

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LUCIANO PANZERA FORNER

**ANÁLISE MODAL NUMÉRICA DE UM CONJUNTO PORTA E
RETROVISOR DE UM AUTOMÓVEL**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2019

LUCIANO PANZERA FORNER

ANÁLISE MODAL NUMÉRICA DE UM CONJUNTO PORTA E
RETROVISOR DE UM AUTOMÓVEL

Trabalho de conclusão de curso de graduação, apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do curso superior de Engenharia Mecânica, da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Campus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Rogério Novak

PATO BRANCO

2019

FOLHA DE APROVAÇÃO

ANÁLISE MODAL NUMÉRICA DE UM CONJUNTO PORTA E RETROVISOR DE UM AUTOMÓVEL

LUCIANO PANZERA FORNER

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 19/06/2019 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela banca examinadora composta pelos Professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho como **APROVADO**.

Prof. Dr. Giovanni Bratti

(UTFPR – Depto. de Engenharia Mecânica)

Prof. Me. Roberto Nunes da Costa

(UTFPR – Depto. de Engenharia Mecânica)

Prof. Dr. Paulo Rogério Novak

(UTFPR – Depto. de Engenharia Mecânica)

Orientador

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk

Responsável pelo TCC do Curso de Eng.
Mecânica

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador, Professor Doutor Paulo Rogério Novak, pelos ensinamentos e conhecimentos compartilhados ao decorrer da minha graduação e orientação durante todas as etapas da elaboração deste trabalho.

Aos demais professores da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, conhecimento, experiências e inspirações fornecidos ao longo de toda minha trajetória acadêmica. Certamente estes ensinamentos levarei comigo por toda vida.

Aos professores membros da banca examinadora, Professor Mestre Roberto Nunes da Costa e Professor Doutor Giovanni Bratti por aceitarem o convite de participar da minha apresentação de Trabalho de Conclusão de Curso.

Aos meus amigos, principalmente os que conheci através da UTFPR-PB, por sempre estarem dispostos a ajudar, pelo companheirismo em longos períodos de estudo e pela motivação em busca de novos desafios.

À todas as pessoas do Departamento de Relações Internacionais da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, por me possibilitarem a oportunidade de realizar um intercâmbio acadêmico na Technische Hochschule Ingolstadt, em Ingolstadt, Alemanha. Com certeza uma experiência que sempre guardarei na memória, pelos bons momentos vividos e realizações pessoais.

Em especial aos meus pais, Celso e Nanci, pela educação, pelo incentivo e suporte necessário, desde a preparação para o vestibular, até conclusão deste trabalho.

EPÍGRAFE

“Não se deve ir atrás de objetivos fáceis, é preciso buscar o que só se pode ser alcançado por meio dos maiores esforços.”

(Albert Einstein)

RESUMO

PANZERA FORNER, Luciano. Análise Modal Numérica de um Conjunto Porta e Retrovisor de um Automóvel. 2019. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

A análise modal é um processo por meio do qual se descreve uma estrutura em termo de suas características naturais (frequências naturais, fatores de amortecimento e modos de vibrar). A porta e o retrovisor de um automóvel, quando sujeitos à vibração forçada gerada pela motorização do veículo, podem entrar em regime de ressonância, comprometendo o funcionamento do retrovisor. Por meio da análise modal numérica de um modelo teórico de um conjunto porta e retrovisor, é possível conhecer seu comportamento vibratório (modos de vibrar e frequências de ressonância) e analisar se a vibração forçada gerada pela motorização irá comprometer o funcionamento do retrovisor. Para o conjunto teórico porta e retrovisor analisado neste trabalho, dez modos vibratórios possuem frequências naturais coincidentes com as frequências de vibrações de funcionamento do motor. Todos os modos apresentaram deslocamentos significativos no espelho retrovisor, o que indica o comprometimento do funcionamento. Como solução à estes modos vibratórios, foi aumentada a rigidez do conjunto, resultando na diminuição para cinco modos vibratórios com frequência de ressonância coincidente com vibrações forçadas geradas pela motorização. Com um estudo mais aprofundado e desenvolvimento na rigidez do conjunto, é possível evitar regimes de ressonância do conjunto.

Palavras-chave: Análise Modal Numérica, Frequências Naturais, Modos de Vibrar, Método de Elementos Finitos, CAE (Computer Aided Engineering), CAD (Computer Aided Desing), Parâmetros Modais.

ABSTRACT

Panzera Forner, Luciano. Numerical Modal Analysis of a Set Door and Mirror of an Automobile. 2019. Undergraduate Thesis – Mechanical Engineering, Federal University of Technology – Paraná. Pato Branco, 2019.

Modal analysis is a process by which a structure is described by its natural characteristics (natural frequencies, damping factors and mode shapes). The door and the rear-view mirror of a vehicle, when subjected to the forced vibration generated by the motorization of the vehicle, can be resonant, compromising the functioning of the mirror. With the numerical modal analysis of a theoretical model of a door and rear-view set, it is possible to perceive its vibratory behavior (mode shapes and resonance frequencies) and to analyze if the forced vibration generated by the motorization will compromise the functioning of the rear-view mirror. For the theoretical door and rear-view set analyzed in this work, ten vibratory modes have resonant frequency coincident with forced vibrations generated by the motorization. All the mode shapes showed significant displacements in the rear view mirror, which indicates the impairment of the operation. As a solution to these vibration modes, the rigidity of the assembly was increased, resulting in a decrease for five vibrational modes with resonant frequency coincident with forced vibrations generated by the motorization. With a further study and development in the rigidity of the set, it is possible to avoid resonance schemes of the set.

Keywords: Numerical Analysis, Natural Frequency, Mode Shapes, Finite Element Method, CAE (Computer Aided Engineering), CAD (Computer Aided Design), Modal Parameters.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Exemplo de modos vibratórios de uma placa plana	18
Figura 2- Exemplo de FRF	19
Figura 3 - Diagrama esquemático FRF	20
Figura 4 - Processo de modelamento computacional	21
Figura 5 – Exemplo de MEF.....	22
Figura 6 – Fluxograma	24
Figura 7 - Superfície externa central da porta exemplo.....	26
Figura 8 - Técnica de medição das curvaturas	27
Figura 9 - chapa de aço 1020 laminado externa	28
Figura 10 - chapa de aço 1020 laminado interna.....	28
Figura 11 - estrutura do retrovisor em ABS.....	29
Figura 12 - espelho inferior	29
Figura 13 - espelho superior	30
Figura 14 – Montagem completa.....	30
Figura 15 - Áreas de contato.....	32
Figura 16 - Malha de elementos finitos	33
Figura 17 - Modo de vibrar 1, translação	36
Figura 18 - Modo de vibrar 2, translação	36
Figura 19 - Modo de vibrar 3, translação	37
Figura 20 - Modo de vibrar 4, rotação.....	37
Figura 21 - Modo de vibrar 5, rotação.....	38
Figura 22 - Modo de vibrar 6	38
Figura 23 - Modo de vibrar 7	39
Figura 24 - Modo de vibrar 8	40
Figura 25 - Modo de vibrar 9	41
Figura 26 - Modo de vibrar 10	42
Figura 27 - Modo de vibrar 11	43
Figura 28 - Modo de vibrar 12.....	43
Figura 29 - Modo de vibrar 13	44
Figura 30 - Modo de vibrar 14.....	45
Figura 31 - Modo de vibrar 15.....	46
Figura 32 –Modo de vibrar 16	46
Figura 33 - Modo de vibrar 17	47
Figura 34 - Estrutura do retrovisor com rigidez alterada	48
Figura 35 - Parte interna da estrutura da porta com rigidez alterada	49
Figura 36 - Modo de vibrar 7, rigidez alterada.....	51
Figura 37 - Modo de vibrar 8, rigidez alterada.....	51
Figura 38 - Modo de vibrar 9, rigidez alterada.....	52
Figura 39 - Modo de vibrar 10, rigidez alterada.....	52
Figura 40 - Modo de vibrar 11, rigidez alterada.....	53

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Frequências naturais	35
Tabela 2 – Frequências naturais, modelo com rigidez alterada	50

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Objetivos	14
1.1.1	Objetivo Geral	14
1.1.2	Objetivo Específico	14
1.2	Justificativa	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1.1	Elementos de Rigidez	16
2.1.2	Elementos de Inércia	16
2.1.3	Elementos de Amortecimento	17
2.2	Análise Modal	17
2.2.1	Modos de vibração	17
2.2.2	Função Resposta em Frequência (FRF)	19
2.2.3	Desenho Assistido por Computador (CAD)	20
2.2.5	Método de Elementos Finitos	21
3	MATERIAIS E MÉTODOS	24
3.1	Materiais	24
3.1.1	Conjunto Porta e Retrovisor	24
3.1.2	Equipamentos de Metrologia	25
3.1.3	SolidWorks	25
3.1.4	ANSYS	25
3.2	Metodologia	26
3.2.1	Metrologia	26
3.2.2	Modelamento Computacional do Conjunto	27
3.2.3	Análise Modal Numérica	31
3.2.4	Proposta de Solução	34
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	35
4.1	Análise do Conjunto com Rigidez Alterada	47

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	54
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	55
APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DO CONJUNTO	58
APÊNDICE B – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS UTILIZADOS.....	74

1 INTRODUÇÃO

Na área de estudo das vibrações mecânica, sabe-se que estruturas e sistemas podem entrar em ressonância quando a frequência excitada coincide com a frequência natural do corpo. Logo, pequenas forças podem resultar em grandes deformações e, possivelmente, falha do material. Para melhor compreensão de qualquer problema estrutural relacionado à vibrações, utiliza-se a análise modal.

Análise modal, é o estudo das propriedades dinâmicas sob excitações por vibrações, o qual consiste em determinar os parâmetros modais de um corpo através de medições e análise da resposta dinâmica estrutural de um sistema quando submetido à uma força externa. Os parâmetros modais são os parâmetros característicos do sistema analisado e são compostos por frequências naturais, modos de vibrar e fatores de amortecimento.

De acordo com (SOEIRO, 2001), em um sentido amplo, pode-se dizer que a análise modal é um processo por meio do qual se descreve uma estrutura em termo de suas características naturais (frequências naturais, fatores de amortecimento e modos de vibrar).

Os métodos de análise modal caracterizam-se pelo cálculo direto dos parâmetros modais da estrutura a partir dos registros no tempo de sua excitação e resposta. A estimativa experimental dos parâmetros modais da estrutura pode ser realizada diretamente a partir dos sinais medidos ou após o processamento dos mesmo, sendo que pode ser realizada no domínio do tempo ou da frequência (LEME, 2014), (CHUVAS, 2012).

Os parâmetros modais podem ser identificados a partir da “*Frequency Response Function*” (FRF). Este processo pode ser realizado a partir de ajustes de curva ou estimativas dos parâmetros. Um dos métodos de ajuste de curva é o *Rational Fraction Polynomial (RFP)*, o qual é utilizado no domínio da frequência facilitando a aplicação em qualquer faixa de frequência.

Também é possível determinar os parâmetros modais, no domínio da frequência, com a utilização de simulação numérica a partir do Método de Elementos Finitos.

Apresenta-se neste trabalho a análise modal numérica de um conjunto teórico porta e retrovisor de um automóvel do tipo Furgão, com o intuito de determinar as propriedades dinâmicas afim de precaver situações de comportamento inadequado

do conjunto, bem como apresentar uma solução para o problema. Para isso, utiliza-se análise modal numérica por meio do Método de Elementos Finitos, a partir do modelamento do respectivo conjunto por meio de *CAD* (*Computer Aided Desing*, projeto assistido por computador).

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo obter dos parâmetros modais de um conjunto teórico porta e retrovisor de um automóvel por meio da análise modal numérica.

1.1.2 Objetivo Específico

- Realizar uma revisão bibliográfica a respeito da análise modal.
- Realizar simulação numérica por meio do método de elementos finitos.
- Determinar em quais situações o conjunto porta e retrovisor apresentará ressonância.

1.2 Justificativa

Os espelhos retrovisores laterais de um automóvel são considerados itens obrigatórios em todos os veículos comercializados no Brasil. Isto devido à sua função de fornecer campo de visão traseiro, possibilitando uma situação de maior segurança aos ocupantes do veículo, bem como de todos nas proximidades do mesmo. Logo, deve estar sempre em perfeito estado de operação.

As vibrações nas portas e nos próprios retrovisores laterais, se em estado de ressonância, comprometerão o funcionamento correto dos mesmo, causando falta de ergonomia ao condutor e situação de risco de acidentes.

Portanto, com a obtenção dos parâmetros modais do conjunto, será possível determinar em quais serão as situações de mau funcionamento, bem como propor e aplicar uma solução ao problema.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo destina-se à descrição dos principais conceitos para realização da análise numérica, apresentando a técnica empregada e particularidades. Também será apresentado a prática de simulação numérica por meio do método de elementos finitos.

2.1 Fundamentos de Vibrações

De acordo com Rao (2008), qualquer movimento que se repita após um determinado intervalo de tempo é denominado de vibração ou oscilação, logo a teoria da vibração trata do estudo de movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas à eles. Entretanto, no contexto deste documento, o termo vibração é utilizado para descrever sistemas mecânicos.

Em geral, um sistema vibratório inclui um meio para armazenar energia potencial (mola ou elasticidade), um meio para armazenar energia cinética (massa ou inércia) e um meio de perda gradual de energia (amortecedor). A vibração de um sistema envolve a transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética e de energia cinética para energia potencial. Se o sistema for amortecido, certa quantidade de energia é dissipada em cada ciclo de vibração e deve ser substituída por uma fonte externa, se for preciso manter um regime permanente de vibração (RAO, 2008).

Com relação ao grau de liberdade do sistema, (RAO, 2008) define que o número mínimo de coordenadas independentes requeridas para determinar completamente as posições de todas as partes de um sistema a qualquer instante define o grau de liberdade do sistema.

Em (RAO, 2008), as vibrações são classificadas como:

- Vibração livre: Se um sistema, após uma perturbação inicial, continuar a vibrar por conta própria, a vibração resultante é conhecida como vibração livre. Nenhuma força externa age sobre o sistema.
- Vibração forçada: Se um sistema estiver sujeito a uma força externa (muitas vezes uma, uma força repetitiva), a vibração resultante é conhecida como vibração forçada.

- Vibração não amortecida: Se nenhuma energia for perdida ou dissipada por atrito ou outra resistência durante a oscilação, a vibração é conhecida como vibração não amortecida.
- Vibração amortecida: Se energia for perdida ou dissipada por atrito ou outra resistência durante a oscilação, a vibração é conhecida como vibração amortecida.
- Vibração linear: Se todos componentes do sistema vibratório (mola, massa e amortecedor) comportam-se linearmente, a vibração resultante é conhecida como vibração linear.
- Vibração não linear: Se qualquer um dos componentes do sistema vibratório se comportar não linearmente, a vibração resultante é denominada como vibração não linear.

2.1.1 Elementos de Rigidez

O elemento de rigidez de um sistema vibratório, é o elemento capaz de armazenar energia potencial (normalmente em forma de deformação no regime elástico do material). Segundo (SOEIRO, 2008), a rigidez dos sistemas é dependente da estática e da resistência do material em questão, pois a inércia de um material, é constituída através de interligações das características e propriedades do material.

2.1.2 Elementos de Inércia

De acordo com (RAO, 2008), o elemento de massa ou inércia de um sistema vibratório é um corpo rígido que pode ganhar ou perder energia cinética sempre que a velocidade for alterada.

Segundo (SILVA, 2014), os componentes de inércia têm energia cinética quando o sistema está em movimento, logo, quando sujeito à vibrações o elemento inercial possui energia cinética, podendo ser descrita pela translação e/ou rotação do corpo.

2.1.3 Elementos de Amortecimento

RAO (2008) descreve que a energia de vibração é muitas revertida em som ou calor, reduzindo gradativamente o deslocamento do sistema. O mecanismo pelo qual a energia de vibração é gradativamente convertida em calor ou som é conhecido como elemento de amortecimento. O elemento de amortecimento não possui massa nem elasticidade, sendo que a força de amortecimento só existe se houver uma velocidade relativa entre as suas duas extremidades.

2.2 Análise Modal

Define-se como análise modal, o estudo das propriedades dinâmicas de um sistema através de excitações por vibrações. Em um sentido amplo, a análise modal é um processo por meio do qual descrevemos uma estrutura em termos de seus parâmetros modais (frequências naturais, fatores de amortecimento e modos de vibrar).

Conforme (LEME, 2014), é importante, ter conhecimento do mecanismo comportamental de estruturas e seus componentes. As características da dinâmica estrutural são definidas pela função de transferência ou FRF. Essa relação de causa/efeito descreve o comportamento como uma função da frequência entre dois pontos sobre a estrutura. Em consequência, se ocorrer a medição destas características de transferência da estrutura, então a dinâmica estrutural é conhecida, ou seja, as propriedades que definem um modo de vibração podem ser obtidas (ALMEIDA, 1990).

2.2.1 Modos de vibração

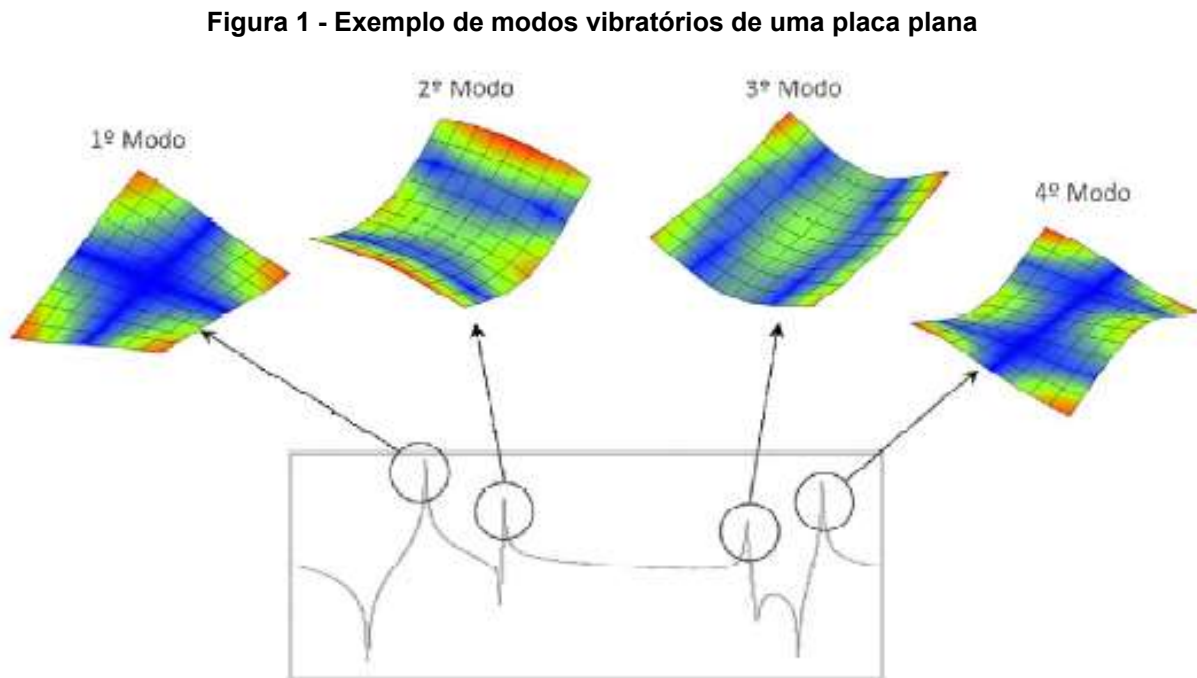
De acordo com (SCHWARZ, 1999), modos de vibrar (ou ressonâncias) são propriedades inerentes do sistema. As ressonâncias são determinadas pelas propriedades do material (massa, rigidez e propriedades de amortecimento), e das condições de contorno da estrutura. Cada modo é definido por uma frequência natural, fator de amortecimento e modo de vibrar. Se tanto as propriedades do material ou condições de contorno da estrutura forem alteradas, os modos vibratórios

também são alterados.

De acordo com Almeida (1990), um modo de vibração é uma propriedade global de uma estrutura em questão, e portanto, o mesmo pode ser excitada em qualquer ponto, com exceção dos pontos nodais. Cada modo de vibração que pode ser encontrado nas funções de transferência tem uma frequência natural específica, e um fator de amortecimento. A ressonância associada com cada modo é independente da localização espacial, e é caracterizada por uma única distribuição de deformação ou forma modal através da estrutura.

Schwarz (1999) ainda define que os modos de vibração podem ser descritos como modos de corpos rígidos ou modos de corpos flexíveis. Qualquer estrutura pode ter até seis modos de corpo rígido, três modos de translação e três modos de rotação. Se a estrutura estiver sobreposta à molas, aproxima-se o modo de vibração como um modo de corpo rígido.

Na figura 1 são apresentados modos de vibração de uma placa plana:



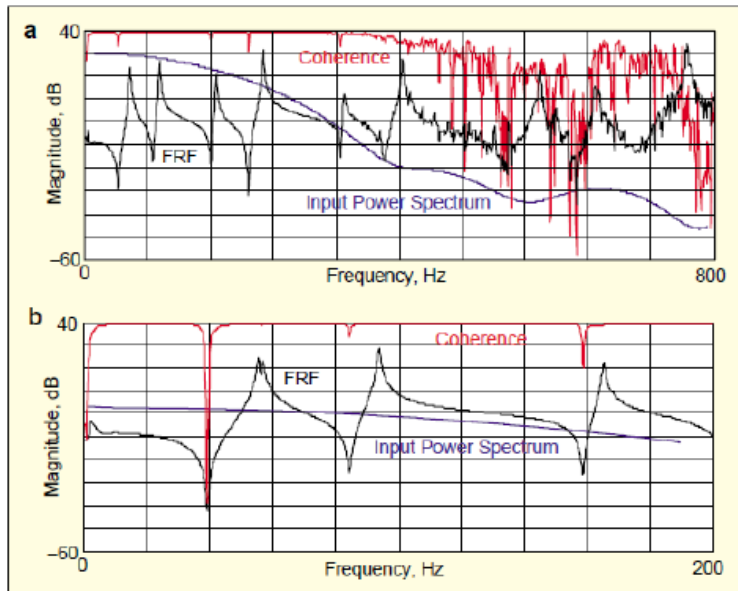
Fonte: (MENDES, 2014)

2.2.2 Função Resposta em Frequência (FRF)

De acordo com Lima (2016), a FRF relaciona a amplitude da resposta do sistema à força que age na estrutura, e são função da frequência de excitação.

Segundo (NETO, 2016), a FRF proporciona uma forma de determinar as frequências de ressonância do sistema sendo que, de forma simplificada, cada frequência corresponde a um pico do gráfico é uma frequência natural relacionado a um determinado modo de vibrar, pois são frequências em que a resposta do sistema é ampliada em relação à excitação, como é ilustrado na Figura 2. Cada modo de vibrar tem, no entanto, uma fase que é diferente do modo anterior. Assim, é comum que entre cada pico da FRF, apareça um vale acentuado, onde os efeitos dos modos anteriores e posteriores se cancelam, devido à diferença entre suas fases, como pode ser visto na Figura 2. Porém, todos os modos possuem influência na resposta, mesmo que seja muito pequena e esteja fora de fase em relação à amplitude de modo do ressonância.

Figura 2- Exemplo de FRF



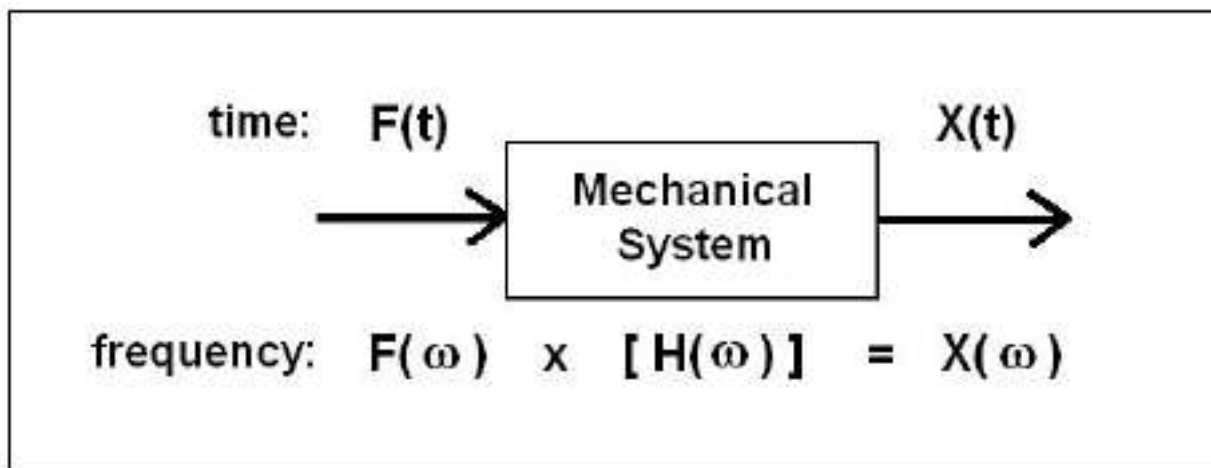
Fonte: (NETO, 2016)

A Função Resposta em Frequência é uma medida fundamental que isola as propriedades dinâmicas de uma estrutura mecânica.

Schwarz (1999) ainda define que a Função Resposta em Frequência descreve a relação da entrada e saída de dados entre dois pontos da estrutura como uma

função da frequência, como é ilustrado na Figura 3. Tanto força quanto movimento são grandezas vetoriais, logo possuem uma direção relacionada à elas. Portanto, uma FRF é definida entre uma entrada e saída. A FRF é uma medida do deslocamento, velocidade ou aceleração que uma estrutura tem em um ponto de saída, por unidade de força de excitação em um ponto entrada.

Figura 3 - Diagrama esquemático FRF



Fonte: SCHWARZ (1999)

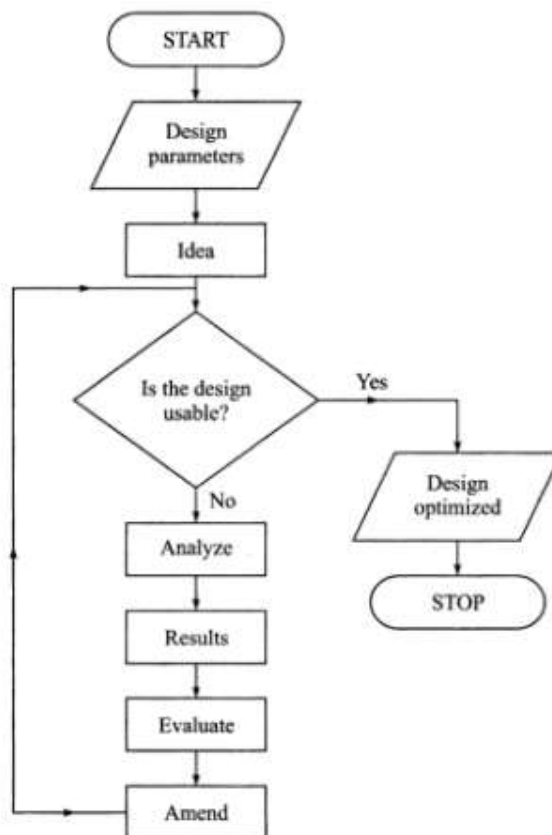
2.2.3 Desenho Assistido por Computador (CAD)

De acordo com NARAYAN (2008), o Desenho assistido por computador, do inglês *CAD (Computer Aided desing)*, pode ser definido como sistemas computacionais para auxiliar na criação, modificação, análise e opmitização de um desenho. Estes sistemas possuem ferramentas para construção de entidades geométricas planas e curvas, e também tridimensionais. Também possibilitam a união de entidades distintas, criando uma montagem de duas ou mais entidades.

NARAYAN (2008) ainda define, que *CAD* envolve qualquer tipo de atividade de desenho que utiliza um computador para o desenvolvimento, análise ou modificação do mesmo. Sistemas de *CAD* modernos são baseados em Computação Gráfica Interativa. Computação Gráfica Interativa denota um sistema orientado ao usuário em que o computador é encarregado de criar, transformar e apresentar conteúdo na forma de símbolos e imagens.

O processo de desenho/modelamento é um processo de planejamento de uma solução de um problema com a combinação de princípios e recursos (NARAYAN, 2008).

Figura 4 - Processo de modelamento computacional



Fonte – NARAYAN (2008)

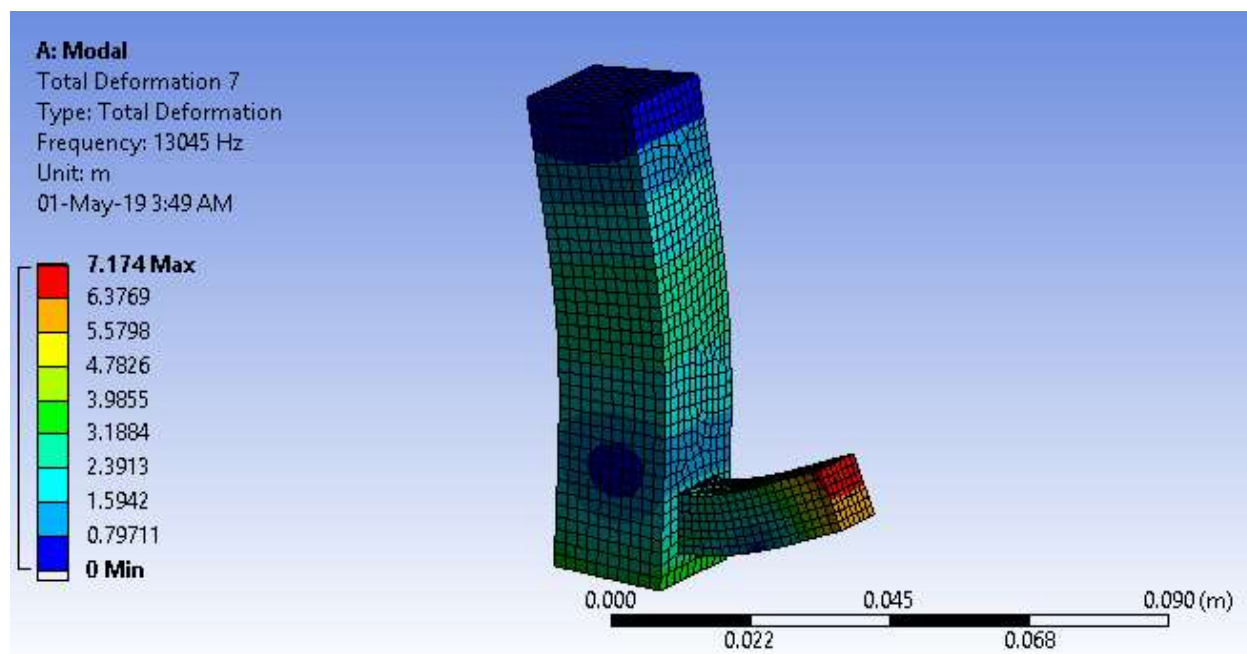
2.2.5 Método de Elementos Finitos

O Método dos Elementos Finitos é um procedimento numérico para determinar soluções aproximadas de problemas de valores sobre o contorno de equações diferenciais. O MEF subdivide o domínio de um problema em partes menores, denominadas elementos finitos.

De acordo com Narayan (2008), o MEF funciona por meio da quebra de uma grande estrutura, com grandes grau de complexidades físicas e descontinuidades matemáticas, em uma estrutura menor, com seções mais maneáveis. Cada seção representa as propriedades do material no seu local de domínio. Por meio de fatiar a

estrutura em seções menores, a simulação ganha um entendimento de como a estrutura grande irá responder à um estímulo interno ou externo. A figura 5 abaixo, exemplifica uma análise modal numérica, realizada por meio de MEF no programa Ansys, onde o resultado apresentado é o deslocamento de deformação em um dos modos de vibrar da entidade:

Figura 5 – Exemplo de MEF



Fonte - Autoria própria

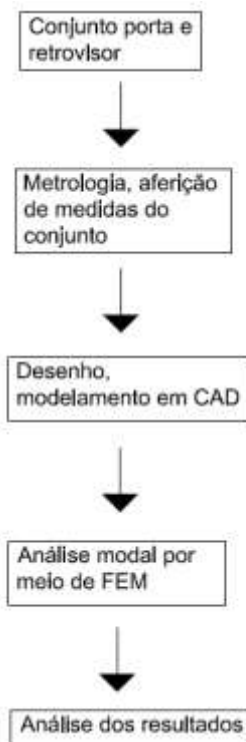
A geometria submetida aos carregamentos e restrições é subdividida em pequenas partes, denominadas de elementos, os quais passam a representar o domínio contínuo do problema. A divisão da geometria em pequenos elementos permite resolver um problema complexo, subdividindo-o em problemas mais simples, o que possibilita ao computador realizar com eficiência estas tarefas. O método propõe que o número infinito de variáveis desconhecidas, sejam substituídas por um número limitado de elementos de comportamento bem definido. Essas divisões podem apresentar diferentes formas, tais como a triangular, quadrilateral, entre outras, em função do tipo e da dimensão do problema. Como são elementos de dimensões finitas, são chamados de “elementos finitos” – termo que nomeia o método. Os elementos finitos são conectados entre si por pontos, os quais são denominados de nós ou pontos nodais. Ao conjunto de todos esses itens – elementos

e nós – dá-se o nome de malha. Em função dessas subdivisões da geometria, as equações matemáticas que regem os comportamento físico não serão resolvidas de maneira exata, mas de forma aproximada por este método numérico. A precisão do Método dos Elementos Finitos depende da quantidade de nós e elementos, do tamanho e dos tipos de elementos da malha. Ou seja, quanto menor for o tamanho e maior for o número deles em uma determinada malha, maior a precisão nos resultados da análise, (ESSS, 2016).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo é descrito os materiais e métodos trabalho. O fluxograma apresentado na Figura 6 esquematiza o decorrer das etapas empregadas: modelagem e simulação do conjunto porta e retrovisor pelo MEF para determinação dos parâmetros modais.

Figura 6 – Fluxograma



Fonte – Autoria própria

3.1 Materiais

3.1.1 Conjunto Porta e Retrovisor

O conjunto porta e retrovisor é um modelo teórico, definido com dimensões e materiais semelhantes ao de modelos comercializados no Brasil. O tipo de motorização do veículo também deve ser levado em consideração na análise de resultados. Para isso considerou-se dois tipos de motorização: diesel (com faixa de rotação de 700 à 5500 RPM) e gasolina (com faixa de rotação de 800 à 7000 RPM).

O mesmo possui todas as características semelhantes à de veículos reais, entretanto, peças de estofamento e de acabamentos em plástico que não influenciam nas características estruturais do conjunto, foram desconsideradas na análise.

O desenho e detalhamento do conjunto é apresentado no Apêndice A.

3.1.2 Equipamentos de Metrologia

O paquímetro é utilizado para tomada de medidas de partes de até 150 milímetros do conjunto que possuem curvas ou orifícios.

O micrômetro é utilizado para medição da espessura das chapas de aço prensado que formam a base interna e externa da porta. Também é utilizado para medição de espessura de algumas partes da base do retrovisor.

A fita métrica e a trena manual são utilizadas para medição de seções retas e planas grandes, maiores que 150 milímetros.

O nível de bolha é utilizado para auxiliar na medição da curvatura da chapa externa da porta. Com o auxílio do nível bolha, obtém-se uma seção da chapa externa da porta na vertical, assim a mesma é utilizada como referência na tomada de medidas ponto a ponto da curvatura.

O prumo manual é utilizado para obter uma linha vertical, com início à partir do ponto de altura máximo da porta. Esta linha vertical é então utilizada junto com a trena ou fita métrica para medição ponto a ponto da curvatura das chapas interna e externa da porta.

O esquadro é utilizado para se obter uma linha perpendicular à linha vertical do prumo, e então possibilitar a leitura da medida com a trena ou fita métrica.

3.1.3 SolidWorks

O *SolidWorks* é o *Software* escolhido para modelamento computacional do conjunto. Neste trabalho, é utilizada a versão 2015 do *SolidWorks*.

3.1.4 ANSYS

O ANSYS é o *Software* escolhido para utilização do Método de Elementos Finitos. Neste trabalho, utiliza-se a versão R16 do ANSYS.

3.2 Metodologia

3.2.1 Metrologia

A geometria de portas e retrovisores de automóveis em geral, são repletos por superfícies curvas, ondulações e vincos. Para medição e posterior criação de um modelo teórico, adotou-se da medição ponto a ponto da linha da curva. Para isto um conjunto exemplo de um veículo furgão foi posicionado verticalmente, com a superfície externa central da porta à 90° da horizontal. A Figura 7 indica a superfície anteriormente mencionada.

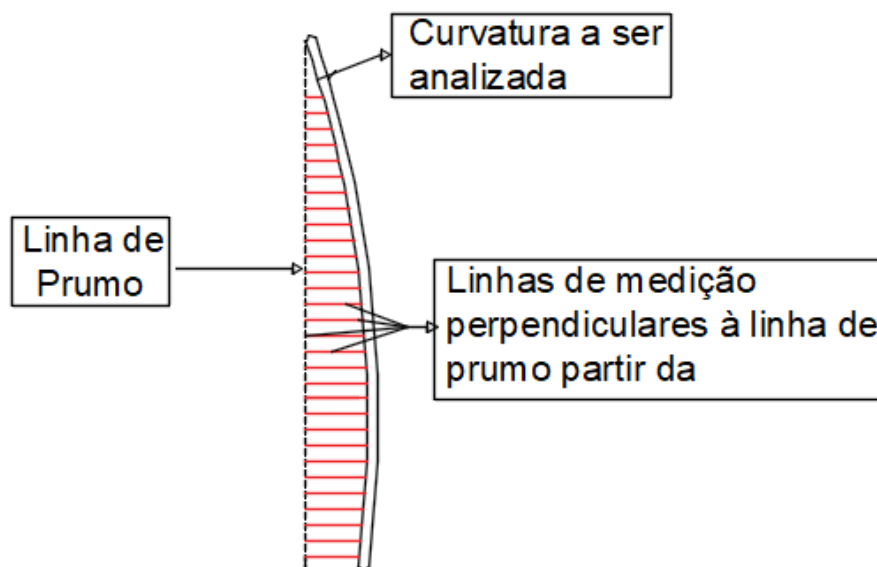
Figura 7 - Superfície externa central da porta exemplo



Fonte – Autoria própria

Logo após, o Prumo Manual foi posicionado, tendo como ponto de referência, o ponto mais elevado da estrutura da porta. Dessa forma, foi obtido uma linha vertical, paralela à uma das superfícies da porta. A partir disso, com a vista lateral do Conjunto, foi iniciada a medição de vários pontos da linha da curvatura da porta. Assim, foi possível definir a linha da curvatura com excelente precisão. A Figura 10 ilustra a técnica adotada.

Figura 8 - Técnica de medição das curvaturas



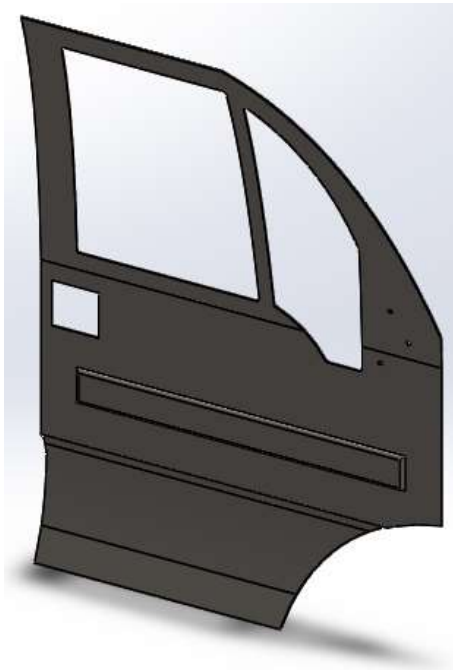
Fonte: Autoria própria

As demais superfícies e estruturas, menos complexas, foram medidas normalmente com o paquímetro, micrômetro e fita métrica.

3.2.2 Modelamento Computacional do Conjunto

Com a tomada de todas as medidas necessárias, o modelamento computacional do conjunto com o uso do *Software Solidworks* foi iniciado. Para condizer com as características de construção e montagem de conjuntos porta e retrovisor reais, o conjunto teórico foi dividido em 5 partes: chapa de aço 1020 laminado externa, chapa de aço 1020 laminado interna, estrutura do retrovisor em plástico ABS (*acrylonitrile butadiene styrene*), parte do espelho superior e parte do espelho inferior. As figuras 11, 12, 13, 14, e 15 apresentam cada parte da montagem do conjunto:

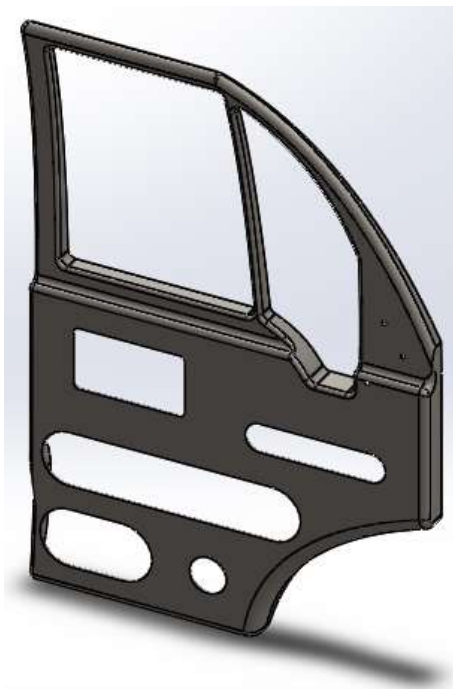
Figura 9 - chapa de aço 1020 laminado externa



Autor – Autoria própria

A chapa externa da porta possui massa total de 31,984 kilogramas e área superficial de 2,169 metros quadrados.

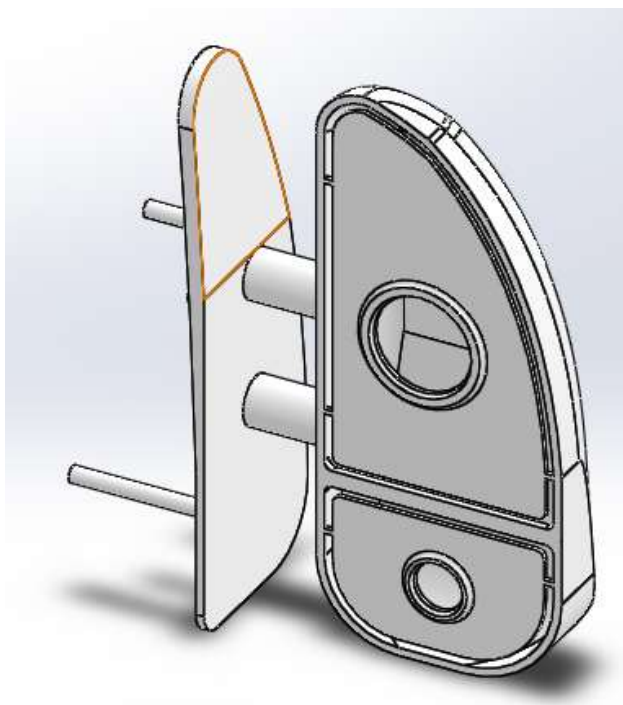
Figura 10 - chapa de aço 1020 laminado interna



Fonte – Autoria própria

A chapa interna da porta possui massa total de 25,349 kilogramas e área superficial de 2,183 metros quadrados.

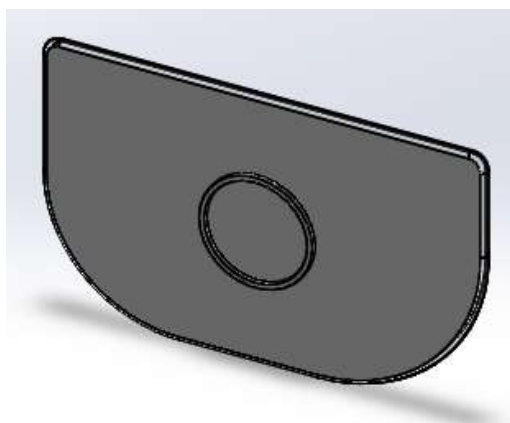
Figura 11 - estrutura do retrovisor em ABS



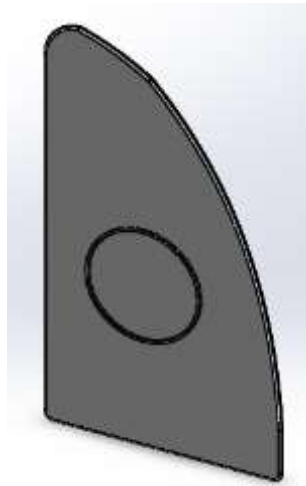
Fonte – Autoria própria

A estrutura do retrovisor possui massa total de 760,50 gramas e área superficial de 0,309 metros quadrados.

Figura 12 - espelho inferior

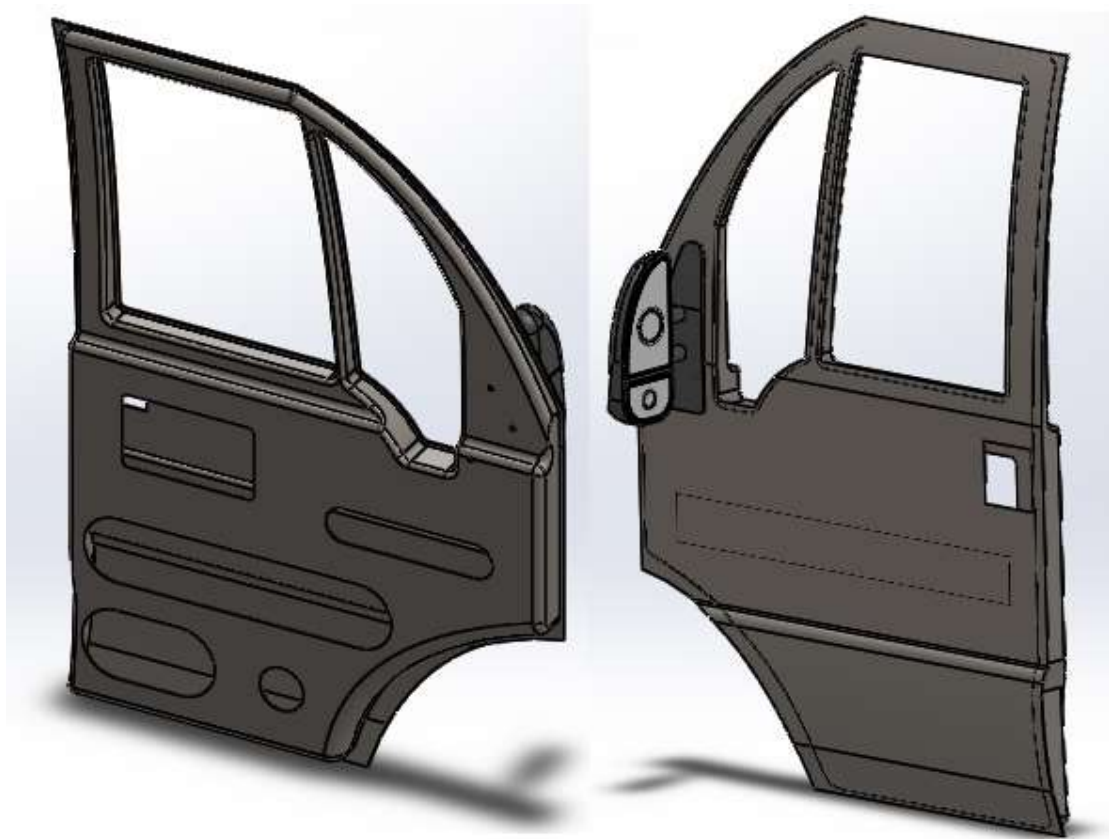


Fonte – Autoria própria

Figura 13 - espelho superior

Fonte – Autoria própria

Todas as partes foram então unidas na montagem, com áreas de contato idênticas ao modelo real. O modelo apresenta-se detalhado no Apêndice A.

Figura 14 – Montagem completa

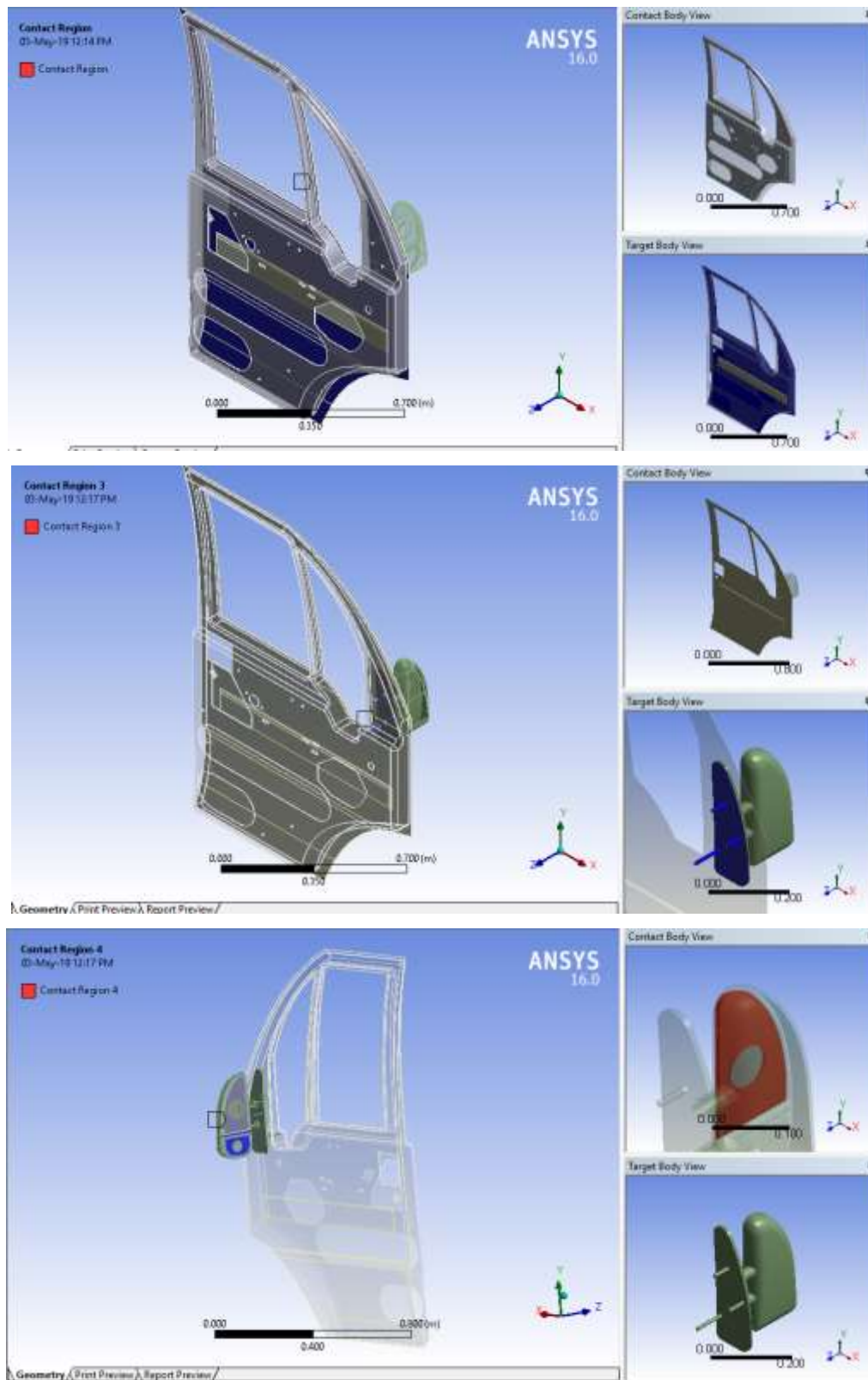
Fonte – Autoria própria

3.2.3 Análise Modal Numérica

Primeiramente foram definidos os materiais do Conjunto Porta e Retrovisor no *Ansys*: Aço SAE 1020 laminado a quente para as chapas estampadas interna e externa da porta, Plástico ABS (*acrylonitrile butadiene styrene*) a estrutura do retrovisor e vidro para os espelhos inferior e superior. As propriedades destes materiais estão apresentados no Apêndice B.

A próxima etapa foi a definição das áreas de contato da montagem, visto que o *Ansys* necessita reconhecer quais áreas entre as peças da montagem estão em contato e o tipo de contato. As duas chapas de aço estampado que compõem a estrutura da porta são unidas através de solda ponto em toda a área de contato entre ambas, por isso é definido no *software* o tipo de contato “colado” (*bonded*). A estrutura do retrovisor é fixada por meio de três pinos na porta, sendo que este contato também é “colado”. Os espelhos superior e inferior são fixados na estrutura do retrovisor por meio de cola, o que também é considerado no *software* como tipo de contato “colado”. A figura 15 apresenta as respectivas áreas de contato:

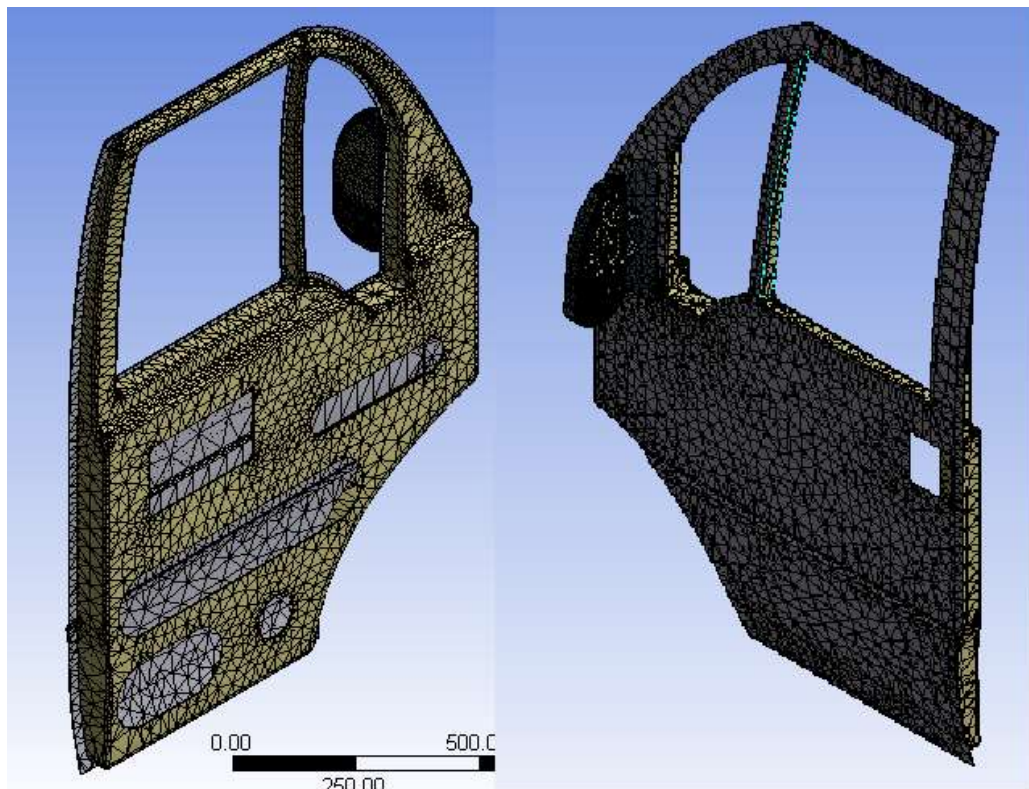
Figura 15 - Áreas de contato



Fonte – Autoria própria

A próxima etapa foi a criação da malha de elementos finitos. Inicialmente usa-se a malha criada automaticamente pelo *software*, entretanto a qualidade dos elementos não é suficiente para garantir um bom resultado. Recursos de refinamento da malha “*Face mashing*” foi utilizado na área de interesse do estudo, que são os espelhos inferior e superior. As demais áreas foram refinadas aumentando-se a relevância da malha.

Figura 16 - Malha de elementos finitos



Fonte – Autoria própria

Após o processamento da malha, foram definidos 17 modos de vibrar. O objetivo foi analisar modos de vibrar cujas frequências de ressonância possuem valor entre 13,333 à 116,66 Hertz. Esta faixa de abrangência é definida com base na faixa de funcionamento dos motores (de 800 à 7000 rotações por minuto, que equivale em Hertz, 13,333 à 116,66) sendo o motor a fonte responsável pela principal vibração forçada no conjunto (neste estudo, desconsideram-se demais fatores externos que possam influenciar no comportamento vibratório do conjunto).

3.2.4 Proposta de Solução

Entende-se como problema neste estudo, os modos de vibrar que possuem frequência de ressonância com valor entre 13.333 à 116.66 Hertz. Logo é proposto alterações na estrutura do conjunto a fim de se alterar a rigidez, e conseqüentemente alterar as frequências naturais dos modos de vibrar para valores fora da margem de 13.333 à 116.66 Hertz. Essas alterações são reforços na estrutura por meio de barras de mesmo material de construção da peça, entretando, tomando-se cuidado para não aumentar muito a massa total do conjunto porta e retrovisor.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Dos 17 modos de vibrar simulados, os seis primeiros são de corpo rígido, três modos de translação e três modos de rotação. Na tabela 1 são apresentados os respectivos valores das frequências naturais:

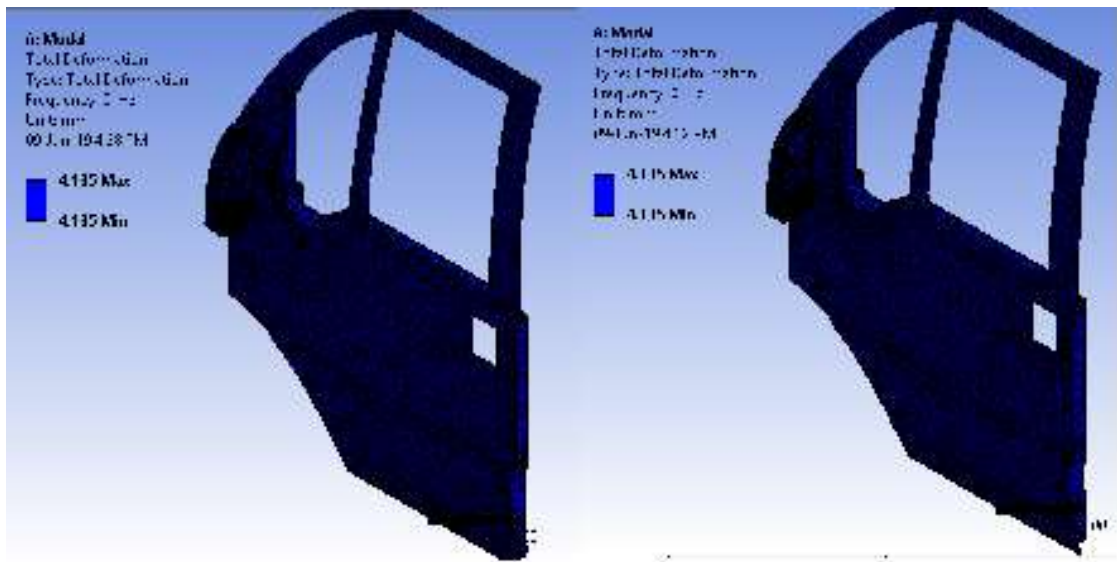
Tabela 1 - Frequências naturais

Modo de vibrar	Frequência (Hz)
1	0
2	0
3	4,933e-003
4	0,37347
5	0,8321
6	0,85734
7	37,363
8	42,161
9	54,087
10	54,395
11	72,518
12	73,787
13	77,346
14	87,424
15	96,786
16	98,287
17	102,5

Fonte - Autor

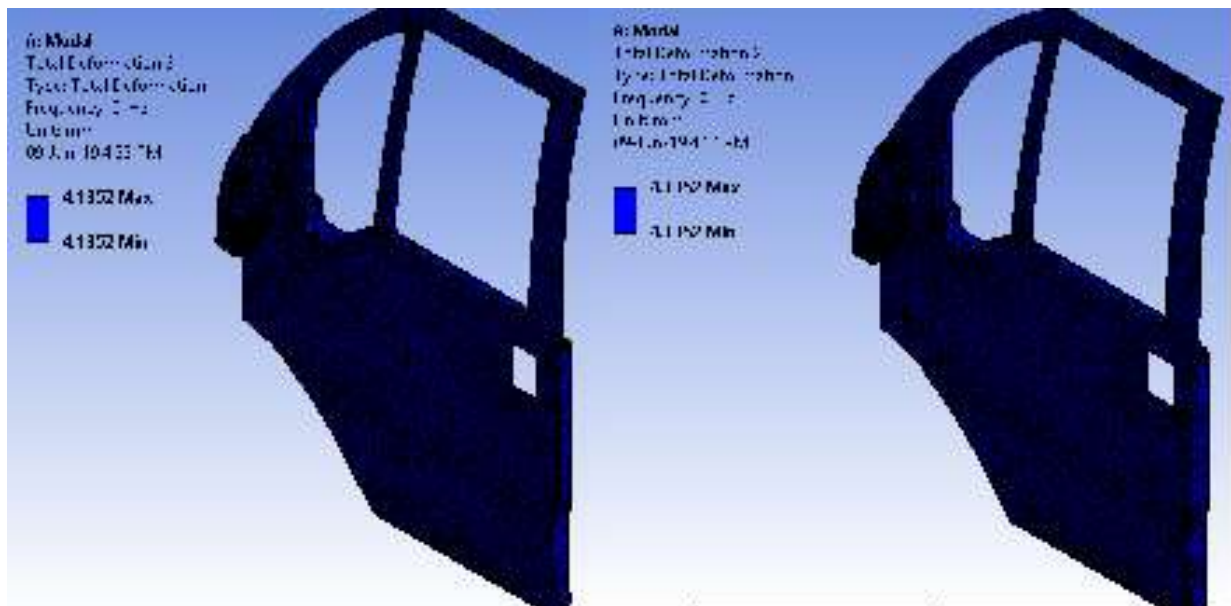
As figuras 19, 20, 21, 22, 23 e 24 abaixo apresentam os modos de vibrar 1, 2, 3, 4, 5 e 6, respectivamente. Esses seis modos de vibrar, correspondem aos de corpo rígido, sendo três modos de translação e três modos de rotação de todo o conjunto. Também observa-se que os respectivos valores das frequências de ressonância se aproximam de zero. Os modos de corpo rígido não serão considerados neste estudo:

Figura 17 - Modo de vibrar 1, translação



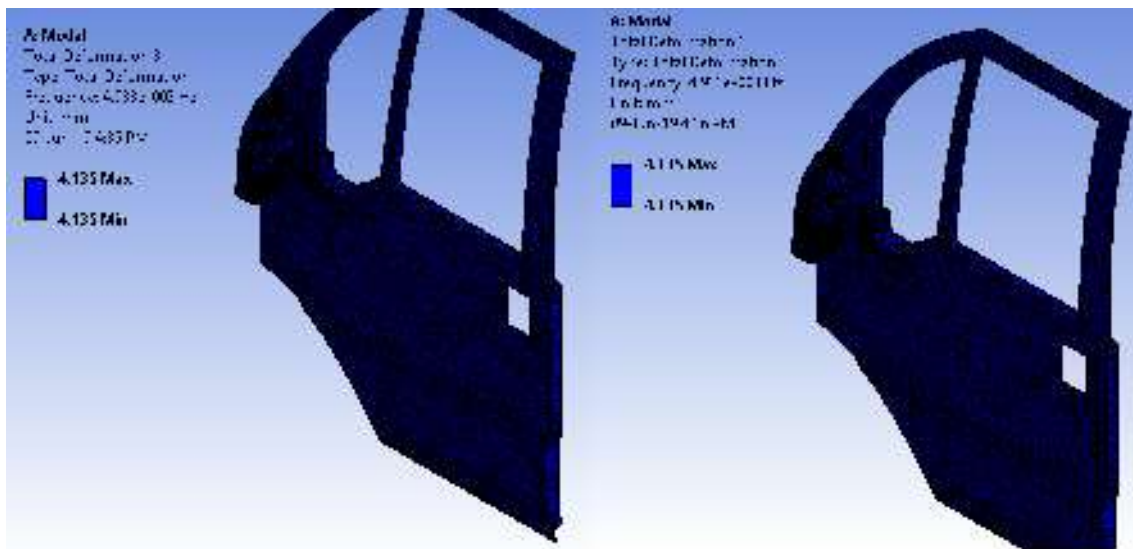
Fonte – Autoria própria

Figura 18 - Modo de vibrar 2, translação



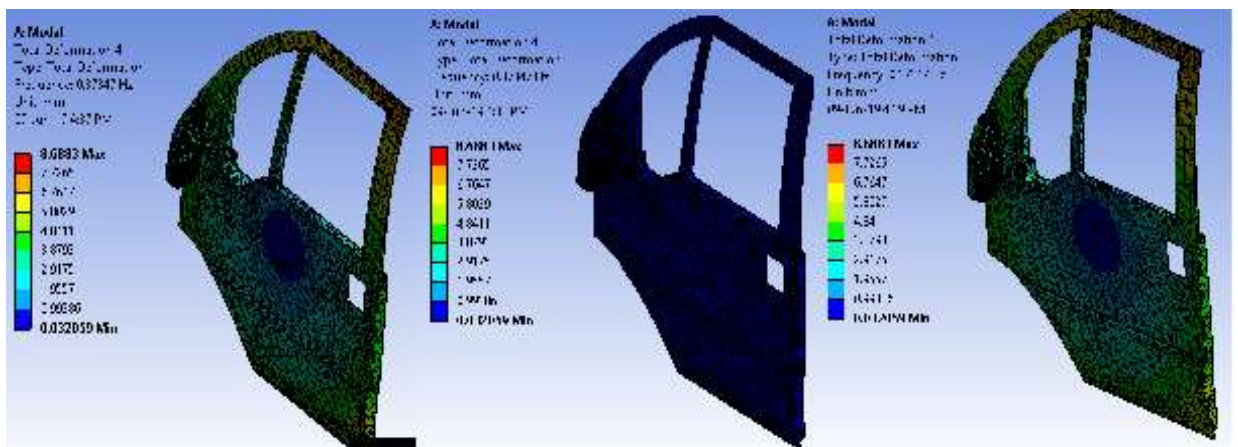
Fonte – Autoria própria

Figura 19 - Modo de vibrar 3, translação



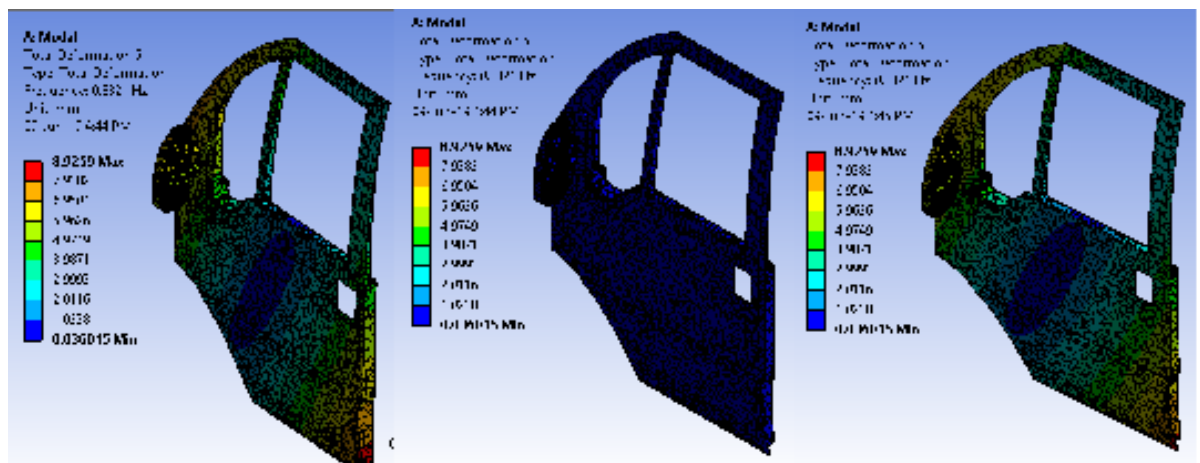
Fonte – Autoria própria

Figura 20 - Modo de vibrar 4, rotação



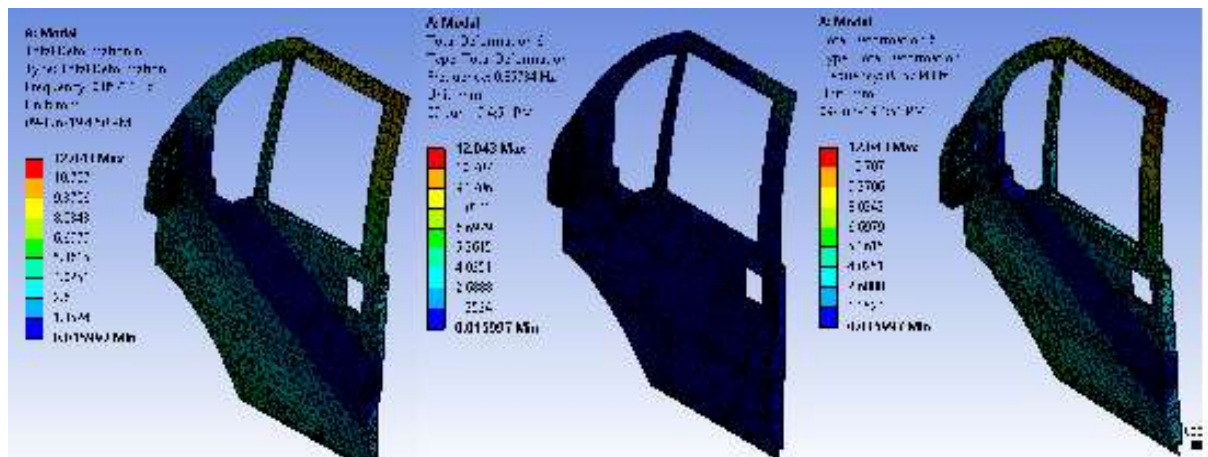
Fonte – Autoria própria

Figura 21 - Modo de vibrar 5, rotação



Fonte – Autoria própria

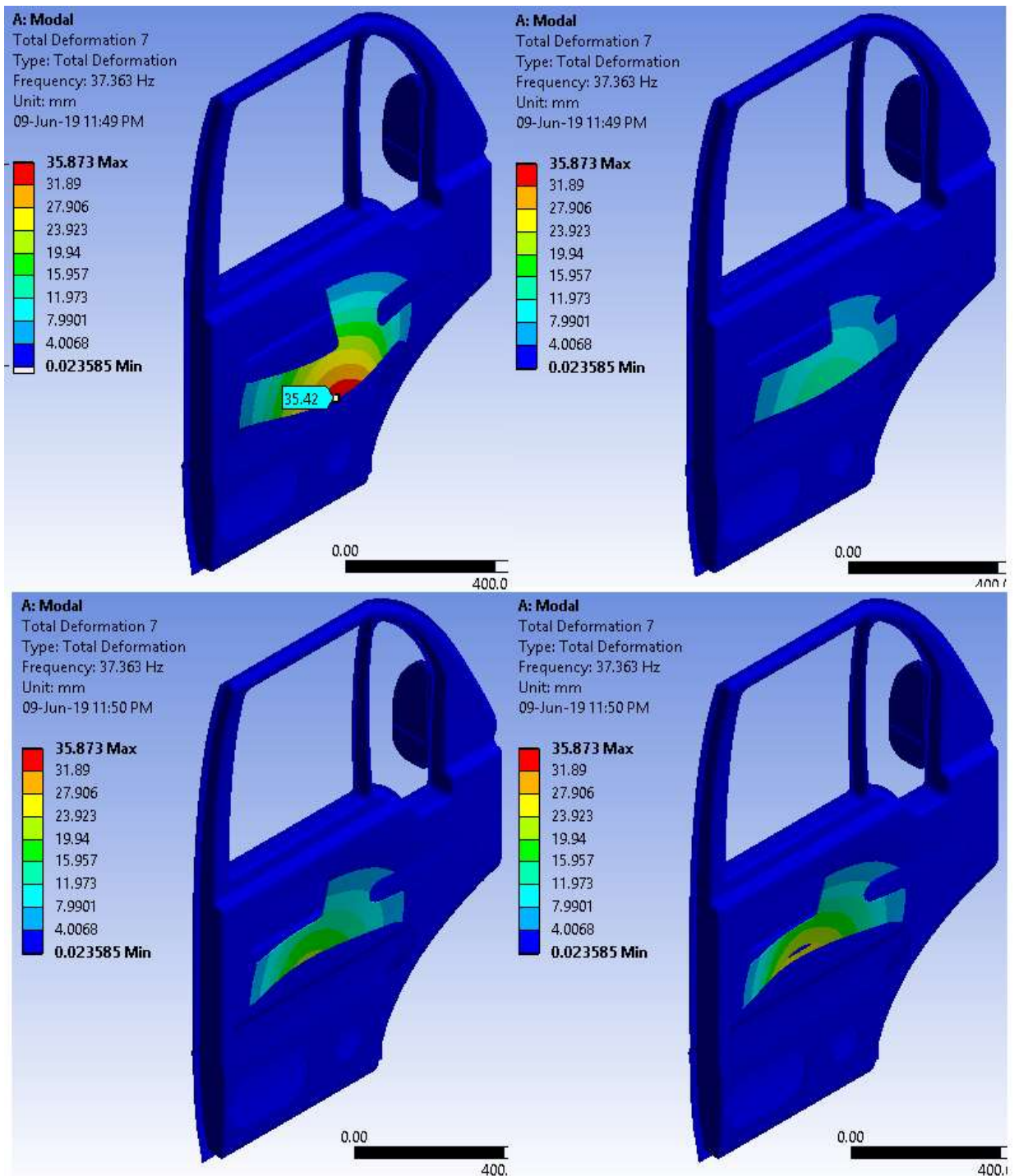
Figura 22 - Modo de vibrar 6



Fonte – Autoria própria

Os demais modos de vibrar são relevantes ao estudo e possuem frequência de ressonância dentro da margem de 10 à 116,66 Herzt.

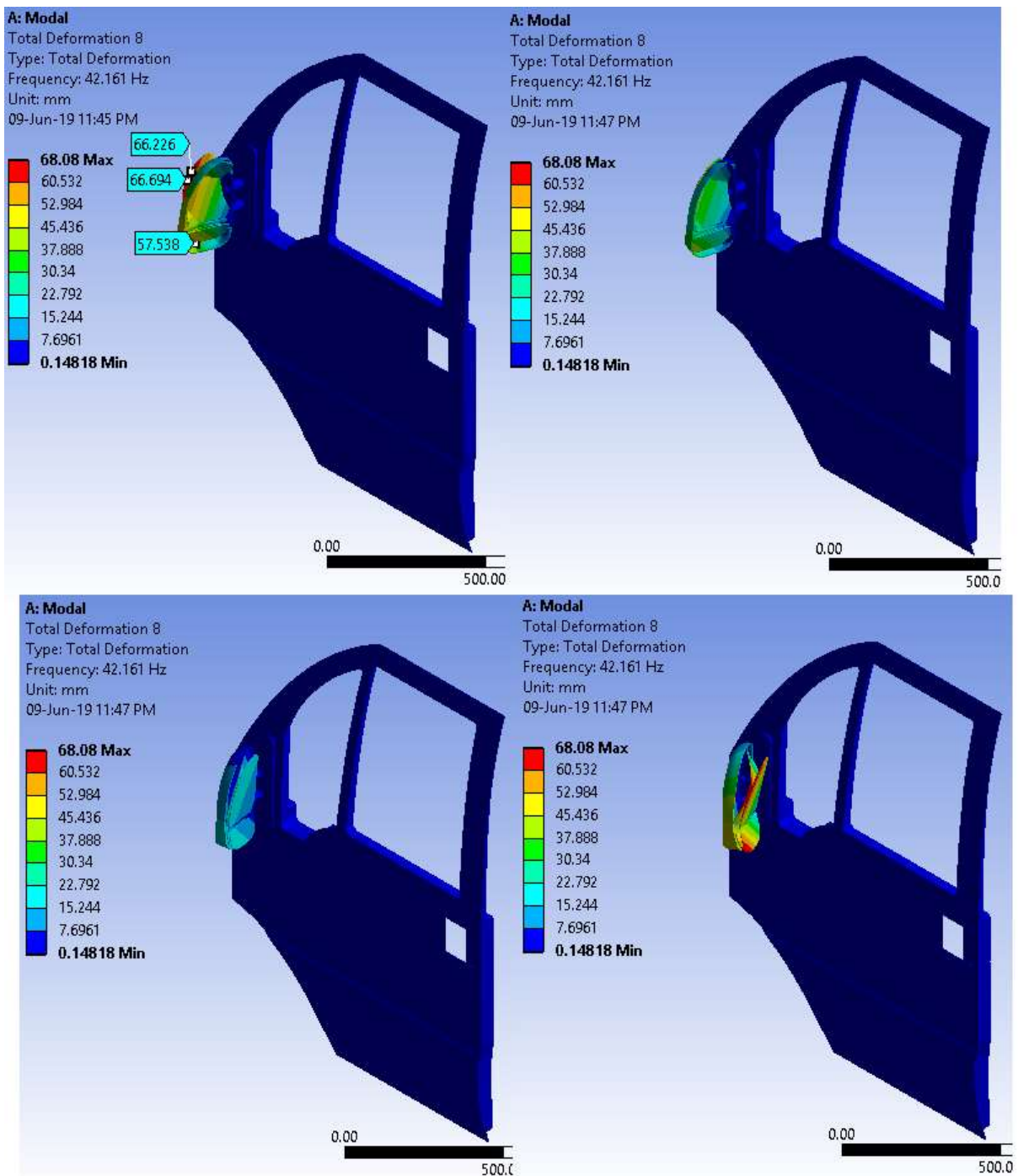
Figura 23 - Modo de vibrar 7



Fonte – Autoria própria

A sétima forma modal provoca pequeno deslocamento no espelho retrovisor. Se ocorrer ressonância, este pode ser prejudicial à ergonomia e gerar incomodo aos ocupantes do veículo.

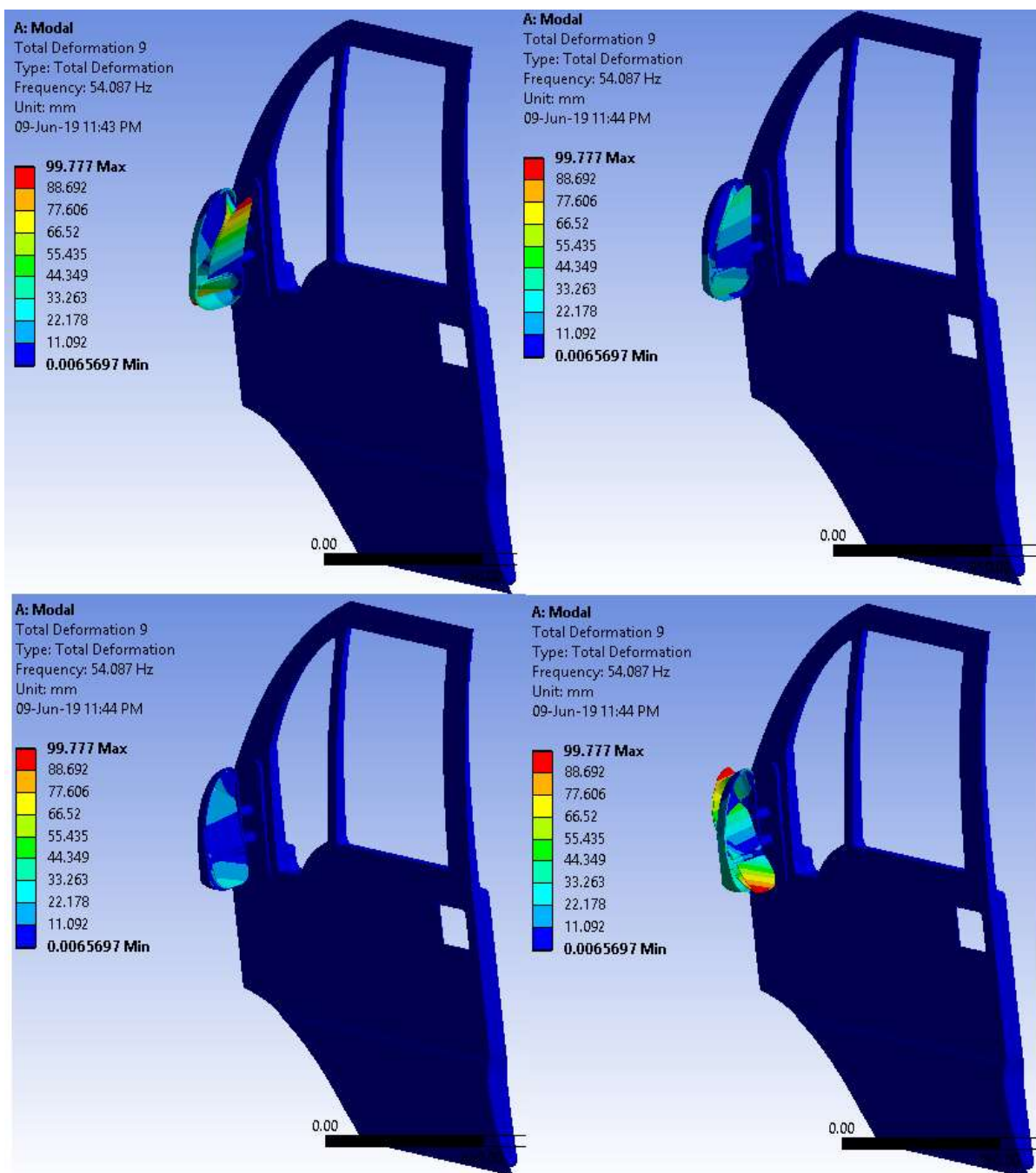
Figura 24 - Modo de vibrar 8



Fonte – Autoria própria

O modo de vibrar 8 apresentou deslocamento elevado no retrovisor, sendo que o mesmo possui o maior deslocamento de todo o conjunto. Este modo representa a total falha de funcionamento do conjunto.

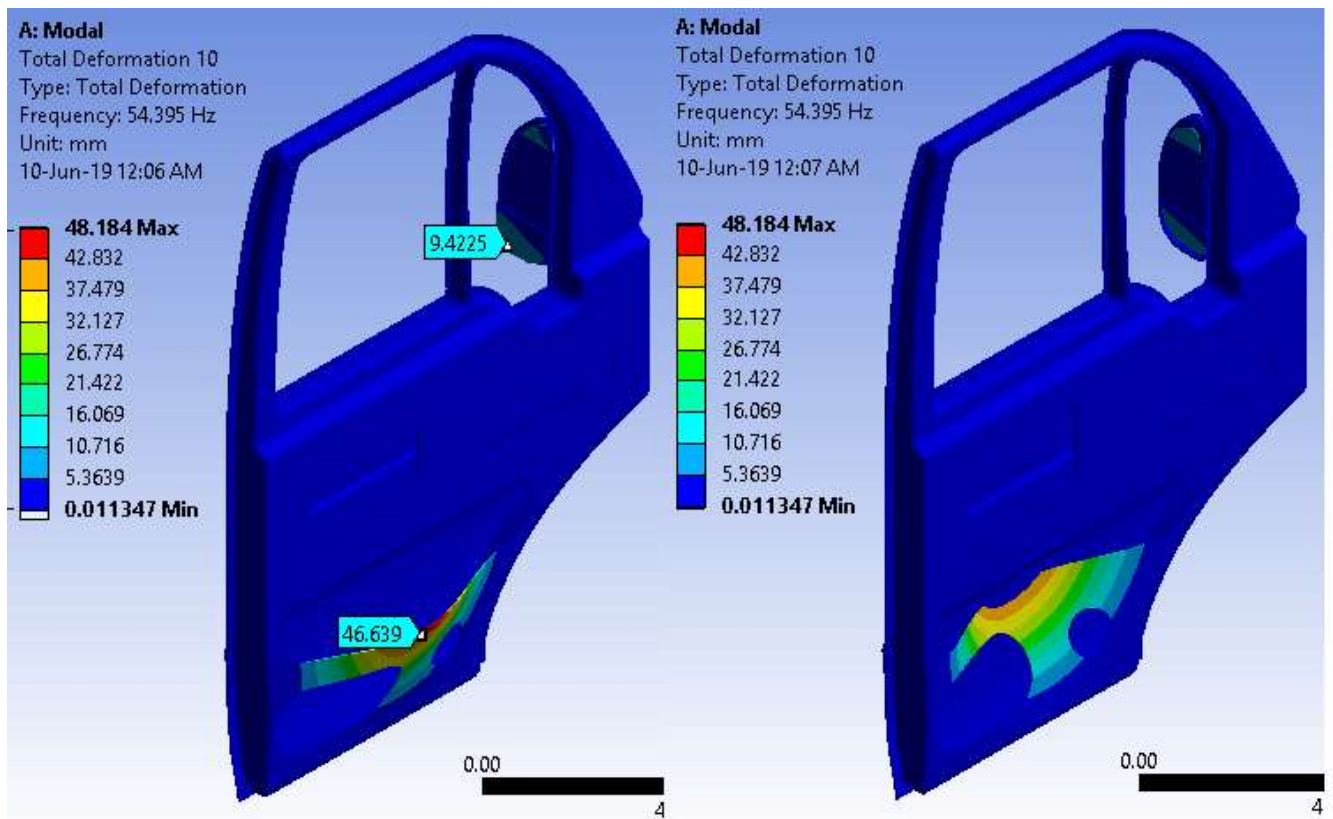
Figura 25 - Modo de vibrar 9



Fonte – Autoria própria

O modo de vibrar 9, assim como o modo 8, apresentou grande deslocamento no retrovisor, sendo que o mesmo possui o maior deslocamento de todo o conjunto. Este modo também representa a total falha de funcionamento do conjunto.

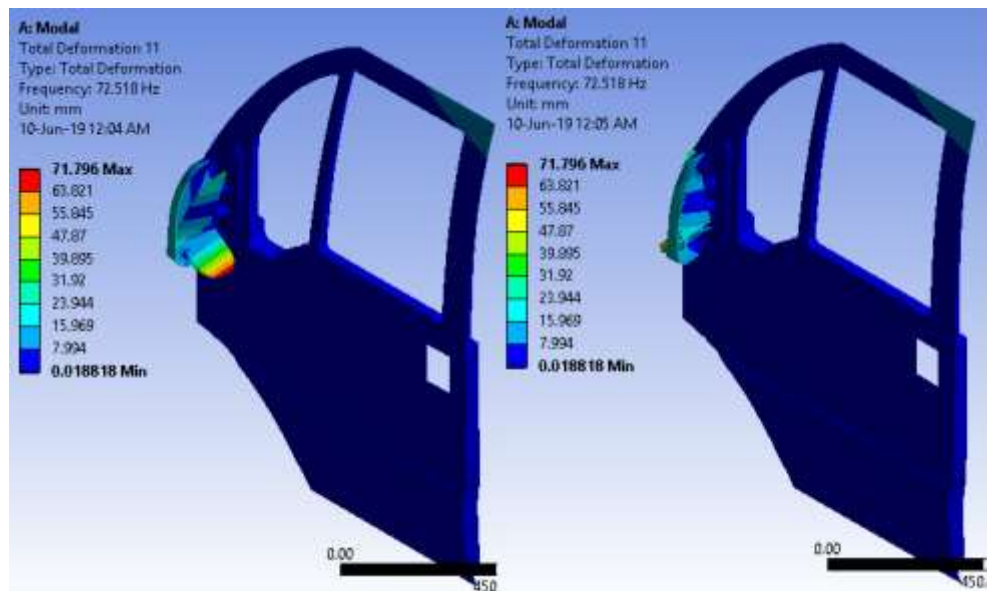
Figura 26 - Modo de vibrar 10



Fonte – Autoria própria

O modo de vibrar 10 apresentou significativo deslocamento no retrovisor. Apesar de não ser o maior deslocamento do conjunto, este deslocamento compromete o ideal funcionamento do conjunto, portanto, sendo também uma das frequências capazes de gerar uma situação de risco. O maior deslocamento foi na chapa interna da porta.

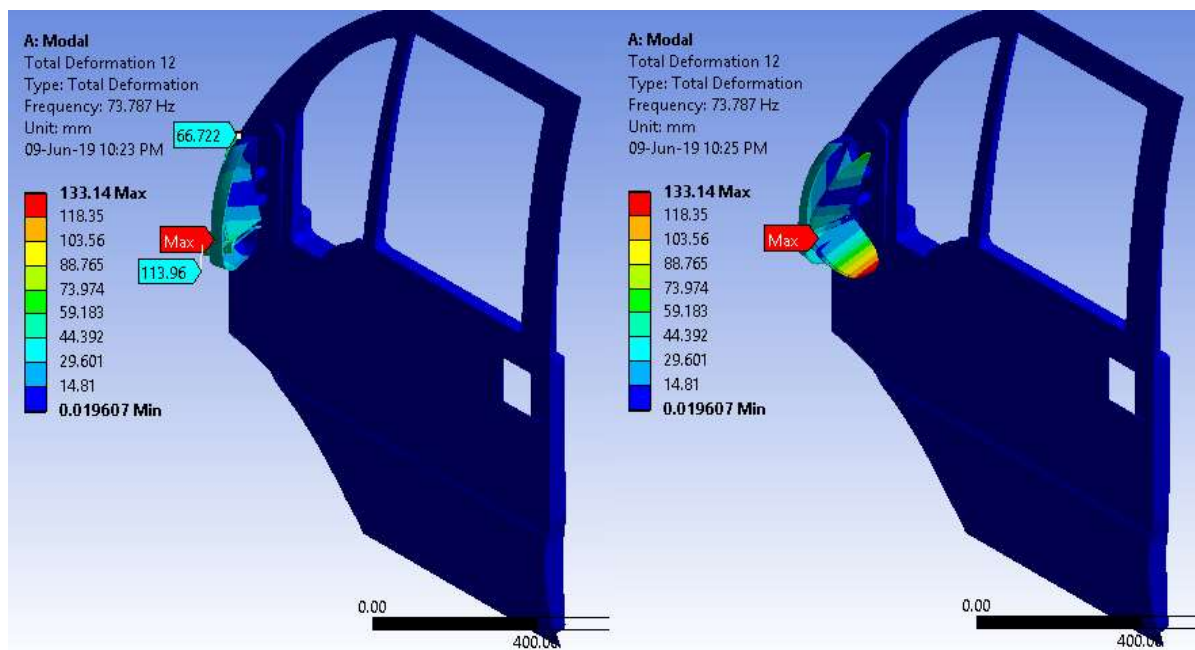
Figura 27 - Modo de vibrar 11



Fonte – Autoria própria

O modo de vibrar 11 apresentou grande deslocamento no retrovisor, sendo que o mesmo possui o maior deslocamento de todo o conjunto. Também apresenta pequena torção no sentido vertical, sendo possível observá-lo na extremidade superior da porta.

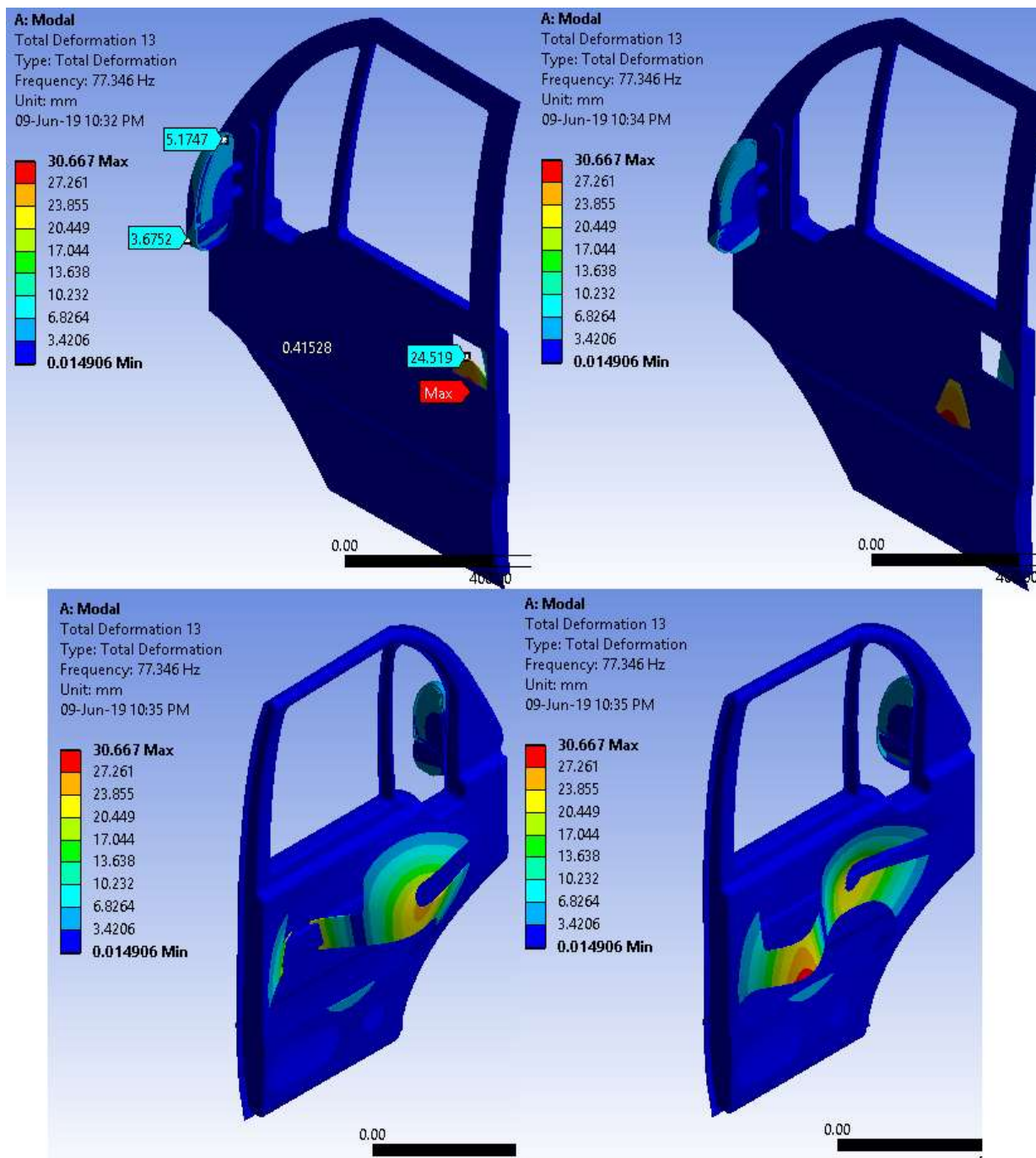
Figura 28 - Modo de vibrar 12



Fonte – Autoria própria

O modo de vibrar 12 apresentou deslocamento nos suportes dos espelhos e consequentemente nos espelhos, comprometendo por completo o funcionamento dos mesmos. As demais partes do conjunto não apresentaram deslocamentos.

Figura 29 - Modo de vibrar 13

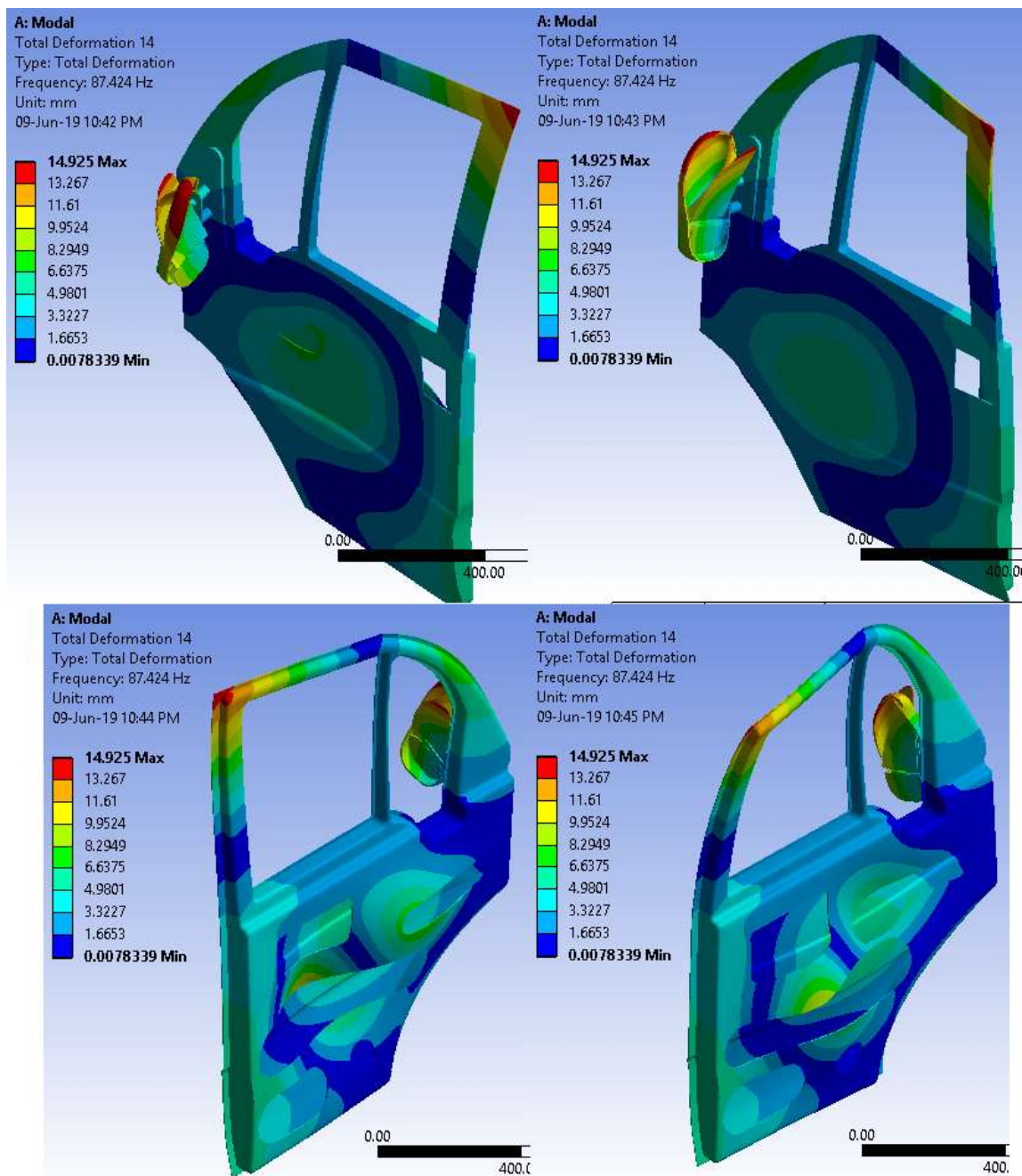


Fonte – Autoria própria

O modo de vibrar 13 apresentou significativo deslocamento no retrovisor. Apesar de não ser o maior deslocamento do conjunto, este compromete o ideal

funcionamento do conjunto. A estrutura da porta apresentou bastante torção, principalmente na chapa interna.

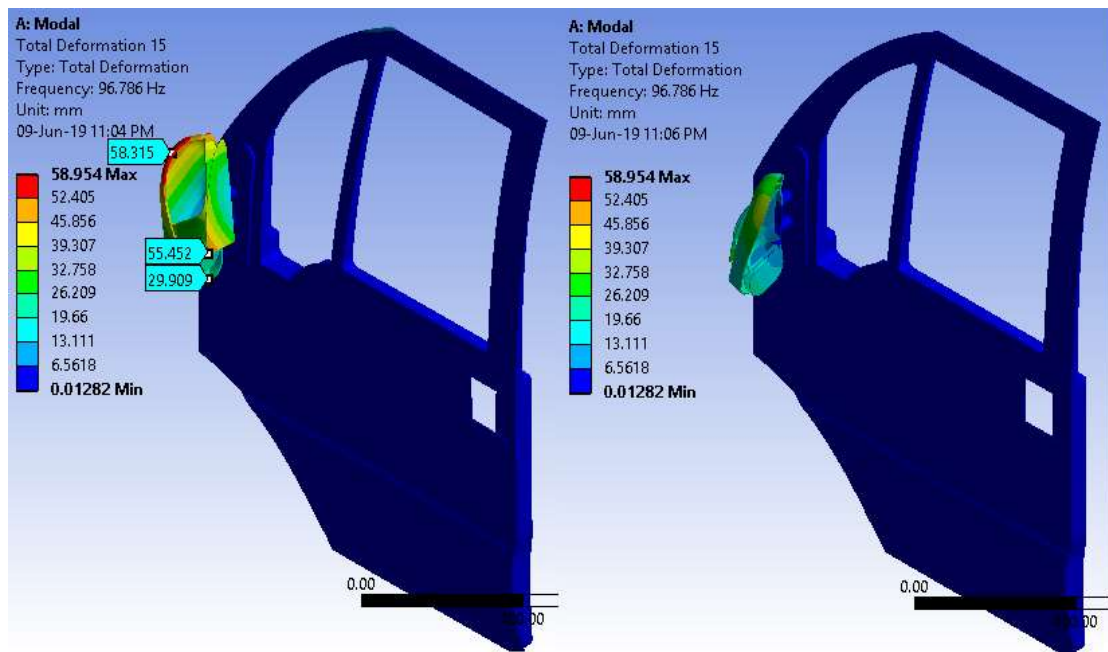
Figura 30 - Modo de vibrar 14



Fonte – Autoria própria

O modo de vibrar 14 apresentou deslocamento no conjunto por completo. Observa-se a torção de toda estrutura da porta e conseqüentemente deslocamento nos espelhos retrovisores.

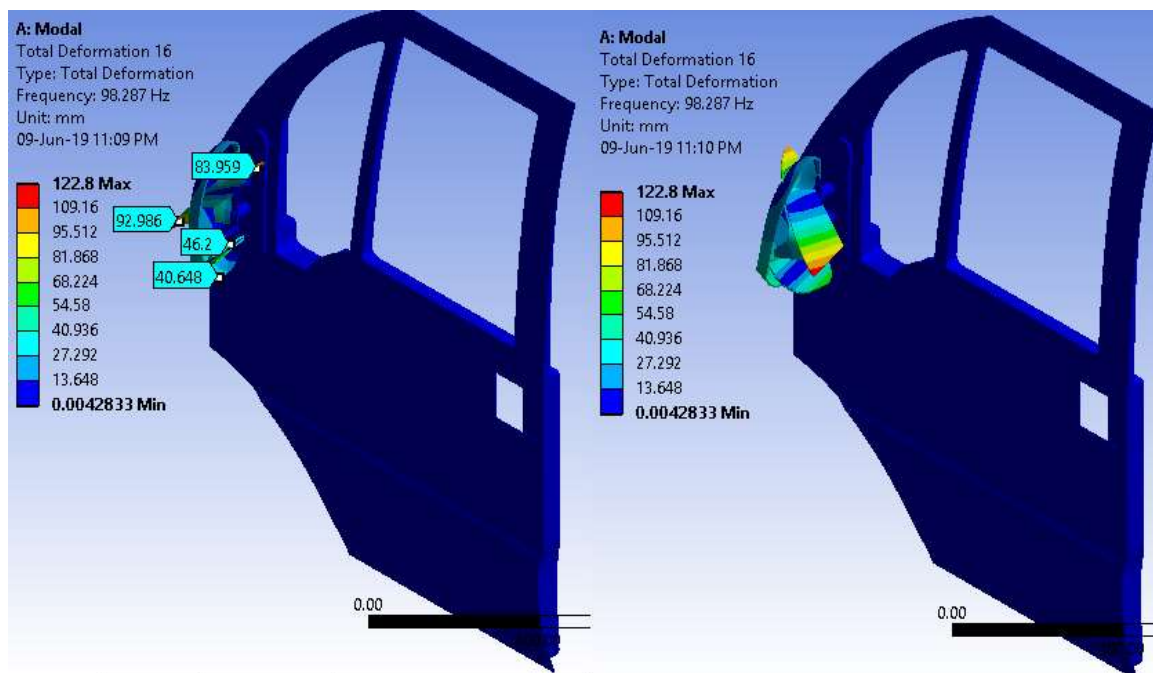
Figura 31 - Modo de vibrar 15



Fonte – Autoria própria

O modo de vibrar 15 apresentou deslocamento nos suportes do espelhos, e conseqüentemente nos espelhos. As demais partes do conjunto não apresentaram deslocamentos.

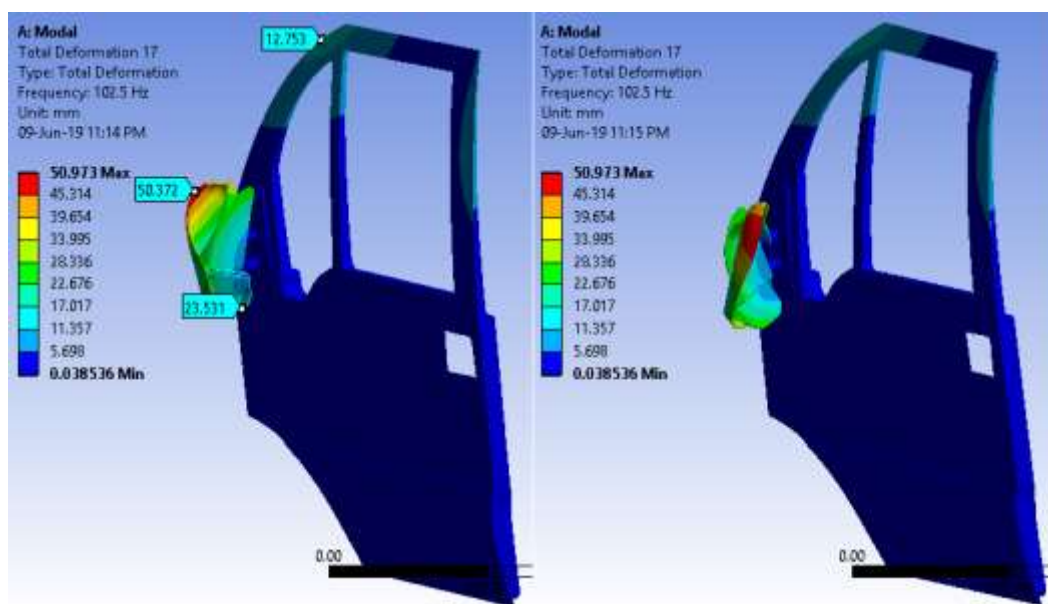
Figura 32 – Modo de vibrar 16



Fonte – Autoria própria

O modo de vibrar 16 apresentou deslocamento nos suportes do espelhos e consequentemente nos espelhos. As demais partes do conjunto não apresentaram deslocamentos.

Figura 33 - Modo de vibrar 17



Fonte – Autoria própria

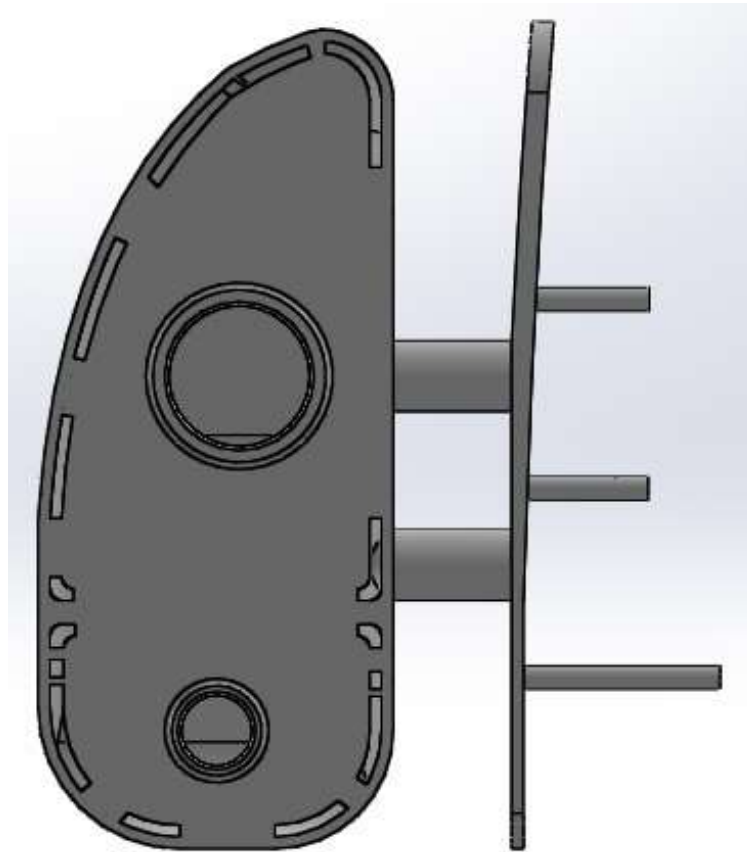
O modo de vibrar 17 apresentou deslocamento na estrutura em ABS do retrovisor, e consequentemente nos espelhos. A estrutura da porta apresentou significativa torção.

4.1 Análise do Conjunto com Rigidez Alterada

Duas partes do conjunto, Figura 34 e 35, que apresentaram grande deformação tiveram sua rigidez alterada, a fim de se diminuir o número de modos de vibrar com frequência de ressonância dentro das faixas de operação do motor.

Na estrutura do retrovisor, o suporte dos espelhos em ABS recebeu maiores reforços na conexão com a estrutura do retrovisor.

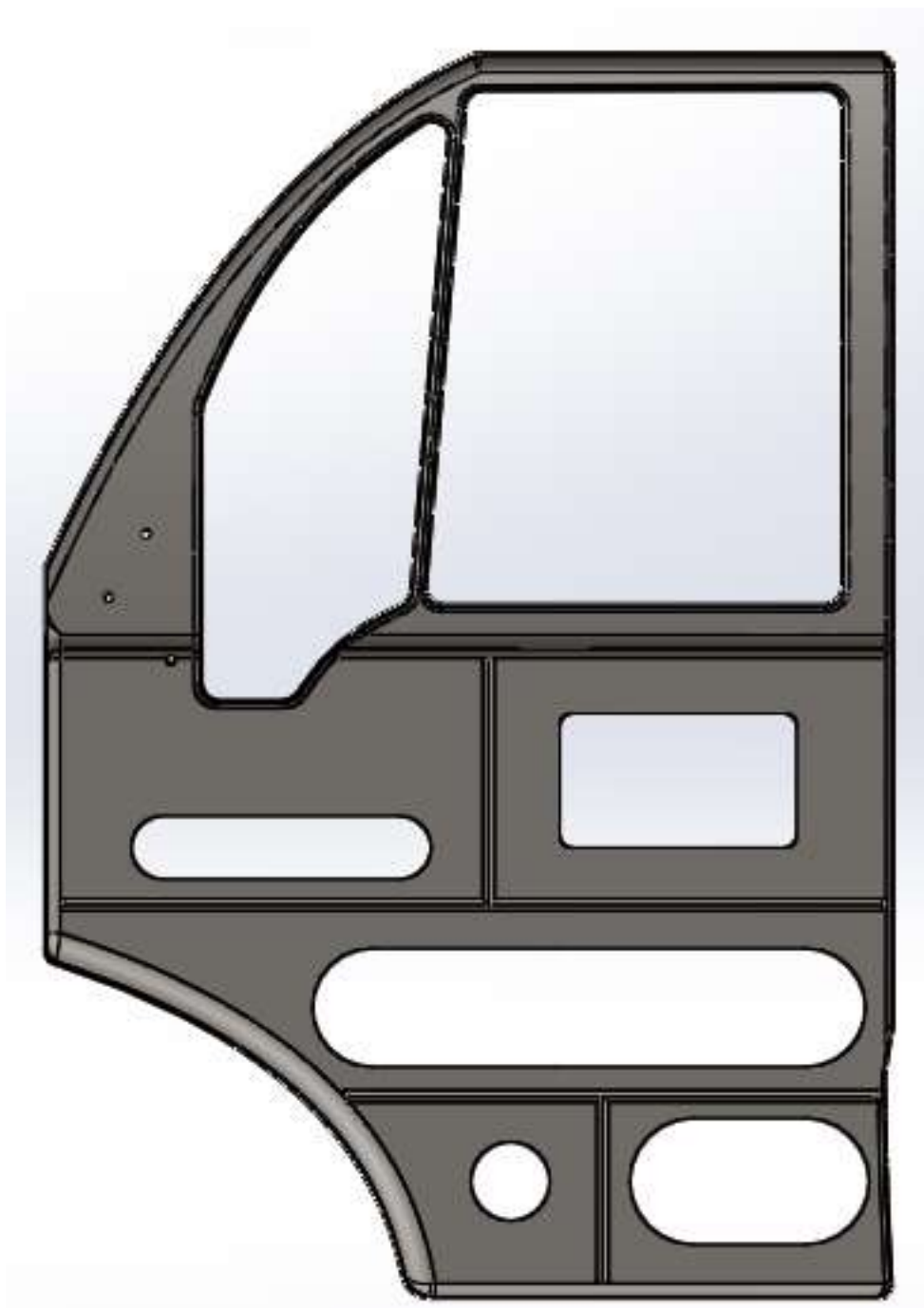
Figura 34 - Estrutura do retrovisor com rigidez alterada



Fonte – Autoria própria

A parte interna da estrutura da porta recebeu dois reforços em “T”, em aço AISI 1020. Estes reforços são soldados na estrutura.

Figura 35 - Parte interna da estrutura da porta com rigidez alterada



Fonte – Autoria própria

A Tabela 2 apresenta as frequências de ressonância do modelo com alterações na rigidez:

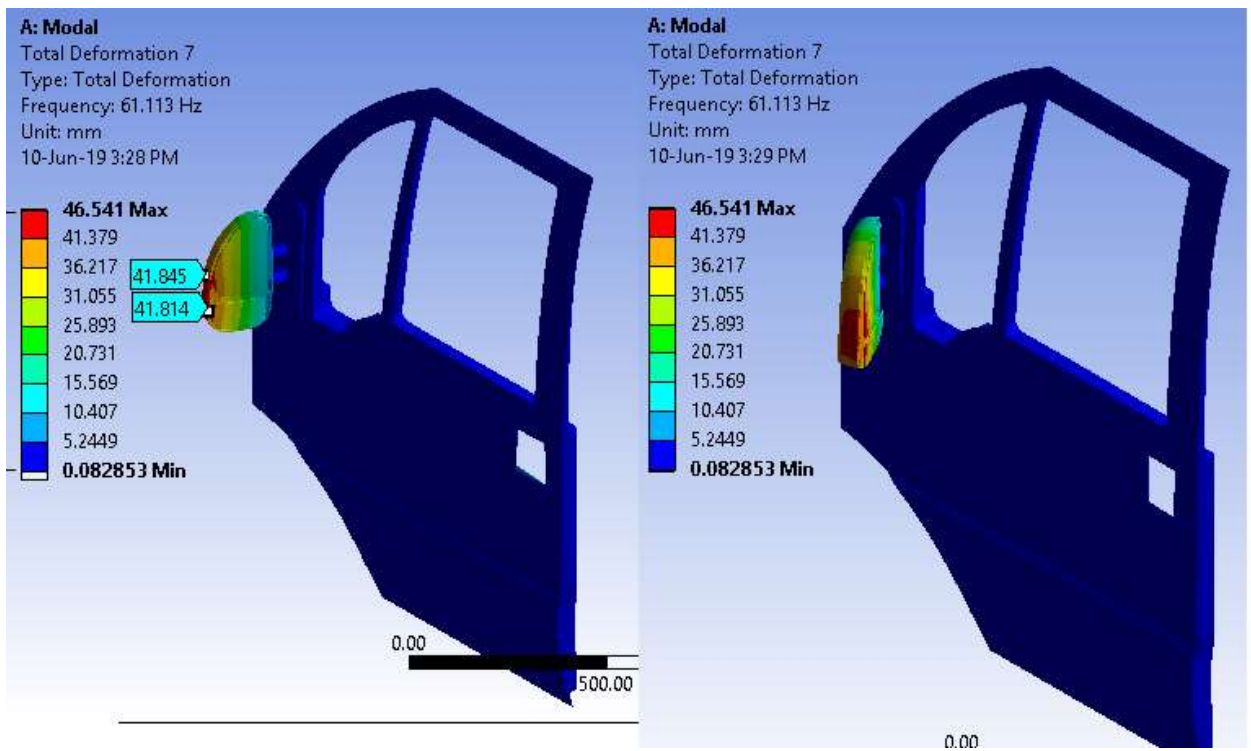
Tabela 2 – Frequências naturais, modelo com rigidez alterada

Modo de vibrar	Frequência (Hz)
1	0
2	0,00266
3	0,00501
4	0,4658
5	0,8455
6	0,926
7	61,113
8	61,912
9	71,984
10	86,916
11	102,5
12	117,9
13	133,95
14	139,36
15	149,98
16	160,14
17	175,2

Fonte – Autoria própria

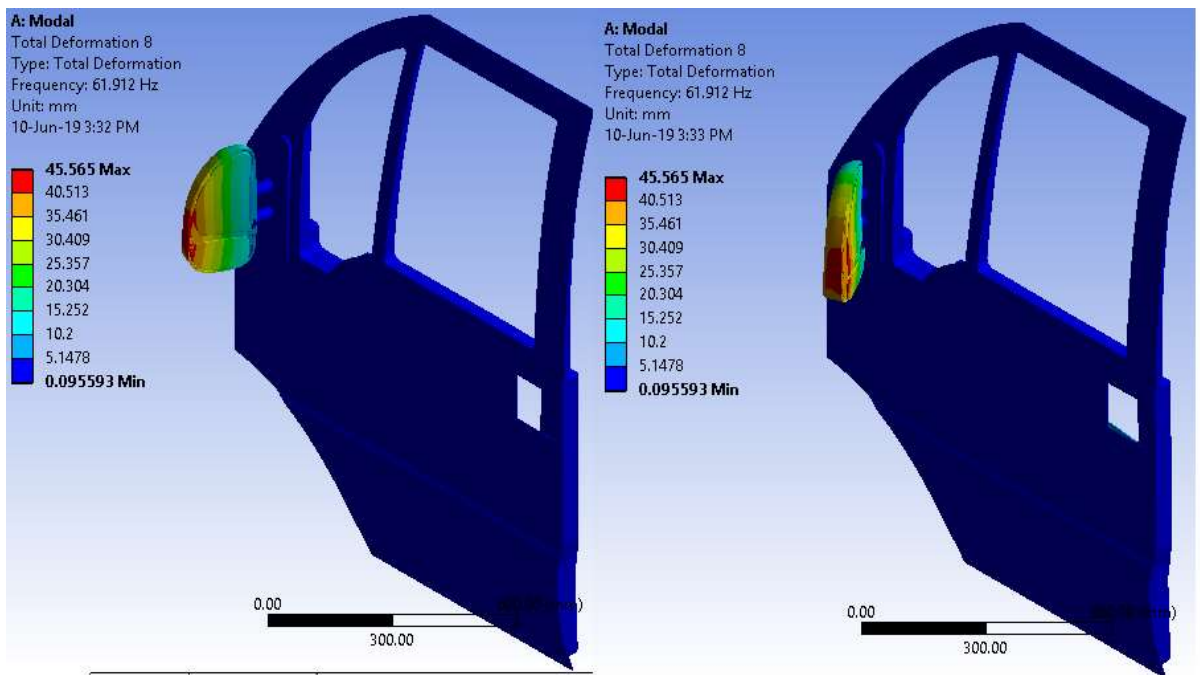
Os seis primeiros modos, são os modos de corpo rígido, por isso não serão considerados na análise. Observa-se que apenas 5 modos de vibrar estão com frequência ressonante entre 13.333 e 116.66 Hertz, o que indica que as alterações na rigidez diminuíram o número de modos de vibrar com frequência de natural entre as faixas de operação do motor. Os modos 7, 8, 9, 10 e 11 e os deslocamentos, são apresentados nas Figuras 36, 37, 38, 39 e 40, respectivamente:

Figura 36 - Modo de vibrar 7, rigidez alterada



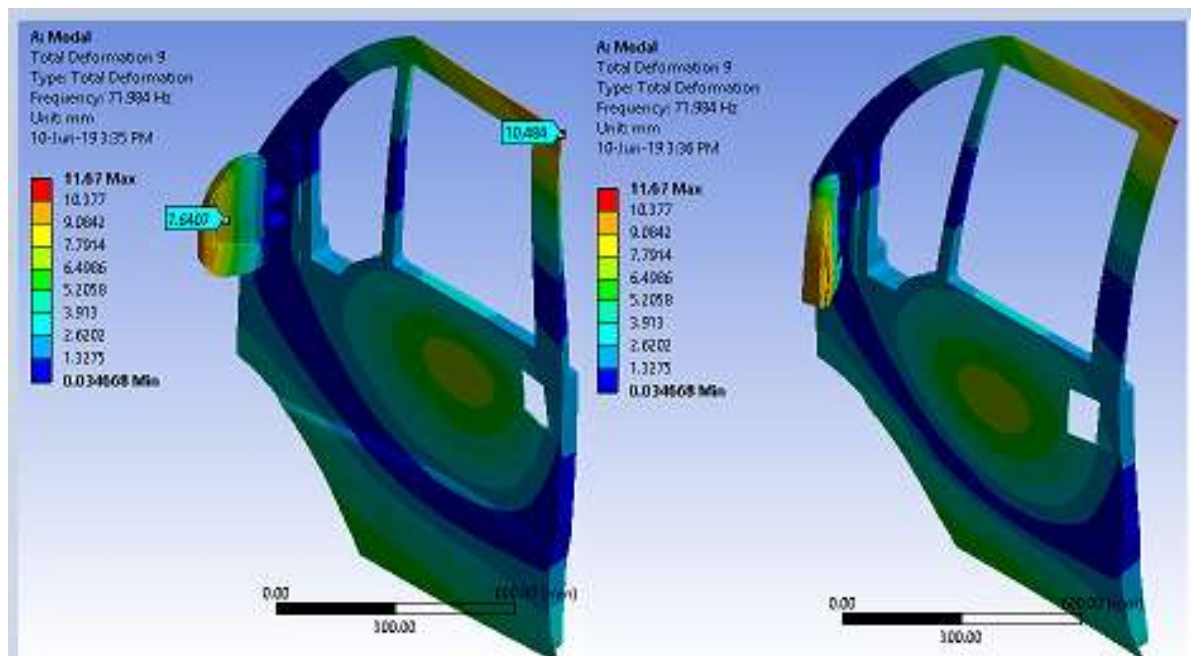
Fonte – Autoria própria

Figura 37 - Modo de vibrar 8, rigidez alterada



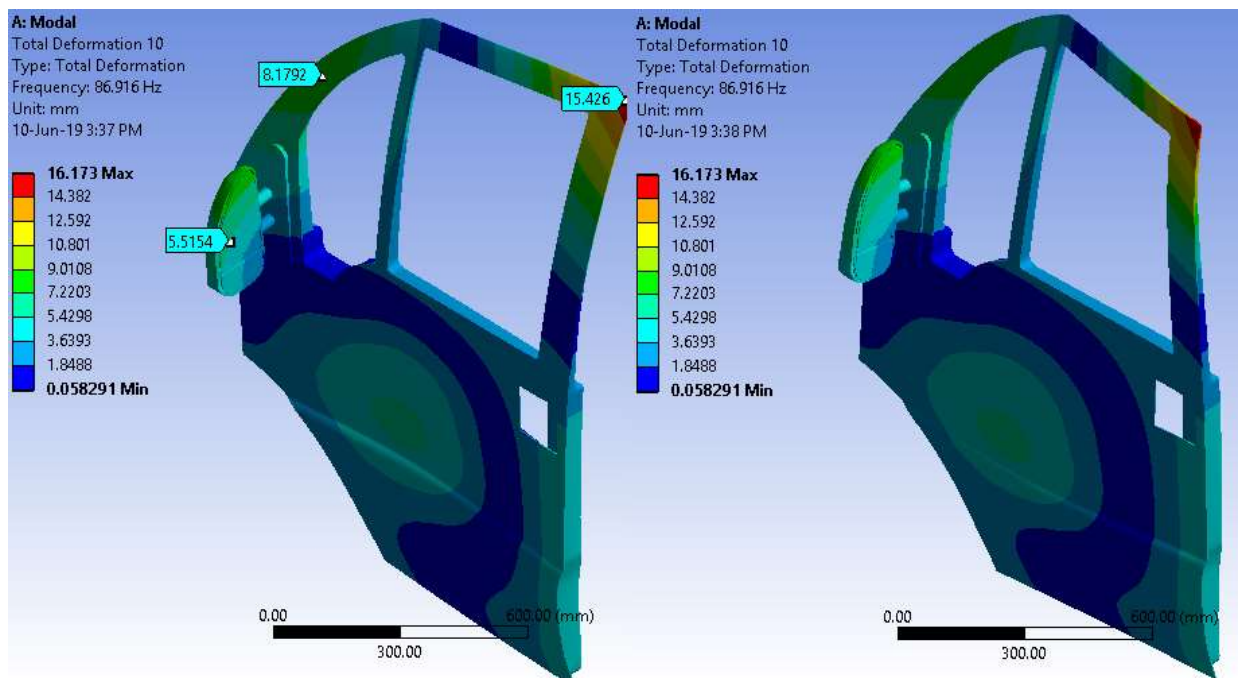
Fonte – Autoria própria

Figura 38 - Modo de vibrar 9, rigidez alterada



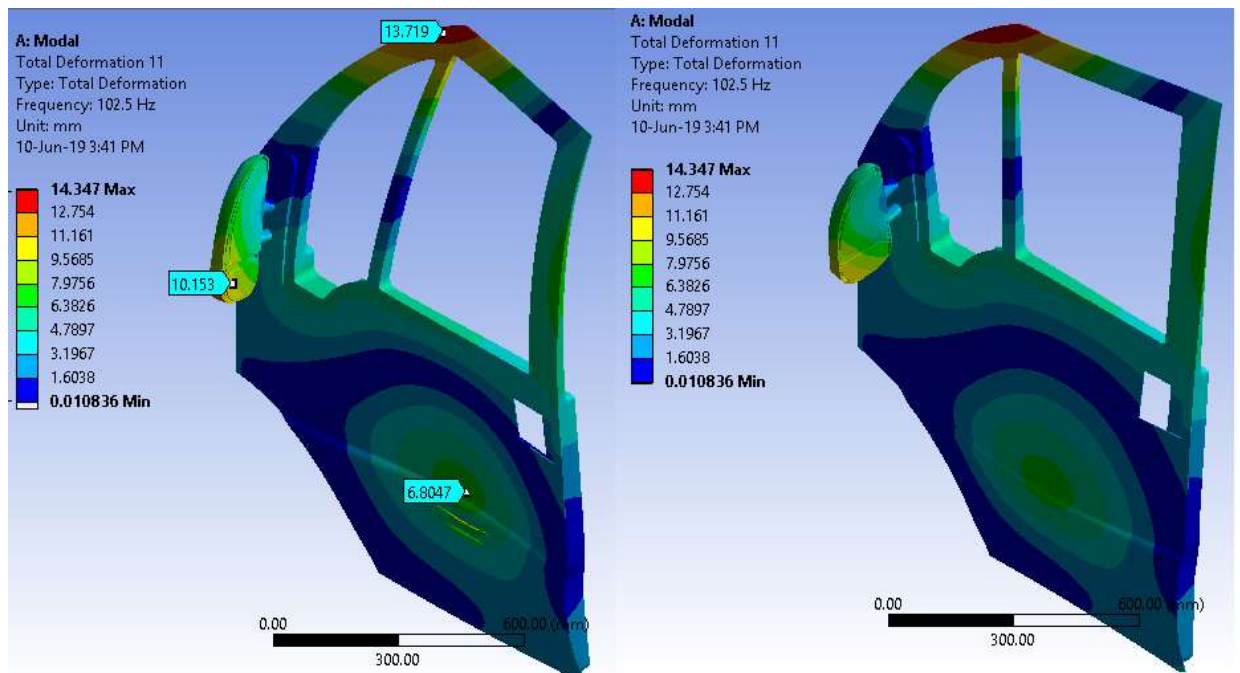
Fonte – Autoria própria

Figura 39 - Modo de vibrar 10, rigidez alterada



Fonte – Autoria própria

Figura 40 - Modo de vibrar 11, rigidez alterada



Fonte – Autoria própria

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Dos dezessete modos de vibrar estudados, os modos 8, 9, 11, 12, 14, 15, 16 e 17 apresentaram os maiores deslocamentos no retrovisor, o que resulta na completa falha de funcionamento, resultando então em situação de risco aos ocupantes do veículo e indivíduos na proximidade do mesmo.

Apesar dos outros modos apresentarem menor deslocamento, também devem ser considerados como risco, visto que também comprometem o funcionamento do espelho retrovisor. Por menor que seja o deslocamento do espelho, a situação de ressonância impossibilita que o motorista consiga enxergar com nitidez pelo espelho retrovisor.

A proposta de solução ao problema, por meio de se aumentar a rigidez do conjunto porta e retrovisor com barras em "T" e reforços na conexão em ABS, apresentou melhora significativa, diminuindo de 10 para 5, o número de modos que possuem frequência de ressonância entre 13,333 e 116,66 Hertz. A alteração na rigidez somou 2,049 kilogramas ao conjunto, um valor não expressivo em relação à massa total de veículos do tipo furgão em geral, portanto, aceitável. Com mais alterações na rigidez do conjunto, é possível diminuir ainda mais o número de modos de vibrar com frequências naturais entre as faixas de operação do motor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, Márcio T de. *Vibrações mecânicas para engenheiros*. 2. ed., São Paulo: Edgard Blücher, 1990.

CHUVAS, Tatiane de C. Estudo da influência dos parâmetros de tratamento de alívio das tensões residuais por vibração mecânica em juntas soldadas a plasma. 2012. 103 f. Dissertação (Mestrado em Ciências em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia, Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2012.

EWINS, D. J., 2000. *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. John Wiley, Philadelphia, 2nd edition.

ESSS, Método de Elementos Finitos: o que é. Disponível em: <<http://www.esss.com.br/blog/2016/01/metodo-dos-elementos-finitos-o-que-e/>> . Acesso em 19 abr, 2017.

FORMENTI, Davi L.; RICHARDSON, Mark H.. *Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials (twenty years of progress)*. In: IMAC conference, 1., Orlando, Proceedings: Orlando, Califórnia, 1982.

IGLESIAS, A. M. 2000. *Investigating various modal analysis extraction techniques to estimate damping ratio*. Thesis of master degree submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia.

KOUROUSSIS, G., BEN FEKIH, L., CONTI, C., VERLINDEN, O. 2012. *EasyMod: a matlab/scilab toolbox for teaching modal analysis*. Proceedings of the 19th International Congress on Sound and Vibration, Vilnius (Lituânia), July 9-12.

LEME, Leandro M M. Estudo Comparativo de Técnicas de Análise Modal Experimental no Domínio da Frequência em uma Barra na Condição de Contorno

Livre-Livre. 2014. 88 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Pato Branco, 2014.

LIMA, Luis P M. Uma Breve Introdução à Análise Modal de Vibrações. 2016. 68 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Mato Grosso, Rondonópolis, 2016.

MASOTTI, Diego. COMPARAÇÃO DE MÉTODOS DE DETERMINAÇÃO DO AMORTECIMENTO ESTRUTURAL ATRAVÉS DE TÉCNICAS DE AJUSTE DE CURVAS DE FUNÇÕES RESPOSTA EM FREQUÊNCIA. 2013. 187 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013.

NETO, Adriano J. Estudo de Teste Modal por Martelo de Impacto e Correlação de Simulação Transiente Usando Método de Elementos Finitos: Um Caso Industrial. 2016. 53 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Carlos, 2016.

RAO, Singiresu. Vibrações mecânicas. 4. ed., São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

SCHWARZ, Brian J.; RICHARDSON, Mark H. Experimental Modal Analysis. In: CSI Reliability Week, 1999. Proceedings: Jamestown, Califórnia, 1999.

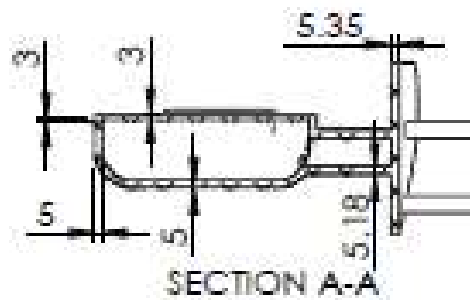
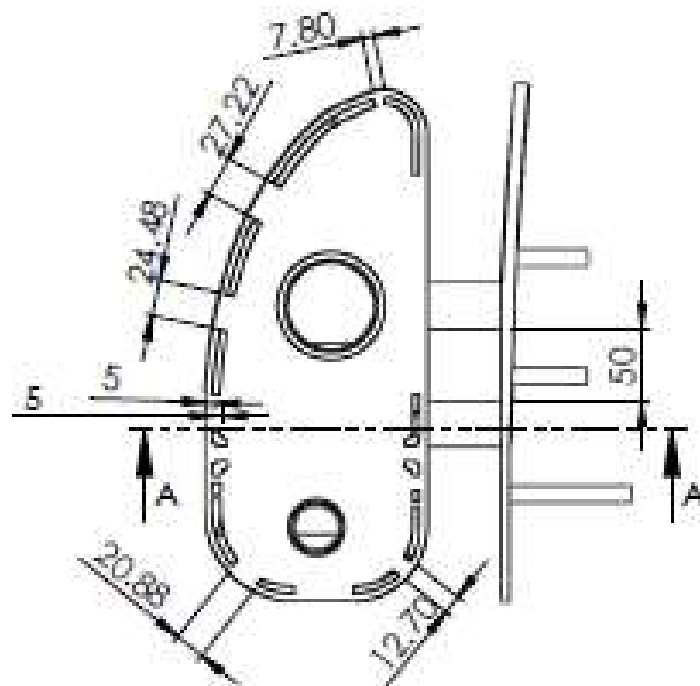
SILVA, Anorosval P. L.; PEGORARO, Maurício; NOVAK, Paulo R.; GOMES, Francisco A. A.; FERREIRA, Douglas da C. Comparação de Métodos de Análise Modal Experimental Aplicado a Um Pórtico Plano em Escala Reduzida. CILAMCE 2016. Brasília, Distrito Federal, Brasil.

SILVA, Samuel. Vibrações mecânicas. Academia.edu. Disponível em: <http://www.academia.edu/9088620/Universidade_Estadual_do_Oeste_do_Paran%C3%A1_Vibra%C3%A7%C3%B5es_Mec%C3%A2nicas>. Acesso em: 18 abr. 2017.

SOEIRO, N. S.; SAMIR, N. Y. G. & COELHO, Bento J. L. Determinação numérica e experimental de uma caixa de engrenagem de uso veicular. Congresso TecniAcustica, Madri, Espanha, 2000.

Narayan, K. Lalit (2008). Computer Aided Design and Manufacturing. New Delhi: Prentice Hall of India.

APÊNDICE A – DESENHO TÉCNICO DO CONJUNTO



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Retrovisor, rigidez alterada

Escala:

1:5

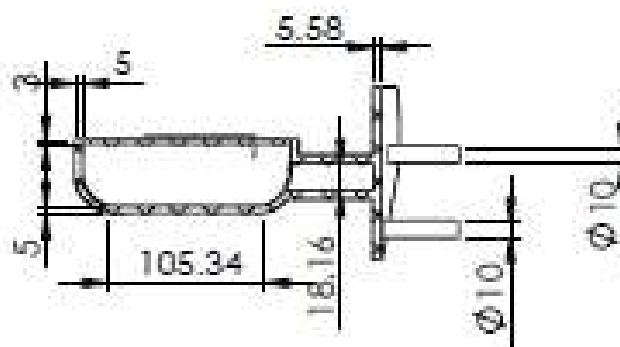
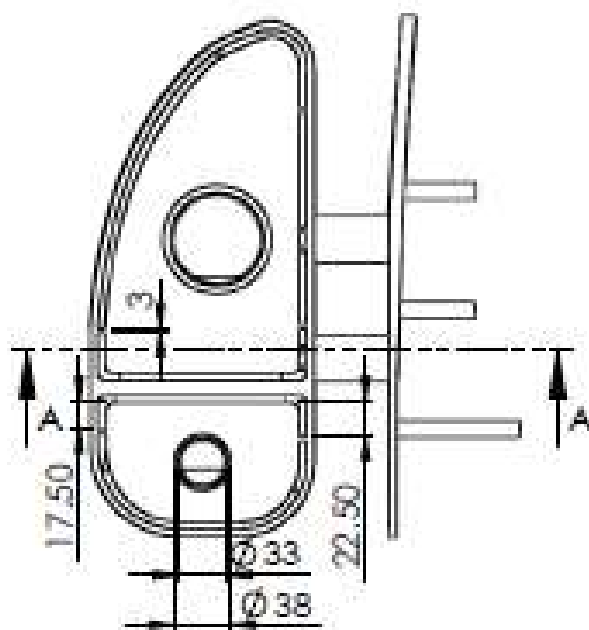
Projeta:

Luciano Forner

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR



SECTION A-A

Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Retrovisor

Escala:

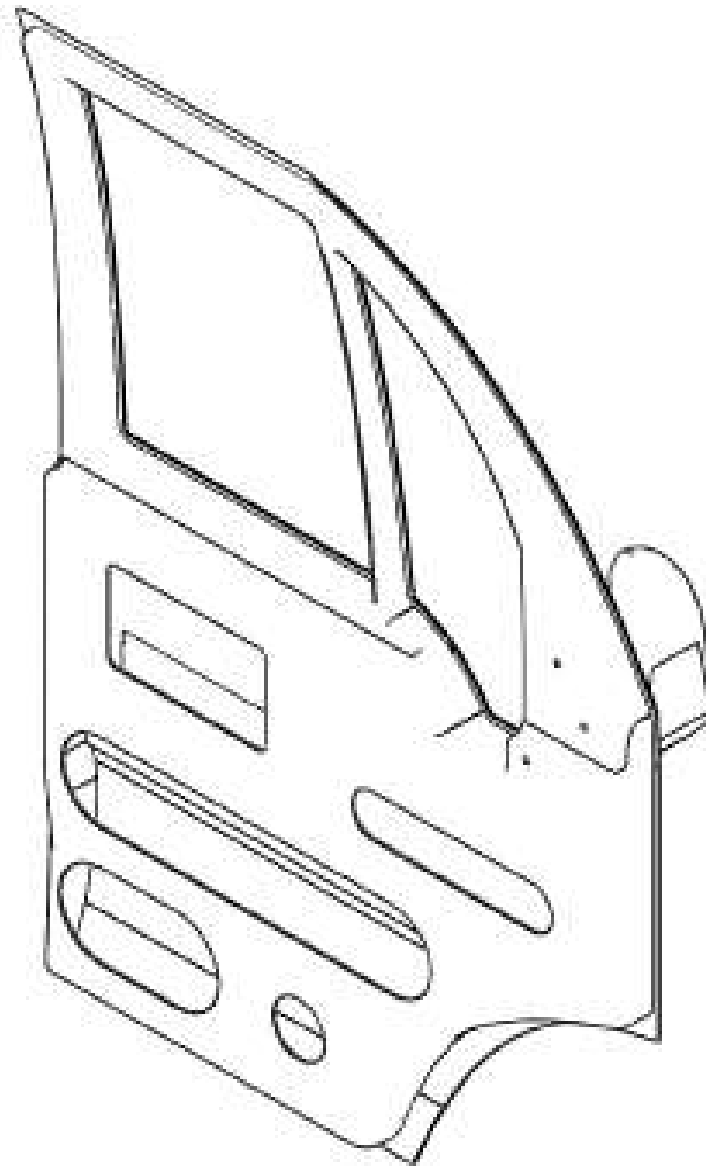
1:5

Projetista:

Luciano Fomer

Revisão:

Paulo Rogério Navak



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Montagem do Conjunto

Escala:

1:10

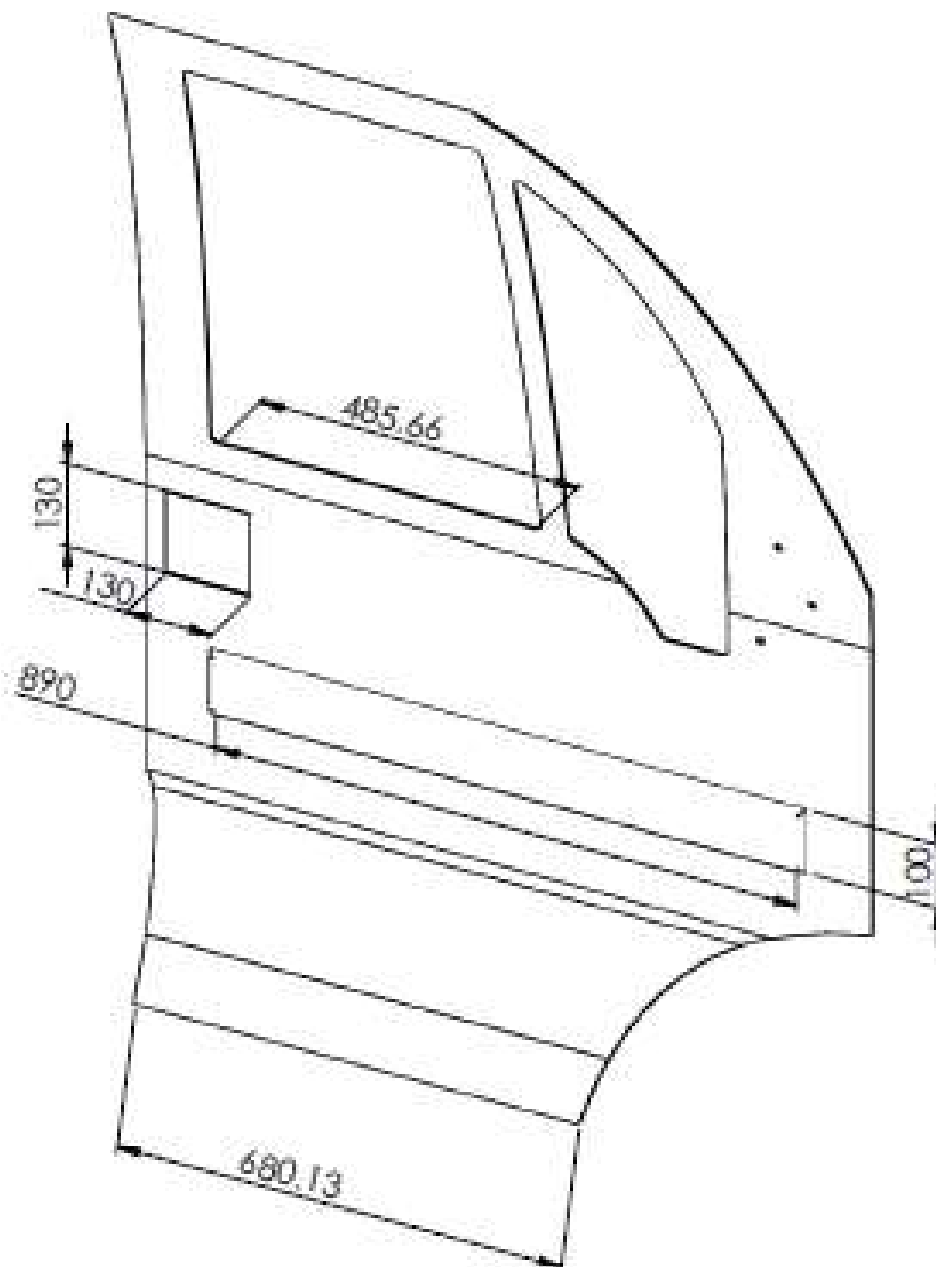
Projetista:

Luciano Fornier

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR



Projeto:
Trabalho de Conclusão de Curso

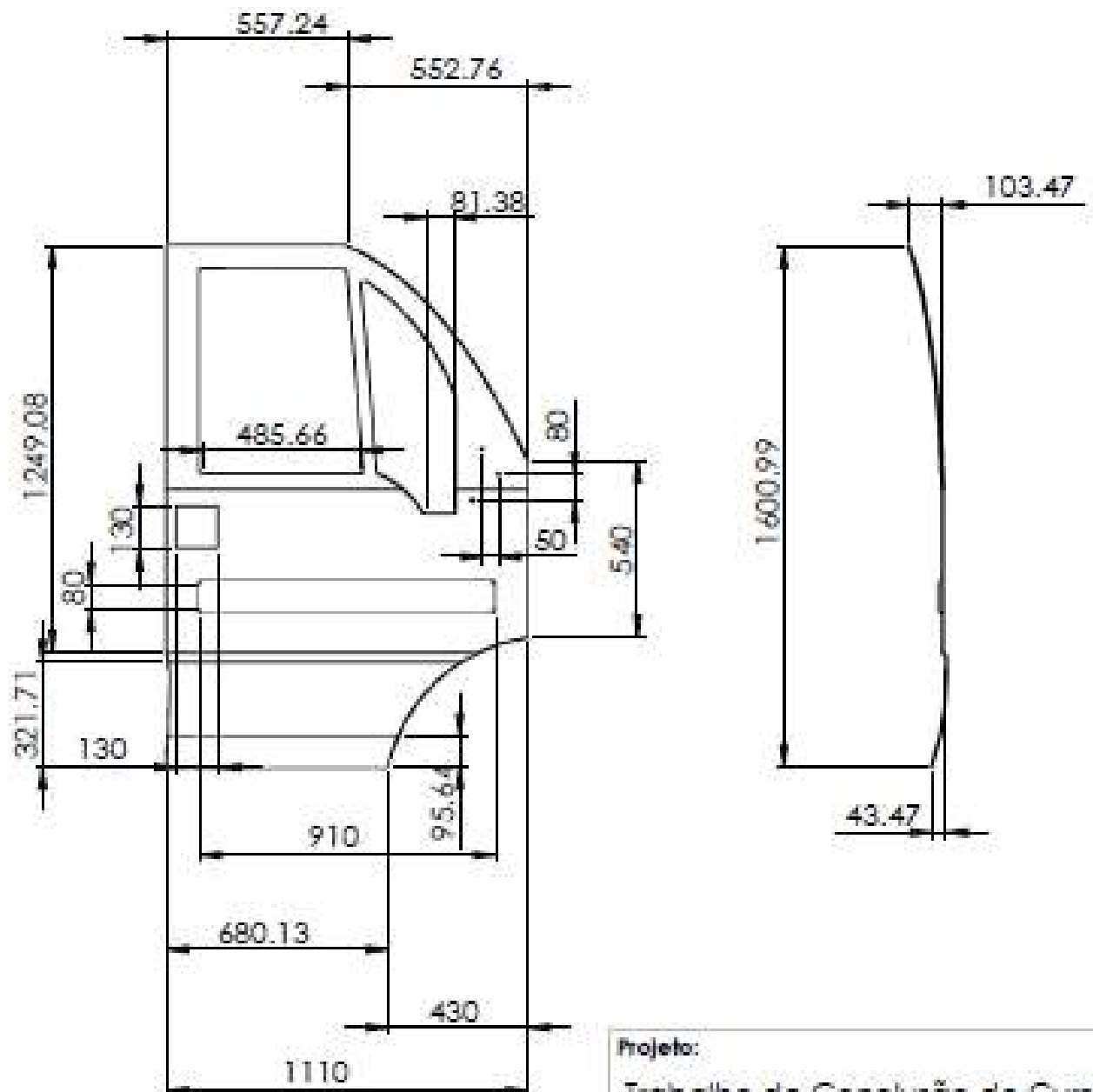
Componente:
Chapa externa

Escala:
1:10

Projetista:
Luciano Fomer

UTFPR

Revisão:
Paulo Rogério Novak



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Chapa externa

Projetista:

Luciano Forner

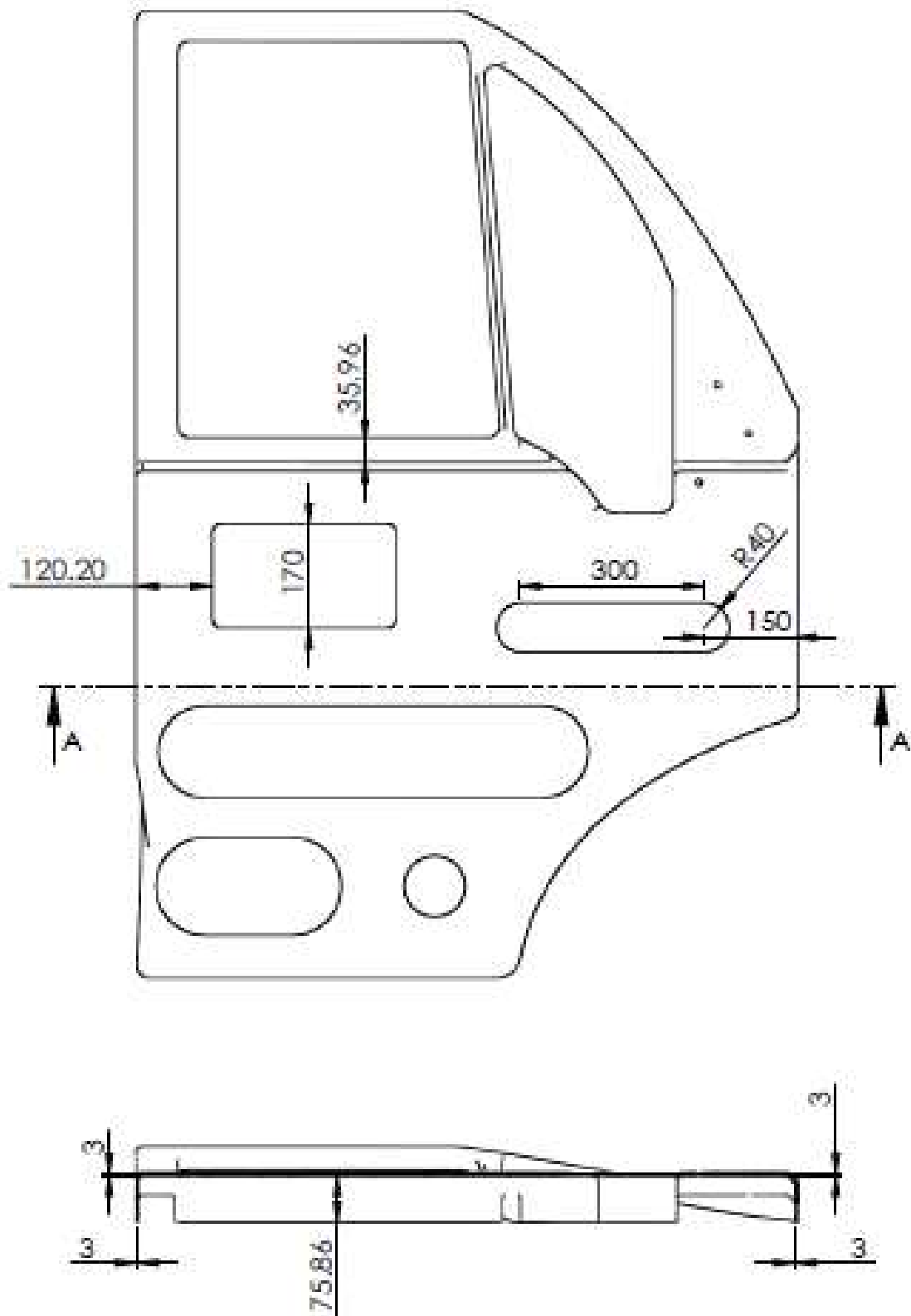
Revisão:

Paulo Rogério Novak

Escala:

1:20

UTFPR



SECTION A-A
SCALE 1 : 10

Observação: Espessura de 3 milímetros por toda a chapa.

Escala:

1:10

UTFPR

Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

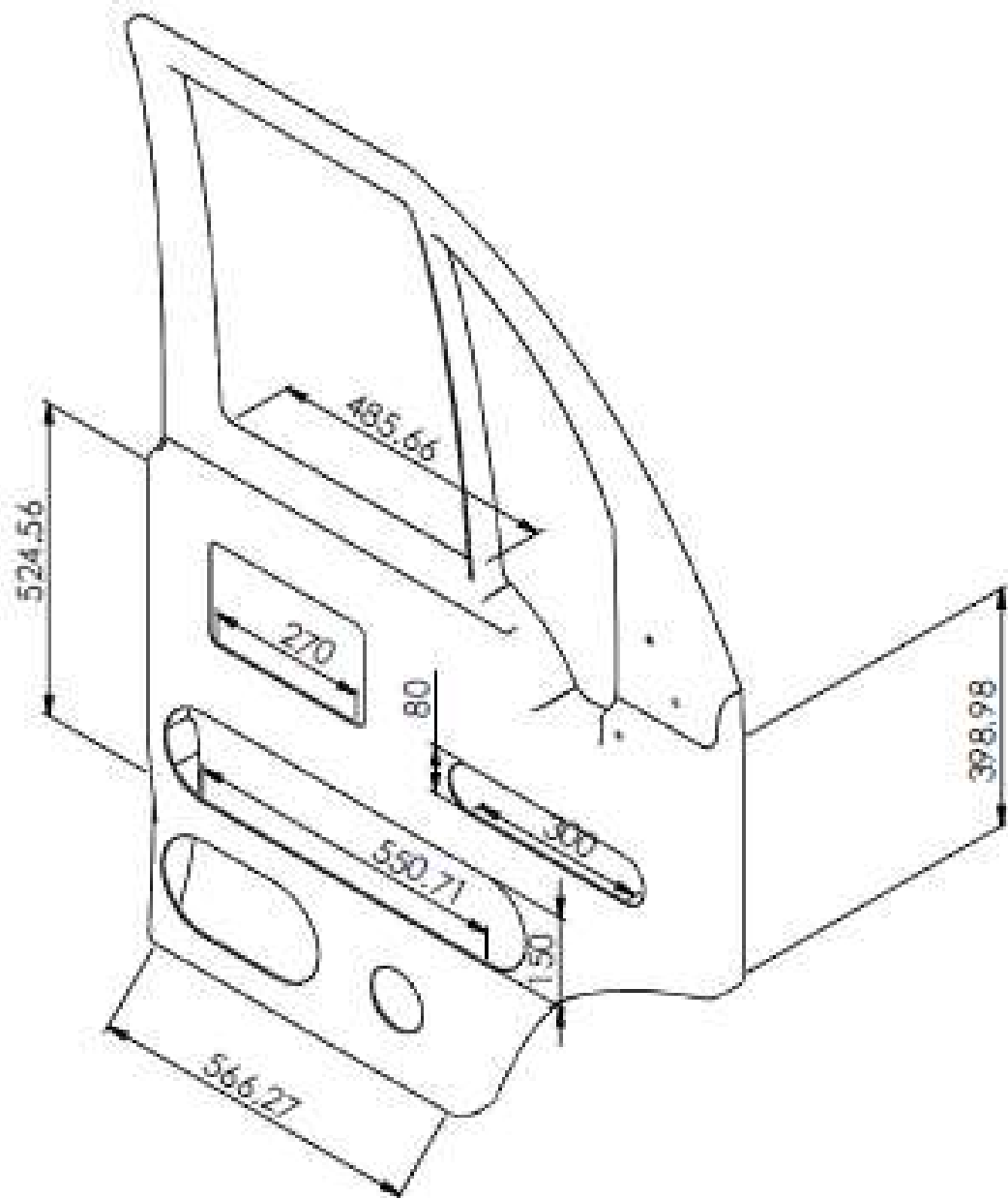
Chapa Interna

Projetista:

Luciano Forner

Revisão:

Paulo Rogério Novak



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Chapa interna

Escala:

1:10

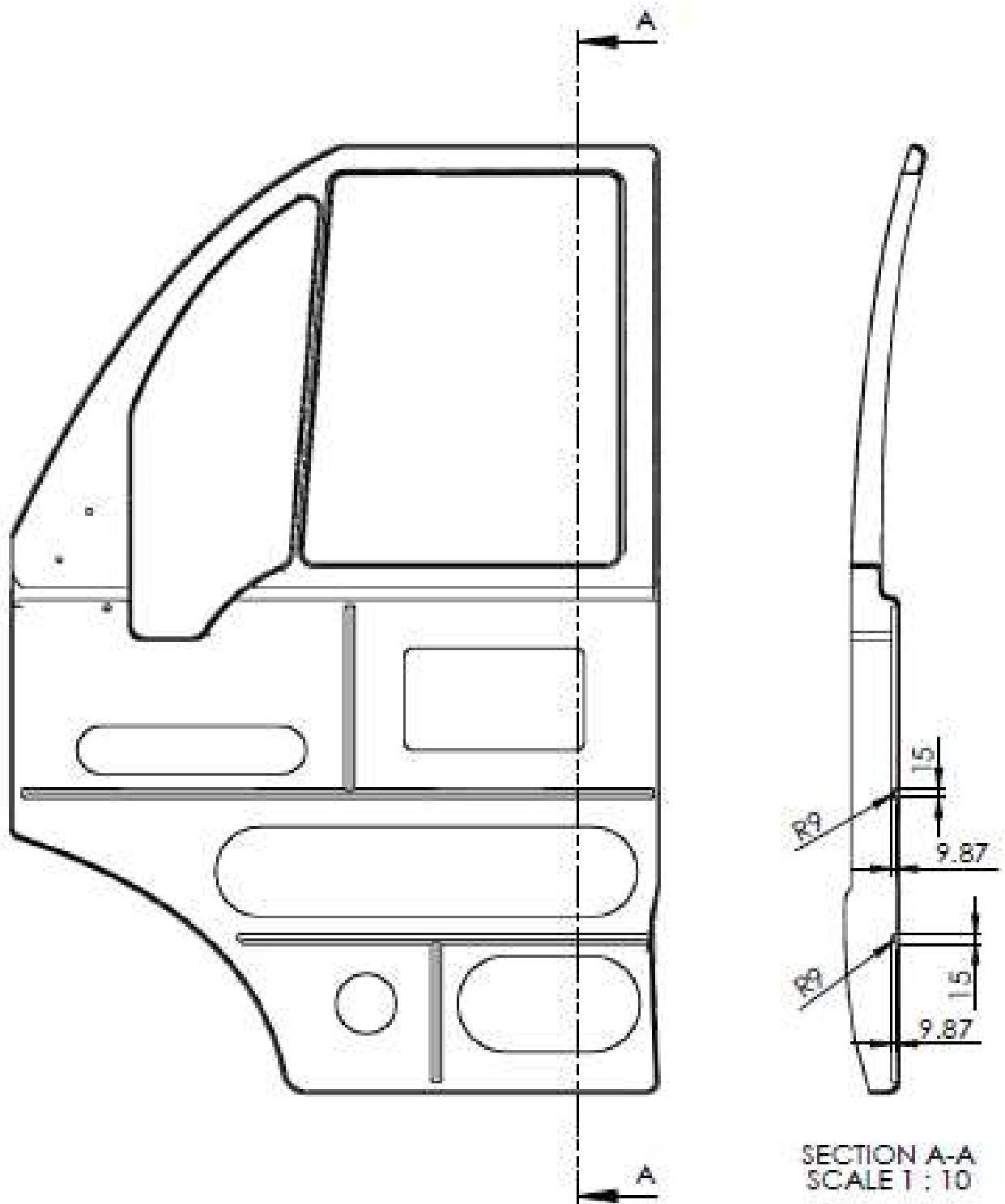
Projetista:

Luciano Fomer

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Chapa interna, rigidez alterada

Escala:

1:10

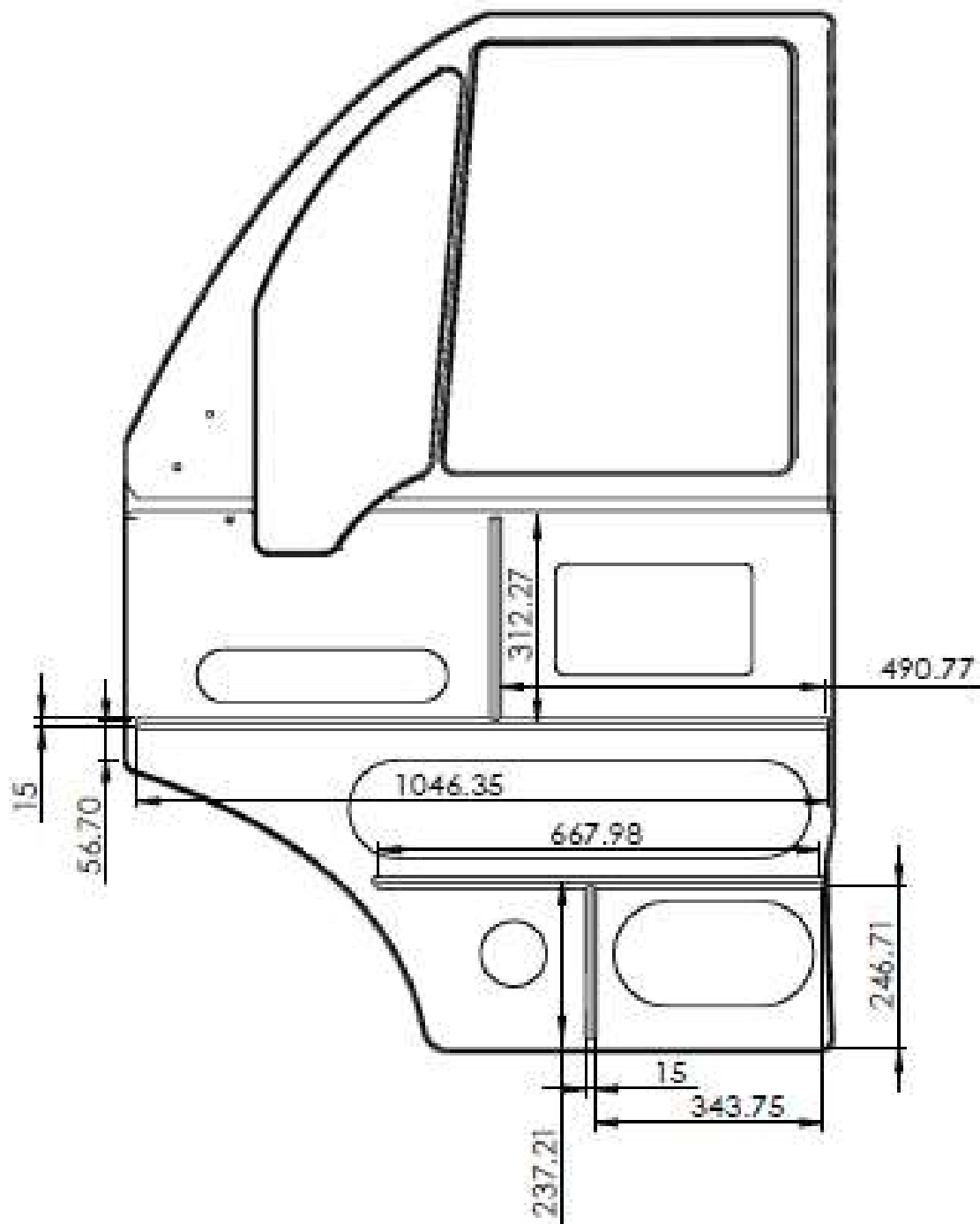
Projetista:

Luciano Fomer

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR



Observação: Apenas as barras em T são as alterações em relação ao modelo original.

Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Chapa interna, rigidez alterada

Escala:

1:10

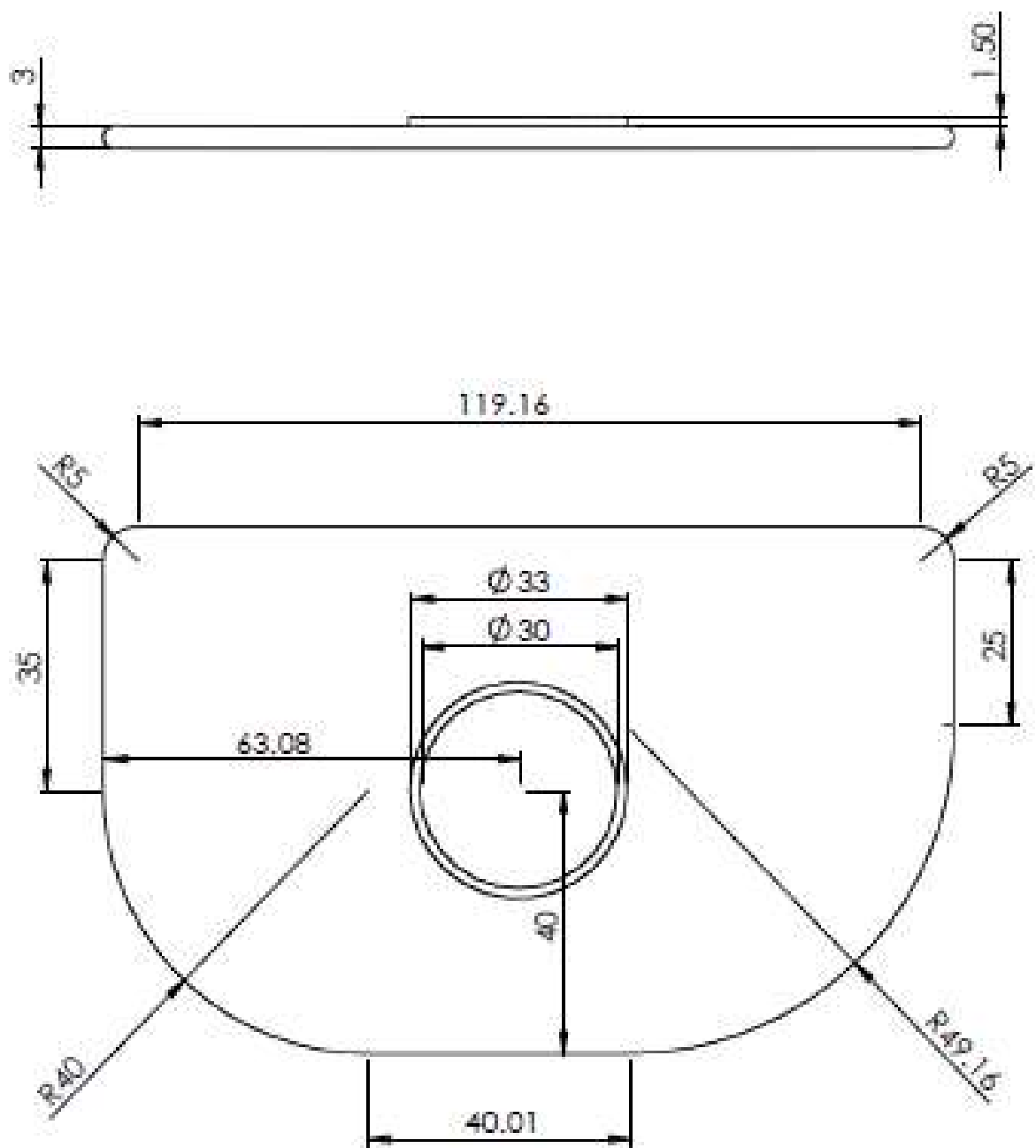
Projetista:

Luciano Forner

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Vidro inferior

Escala:

1:1

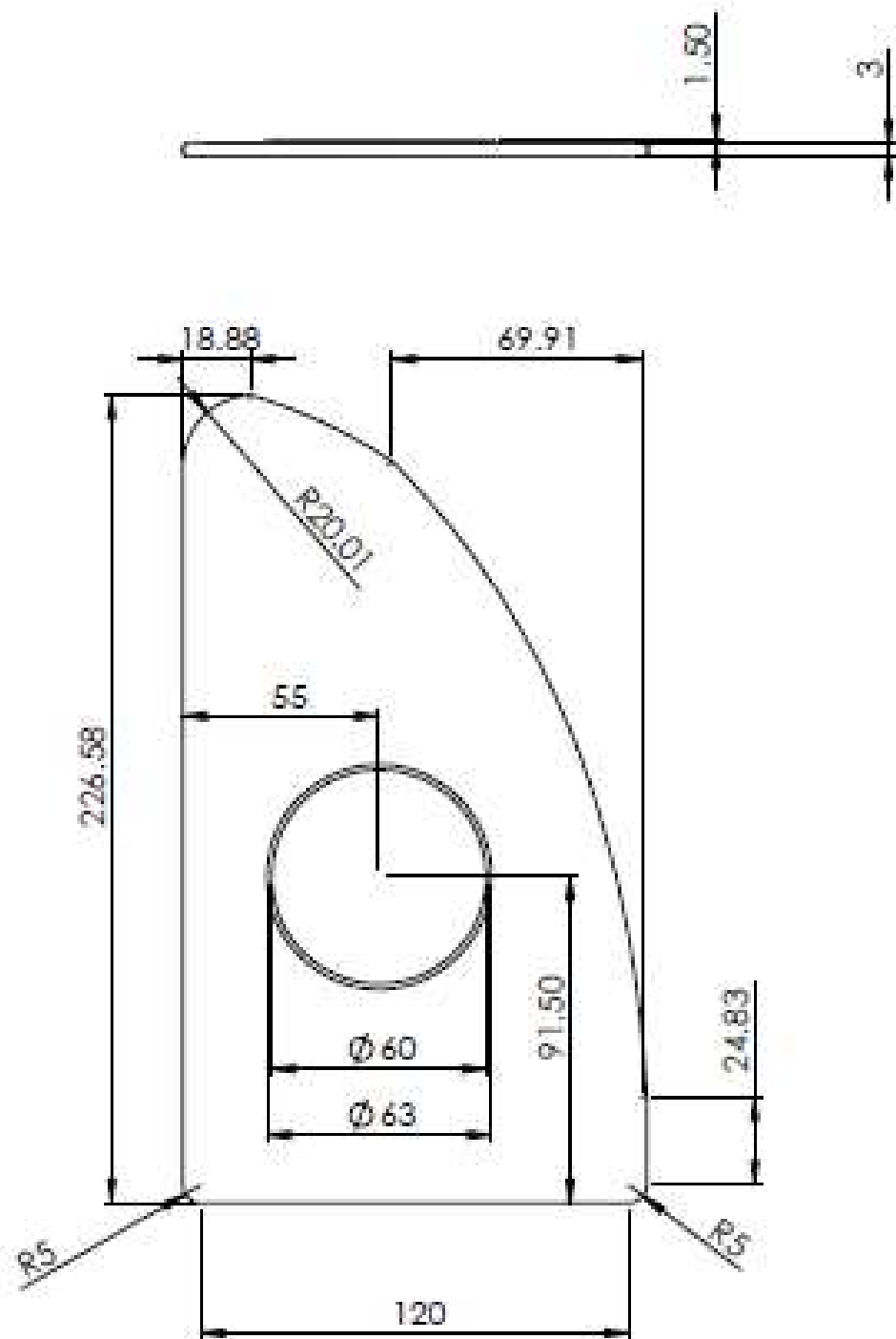
Projetista:

Luciano Forner

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Vidro superior

Escala:

1:2

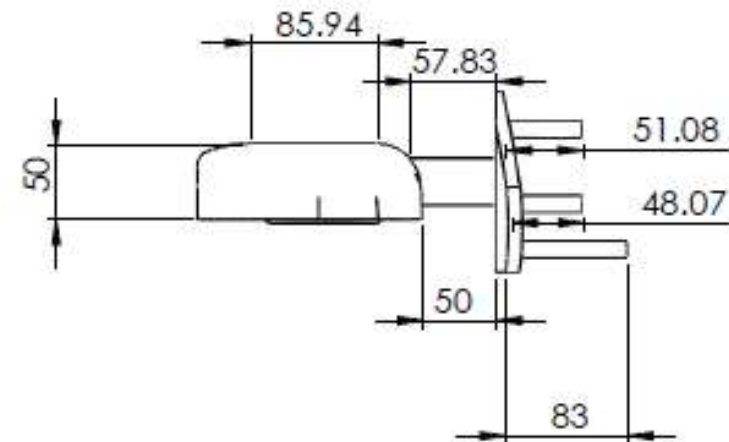
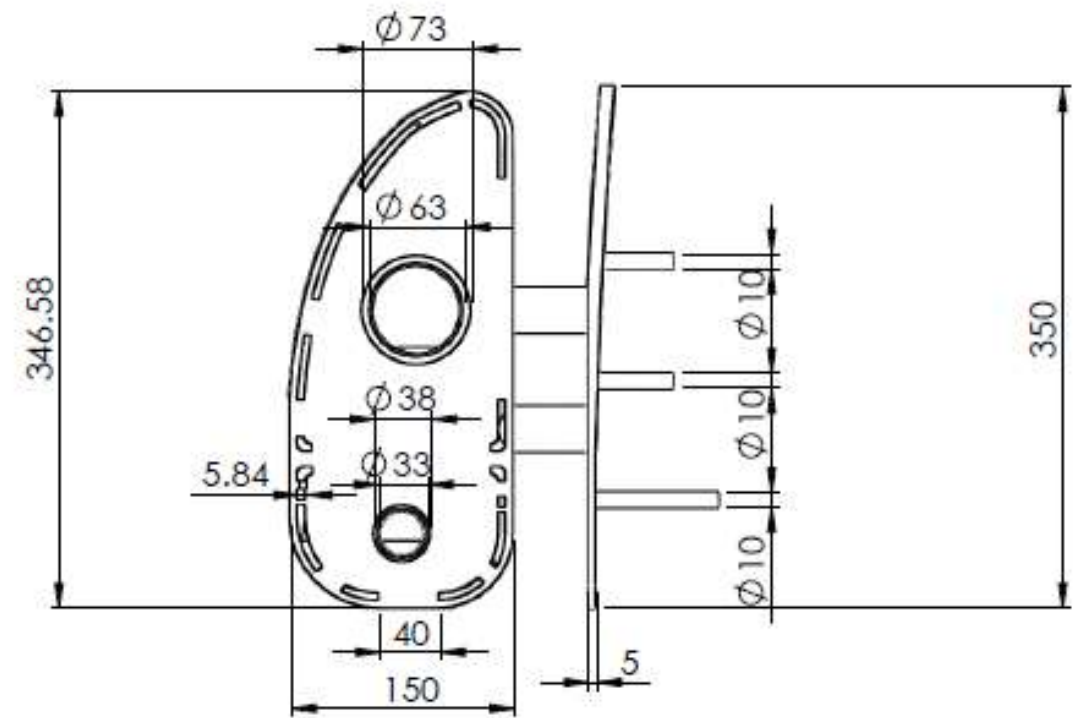
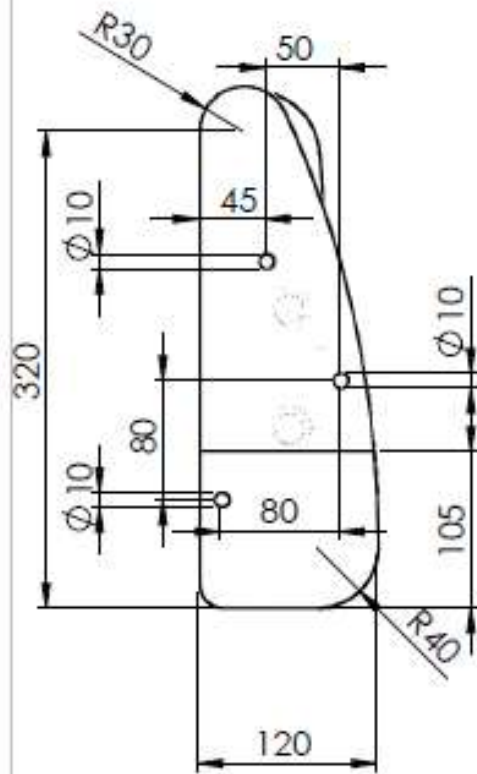
Projelista:

Luciano Fomer

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Retrovisor, rigidez alterada

Projetista:

Luciano Forner

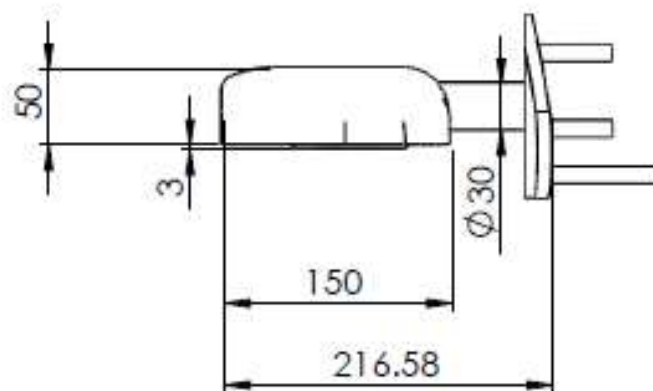
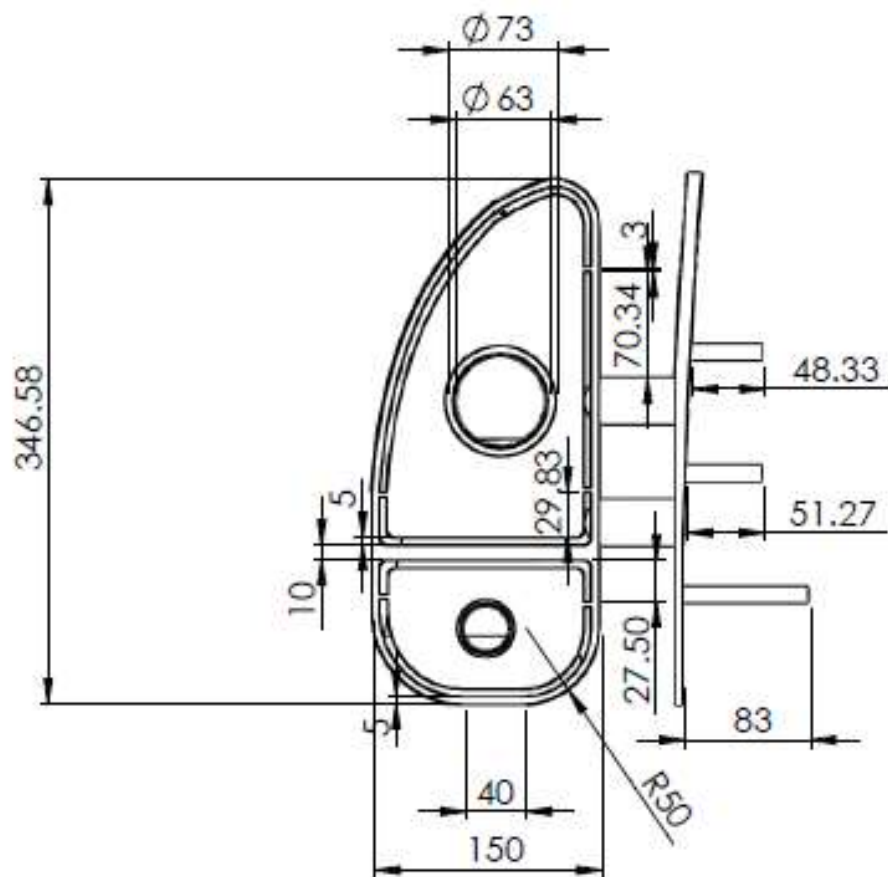
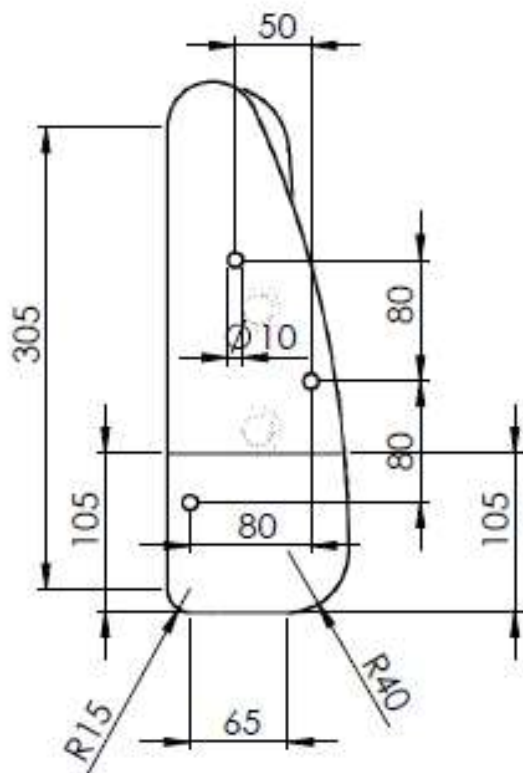
Escala:

1:5

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Retrovisor

Projetista:

Luciano Forner

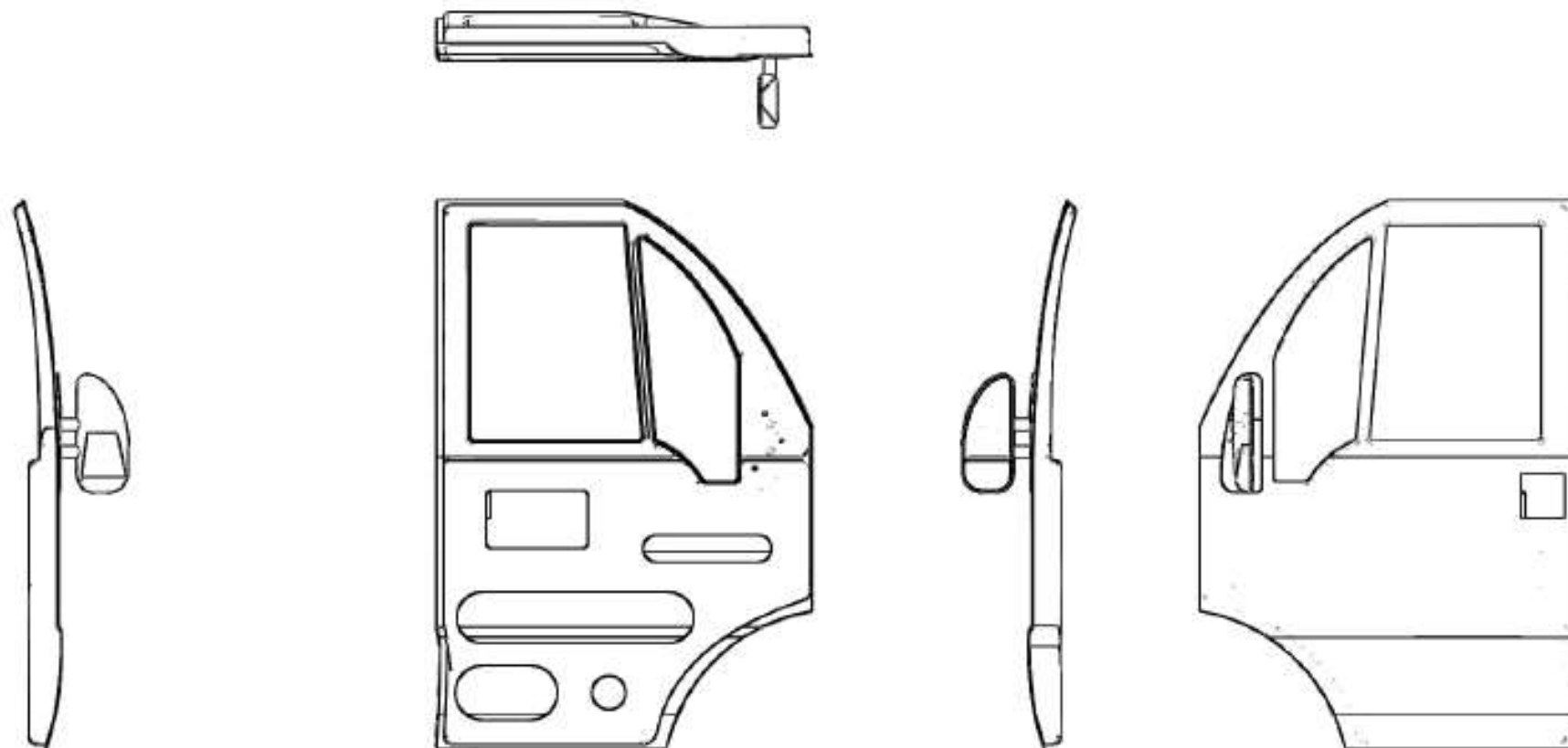
Escala:

1:5

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Montagem do Conjunto

Projetista:

Luciano Forner

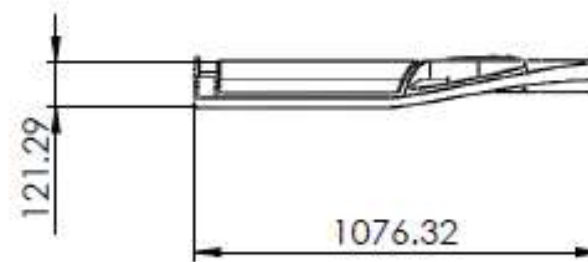
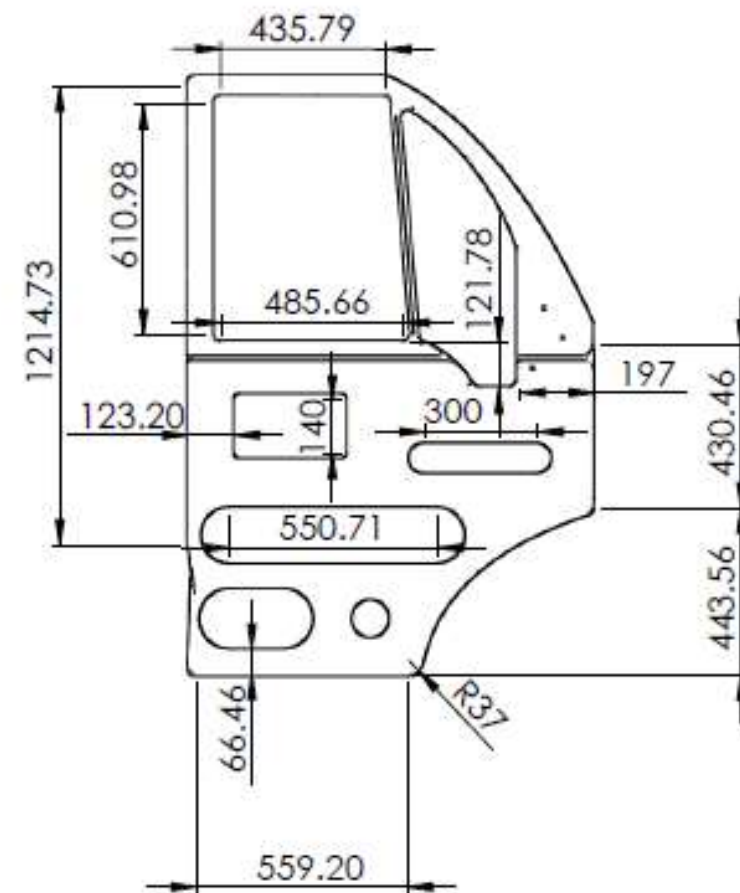
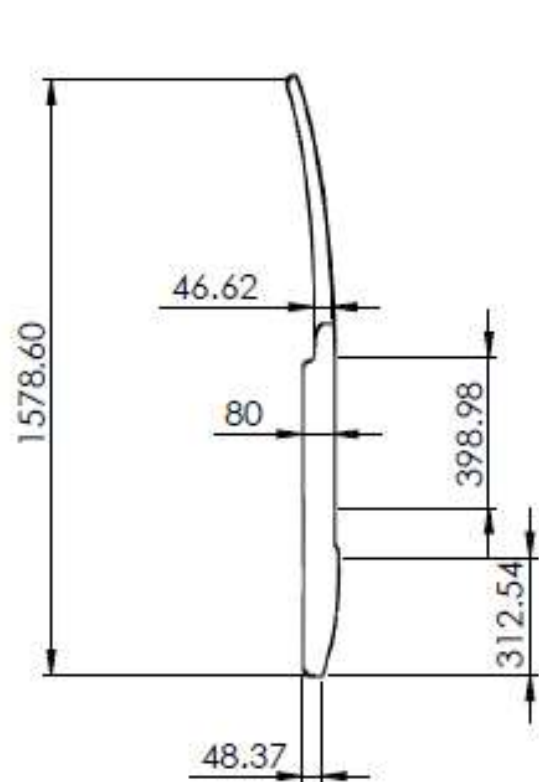
Revisão:

Paulo Rogério Novak

Escala:

1:20

UTFPR



Projeto:

Trabalho de Conclusão de Curso

Componente:

Chapa Interna

Projetista:

Luciano Forner

Escala:

1:20

Revisão:

Paulo Rogério Novak

UTFPR

APÊNDICE B – PROPRIEDADES DOS MATERIAIS UTILIZADOS

Propriedades do aço AISI 1020 laminado a quente:

Tabela 1 – Propriedades do AISI 1020 laminado a quente

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	7,87	g/cm ⁻³
Coeficiente de expansão térmica	0,0000117	C ⁻¹
Temperatura de referência	20	C
Módulo de Young	186000	MPa
Coeficiente de Poisson	0,29	
Módulo de Bulk	1,4762E+11	Pa
Módulo de cisalhamento	7,2093E+10	Pa

Fonte – MatWeb, disponível em <
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b58ee61a3745453a9232f7864abba74f&ckck=1>>

Propriedades do *Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS)*:

Tabela 2 - Propriedades do *Acrylonitrile Butadiene Styrene (ABS)*

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	1040	kg/m ⁻³
Coeficiente de expansão térmica	0,0000954	C ⁻¹
Temperatura de referência	20	C
Módulo de Young	2,39E+09	Pa
Coeficiente de Poisson	0,399	
Módulo de Bulk	3,9439E+09	Pa

Fonte – MatWeb, disponível em
 <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=eb7a78f5948d481c9493a67f0d089646>>

Propriedades do vidro:

Tabela 3 – Propriedades do vidro

Propriedade	Valor	Unidade
Densidade	2457,6	kg/m ⁻³

Coeficiente de expansão térmica	0,000009	K ⁻¹
Temperatura de referência	20	C
Módulo de Young	70000	MPa
Coeficiente de Poisson	0,23	
Módulo de Bulk	4,321E+10	Pa
Módulo de cisalhamento	2,8455E+10	Pa

Fonte – MatWeb, disponível em
<<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b0dbbac859444ffe98307f24ffd4c6a2>>