiffness for Heavy Commercial Vehicle Chassis Frame. **Automotive Innovation**, v. 1, n. 4, p. 352–361, 2018.
- GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis – Components Design**. 1. Ed. New York: Springer International Publishing, 2009.
- GENTA, G.; MORELLO, L. **The Automotive Chassis - System Design**. 2. ed. Nova York: Springer International Publishing, 2020.
- GUIMARÃES, T. A.; OLIVEIRA, S. A. G.; DUARTE, M. A. Application of the topological optimization technique to the stents cells design for angioplasty. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, v. 30, n. 3, p. 261–268, 2008.
- HAPPIAN-SMITH, J. **An Introduction to Modern Vehicle Design**. Warrendale: **Society of Automotive Engineers**, 2002.
- KAPUR, J. N. **Maximum-Entropy Models in Science and Engineering**. Nova York: Wiley–Blackwell. 1989.
- LIU, Y. *et al.* An efficient structural optimization approach for the modular automotive body conceptual design. **Structural and Multidisciplinary Optimization**, v. 58, n. 3, p. 1275–1289, 2018.
- LÜDKE, B.; PFESTORF, M. **Functional Design of a “Lightweight Body in White” - How to Determine Body in White Materials According to Structural Requirements**. International Symposium on Niobium Microalloyed Sheet Steel for Automotive Application. 2006. Disponível em: [https://niobium.tech/-/media/NiobiumTech/Attachments-Biblioteca-Tecnica/NT\\_Functional-design-of-a-lightweight-body-in-white-how-to-determine-body-in-with-materials-1.pdf](https://niobium.tech/-/media/NiobiumTech/Attachments-Biblioteca-Tecnica/NT_Functional-design-of-a-lightweight-body-in-white-how-to-determine-body-in-with-materials-1.pdf). Acesso em 11 dez. 2022.

- MACHADO, M. H. *et al.* Otimização Paramétrica de Chassis Veicular Tipo Escada. **Revista Interdisciplinar de Pesquisa em Engenharia**, v. 2, p. 192–202, 2017.
- MESSAC, A. **Optimization in practice with Matlab® for engineering students and professionals**. Cambridge: Cambridge University Press. 2015.
- MORELLO, L. *et al.* **The Automotive Body - Components Design**. 1. ed. Dordrecht: Springer Netherlands, 2011a.
- MORELLO, L. *et al.* **The Automotive Body - System Design**. 2. ed. Dordrecht: Springer Netherlands, 2011b.
- MUN, J. **Modeling risk: Applying Monte Carlo simulation, real options analysis, forecasting, and optimization techniques**. 1. ed. Nova Jersey. John Wiley & Sons. 2006.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman. 2013.
- OWERKO, P. The stochastic finite element method in the assessment of bridge infrastructure objects-review. In: E3S Web of Conferences, 45., 2018, Cracóvia. **Anais eletrônicos...** Cracóvia: E3S. 2018. p. 00062. Disponível em: [https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/pdf/2018/20/e3sconf\\_infraeko2018\\_00062.pdf](https://www.e3s-conferences.org/articles/e3sconf/pdf/2018/20/e3sconf_infraeko2018_00062.pdf). Acesso em: 10 dez. 2022.
- PEREIRA, F. D.; SOUZA, G. F. M. **A case study for automotive door closing effort uncertainty analysis based on Monte Carlo simulation method**. SAE Technical Paper, 2013. Disponível em: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2013-36-0118/>. Acesso em: 10 dez. 2022.
- PORTAL AQUECIMENTO INDUSTRIAL. **Tecnologias Inovativas de União de Metais Automotivos**. 2020. Disponível em: <https://www.aquecimentoindustrial.com.br/tecnologias-inovativas-de-uniao-de-metais-automotivos/>. Acesso em: 10 dez. 2022.
- RAO, S. S. **Engineering Optimization: Theory and Practice**. 1. ed. Nova Jersey. John Wiley & Sons. 2009.
- RILEY, W. B.; GEORGE, A. R. **Design, analysis and testing of a formula SAE car chassis**. SAE Technical Paper, 2002. Disponível em: <http://www.theoryinpracticeengineering.com/resources/fsae/cornell%20design%20anal%20testing%20fsae.pdf>. Acesso em: 10 jan. 2023.
- RITTO, T.; CASTELLO, D. A. **Quantificação de incertezas e estimação de parâmetros em dinâmica estrutural: Uma introdução a partir de exemplos computacionais**. São Carlos, SP: [s.n.]. Disponível em: <<http://www.sbmac.org.br/p>>.
- SAMPAIO, R.; LIMA, Q. Modelagem Estocástica e Geração de Amostras de Variáveis e Vetores Aleatórios. **SBMAC**, v. 70, 2012.
- SHOJAEEFARD, M. H. *et al.* Investigation on the optimal simplified model of BIW structure using FEM. **Latin American Journal of Solids and Structures**, v. 12, n. 10, p. 1972–1990, 2015.

SILVA, E. C. N. **Técnicas de otimização aplicadas no projeto de peças mecânicas.**

Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos - Escola Politécnica da USP, 2001.

SOIZE, C. Stochastic modeling of uncertainties in computational structural dynamics—

Recent theoretical advances. **Journal of Sound and Vibration**, v. 332, n. 10, p. 2379–2395, 2013.

STEFANO, G. The stochastic finite element method: Past, present and future. **Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering**, v. 198, n. 9–12, p. 1031–1051, 2009.

TSAVDARIDIS, K. D.; KINGMAN, J. J.; TOROPOV, V. V. Application of structural topology optimisation to perforated steel beams. **Computers and Structures**, v. 158, p. 108–123, 2015.

TSOMPANAKIS, Y.; LAGAROS, N. D.; PAPADRAKAKIS, M. **Structural design optimization considering uncertainties.** 1. ed. Londres: CRC Press. 2008.

VANDERPLAATS, G. N. **Numerical Optimization Techniques for Engineering Design.** 1. ed. Michigan: Vanderplaats Research and Development, Inc. 2001.