

**ADINAN CELSO BRANDÃO**

**REDUÇÃO DE MASSA EM ELEMENTO ESTRUTURAL DE  
VEÍCULOS AUTOMOTIVOS ATRAVÉS DA UTILIZAÇÃO DE  
AÇOS DE ALTA RESISTÊNCIA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado  
à Escola Politécnica da Universidade de São  
Paulo, para obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Automotiva.

São Paulo  
2005

**ADINAN CELSO BRANDÃO**

**REDUÇÃO DE MASSA EM ELEMENTO ESTRUTURAL DE  
VEÍCULOS AUTOMOTIVOS ATRAVÉS DA UTILIZAÇÃO DE  
AÇOS DE ALTA RESISTÊNCIA**

Trabalho de conclusão de curso apresentado  
à Escola Politécnica da Universidade de São  
Paulo, para obtenção do título de Mestre em  
Engenharia Automotiva.

Área de Concentração:  
Engenharia Automotiva

Orientador:  
Prof. Doutor Marcelo A. L. Alves

São Paulo  
2005

Aos meus pais Celso e Maria Rosa, e a  
minha esposa Milene, que sempre me  
incentivaram e apoiaram.

## AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Marcelo L. Alves pelas diretrizes sensatas e objetivas e pelo constante incentivo.

À GENERAL MOTORS DO BRASIL, representada pelo seu Gerente do departamento de Cálculo Estrutural - CAE da Engenharia do Produto, Eng. Roberto Pereira Ramos, pela oportunidade de desenvolver um trabalho de pesquisa relacionado aos assuntos da empresa, e pelo apoio que me possibilitou concluir o mestrado paralelamente às atividades da empresa.

A todos que, direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho.

## RESUMO

No presente trabalho foi descrito um estudo comparativo entre mudança de materiais de um elemento estrutural automotivo para a obtenção de redução de massa do mesmo, sem perda de desempenho deste elemento estrutural. O elemento estrutural automotivo escolhido para o estudo, foi um conjunto de porta dianteira de um veículo sedan médio atualmente em produção na General Motors do Brasil. Foram realizadas interações matemáticas entre propostas sugeridas de alteração de material e espessuras dos componentes que formam o conjunto de porta, através do Método dos Elementos Finitos. Simulações computacionais foram utilizadas para a realização dos cálculos matemáticos através os programas Hypermesh 7.0, Nastran 2004, Ls-dyna 960 e Abaqus. Quatro modelos foram construídos, o primeiro representando a configuração inicial, cujos resultados foram comparados com três alternativas sugeridas, sendo a primeira apenas alteração de material de alguns componentes, a segunda alteração de espessuras dos mesmos componentes e a terceira e última combinação entre a primeira e segunda alternativas, mudança de material e espessura dos componentes. Todas as propostas e o conceito inicial foram avaliados da mesma maneira, ou seja, foram realizadas as mesmas simulações computacionais matemáticas com os mesmos carregamentos e condições de contorno, para desta maneira termos uma base de comparação confiável. Depois de realizadas todas as simulações e levantado todos os dados dos resultados e comparados com os resultados do conceito inicial, a proposta de alteração de material e espessura dos componentes do conjunto de porta, foi a que apresentou maior potencial para a redução de massa e apesar do bom resultado apresentado, o conjunto de porta perdeu em desempenho estrutural, necessitando de um trabalho em sua geometria para compensar a perda de rigidez do sistema com a redução da espessura de alguns componentes.

## ABSTRACT

In present work a comparative study was developed between materials changes of an automotive structural assembly in order to obtain a mass reduction of this structural assembly. The automotive structural assembly chosen was a front door assembly of a current medium size car release at General Motors of Brasil. Mathematics interactions were realized between suggested materials and components thickness changes proposals of door assembly employing for this the Finite Elements Method. Computational simulations were applied to evaluate the mathematics interactions employing for this the software's Hypermesh 7.0, Nastran 2004, Ls-Dyna 960 and Abaqus. Four models were built, the first one representing the initial configuration, whose results were compared with the other three suggested proposals, in the first proposal the material changes of some components were suggested, the second proposal the thickness changes of the same components were suggested and the last proposal the interaction between the first and second proposal was suggested, thickness and material changes of door assembly components. All proposals and the initial concept were evaluated in the same way, the same computational calculations were realized for all proposals with the same boundary conditions in order to avoid the difference of results those could make a false final result. After all evaluations realized and results collected and compared with initial concept, the third proposal that suggested a material and thickness changes of components did present the best result of mass reduction although the door assembly lost the structural performance and to validated this proposal is necessary to redesign some components in order to increase the geometry stiffness lost during the thickness reduction.

## SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO</b>	<b>01</b>
1.1 Objetivos e motivação.....	01
1.2 Justificativa.....	02
<b>CAPÍTULO 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>08</b>
2.1 Introdução ao tema.....	08
<b>CAPÍTULO 3 AÇOS DE ALTA RESISTÊNCIA (HSS - High Strength Steel)</b>	<b>13</b>
3.1 Histórico.....	13
3.2 Tecnologia.....	15
3.3 Aços utilizados no trabalho.....	15
<b>CAPÍTULO 4 ANÁLISE ESTRUTURAL PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS</b>	<b>18</b>
4.1 Análises Lineares.....	19
4.1.1 Rigidez vertical - $R_V$ .....	19
4.1.2 - Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$ .....	21
4.1.3 Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$ .....	23
4.1.4 Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$ .....	25

4.1.5 Modos e frequências naturais do conjunto de porta.....	28
4.2 Resultados de análises não lineares.....	30
4.2.1 Resistência quanto à indentação e <i>oil canning</i> .....	30
4.2.2 Impacto Lateral.....	39
<b>CAPÍTULO 5 ANÁLISE ESTRUTURAL PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS</b>	<b>46</b>
5.1 Modelo para realização das análises lineares.....	46
5.2 Modelo para realização das análises não-lineares.....	48
5.3 Parâmetros utilizados para a geração das malhas de elementos finitos.....	51
<b>CAPÍTULO 6 PROPOSTAS SUGERIDAS E RESULTADOS OBTIDOS</b>	<b>53</b>
6.1 Descrição do modelo atual de produção (base de estudo).....	53
6.2 – Descrição da primeira proposta sugerida no estudo (proposta 01).....	56
6.2.1 Resultados de análises lineares.....	54
a. Rigidez vertical - $R_V$ .....	56
b. - Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$ .....	57
c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$ .....	57



d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$ .....	57
e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta.....	58
6.2.2 Resultados de análises não lineares.....	58
a. Resistência quanto à indentação e <i>oil canning</i> .....	58
b. Resultados de Impacto Lateral.....	62
6.3 Descrição da segunda proposta sugerida no estudo (proposta 02).....	64
6.3.1 – Resultados de análises lineares.....	65
a. Rigidez vertical - $R_V$ .....	66
b. - Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$ .....	66
c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$ .....	67
d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$ .....	67
e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta.....	68
6.3.2 Resultados de análises não lineares.....	69
a. Resistência quanto à indentação e <i>oil canning</i> .....	69
b. Resultados de Impacto Lateral.....	73
6.4 Descrição da terceira proposta sugerida no estudo (proposta 03).....	75

6.4.1 Resultados de análises lineares.....	76
a. Rigidez vertical - “SAG” – $R_V$ .....	76
b. - Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$ .....	76
c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$ .....	77
d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$ .....	78
e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta.....	79
6.4.2 Resultados de análises não lineares.....	79
a. Resistência quanto à indentação e <i>oil canning</i> .....	79
b. Resultados de Impacto Lateral.....	83
6.5 Descrição da quarta proposta sugerida no estudo (proposta 04).....	84
6.5.1 Resultados de análises lineares.....	86
a. Rigidez vertical - “SAG” – $R_V$ .....	86
b. - Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$ .....	86
c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$ .....	87
d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$ .....	87
e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta.....	89

6.5.2 Resultados de análises não lineares.....	89
a. Resistência quanto à indentação e <i>oil canning</i> .....	89
b. Resultados de Impacto Lateral.....	93
6.6 Descrição da quinta proposta sugerida no estudo (proposta 05).....	94
6.6.1 Resultados de análises lineares.....	96
a. Rigidez vertical - $R_v$ .....	96
b. - Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$ .....	96
c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$ .....	97
d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$ .....	97
e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta.....	98
6.6.2 Resultados de análises não lineares.....	98
a. Resistência quanto à indentação e <i>oil canning</i> .....	98
b. Resultados de Impacto Lateral.....	102
<b>CAPÍTULO 7 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS POSTERIORES</b>	<b>105</b>
7.1 Conclusão.....	105
7.2 Recomendações para trabalhos posteriores... ..	107

**CAPÍTULO 8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Exemplo de porta (típico de um veículo sedan médio) atualmente em produção na General Motors do Brasil.....	05
Figura 4.1: Esquema de carregamento para o cálculo de rigidez vertical e o eixo de coordenadas do veículo.....	20
Figura 4.2: Esquema de carregamento para o cálculo de rigidez torsional superior.....	22
Figura 4.3: Esquema de carregamento para o cálculo de rigidez torsional inferior.....	24
Figura 4.4: Esquema de carregamento para o cálculo de rigidez da estrutura da janela da porta.....	26
Figura 4.5: Energia de deformação apresentada no painel interno do conjunto de porta para uma frequência natural de 47,03 Hz.....	29
Figura 4.6: Gráfico força x deformação plotado durante o processo de avaliação de resistência a indentação de um painel externo automotivo (Chen; Shi, 2002).....	31
Figura 4.7: Gráfico carregamento x deformação (Siriam; Lanzi III, 2004).....	32
Figura 4.8: Exemplo de curva plotada de carregamento em um painel externo para determinar a resistência a indentação e <i>oil canning</i> (Lima, 2004).....	33
Figura 4.9: Esquema de aplicação de força durante as simulações de <i>oil canning</i> e indentação.....	34

Figura 4.10: Curva típica de análise de resistência a indentação e <i>oil canning</i> através do método dos elementos finitos.....	35
Figura 4.11: Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos (conjunto de porta atual).....	36
Figura 4.12: Ponto 1 de aplicação de carga no painel (conjunto de porta atual).....	37
Figura 4.13: Ponto 2 de aplicação de carga no painel (conjunto de porta atual).....	37
Figura 4.14: Curva ponto 1 deformação (mm) x frequência de carregamento (%)... 38	
Figura 4.15: Curva ponto 2 deformação (mm) x frequência de carregamento (%)... 38	
Figura 4.16: Direção do deslocamento do cilindro na simulação de intrusão lateral.....	40
Figura 4.17: Esquema para a realização da simulação de verificação da segurança dos ocupantes no caso de impacto lateral (FMVSS item 214, 1993).....	41
Figura 4.18: Curva plotada após simulação do conjunto de porta atual – Intrusão Lateral de acordo com FMVSS item 214.....	42
Figura 4.19: Conjunto de porta atual após simulação de intrusão lateral.....	43
Figura 4.19: Foto da ferramenta para aplicação de carga durante o teste de indentação dos painéis (Zetchaku, 2004).....	44
Figura 4.20: Foto da ferramenta para aplicação de carga durante o teste de oil canning dos painéis (Zetchaku, 2004).....	45
Figura 5.1: Malha de elementos finitos do conjunto da porta – análises lineares.....	48

Figura 5.2: Malha de elementos finitos do conjunto da porta – análises não lineares para o programa Abaqus / Ls-Dyna.....	50
Figura 6.1: Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo – modelo base.....	54
Figura 6.2: Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo – proposta 01.....	56
Figura 6.3: Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.....	59
Figura 6.4: Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.....	60
Figura 6.5: Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.....	60
Figura 6.6: Curva ponto 1 deformação x frequência de carregamento.....	61
Figura 6.7: Curva ponto 2 deformação x frequência de carregamento.....	61
Figura 6.8: Curva deformação x força – proposta 01.....	63
Figura 6.9: Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 01.....	64
Figuras 6.10: Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo.....	65
Figura 6.11: Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.....	70
Figura 6.12: Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.....	70
Figura 6.13: Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.....	71

Figura 6.14: Curva ponto 1 deformação X frequência de carregamento.....	72
Figura 6.15: Curva ponto 2 deformação X frequência de carregamento.....	72
Figura 6.16: Curva deformação x força – proposta 02.....	74
Figura 6.17: Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 02....	74
Figuras 6.18: Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo.....	76
Figura 6.19: Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.....	80
Figura 6.20: Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.....	81
Figura 6.21: Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.....	81
Figura 6.22: Curva ponto 1 deformação x frequência de carregamento.....	82
Figura 6.23: Curva ponto 2 deformação x frequência de carregamento.....	83
Figura 6.24: Curva deformação x força – proposta 03.....	84
Figura 6.25: Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 03....	84
Figuras 6.26: Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo.....	86
Figura 6.27: Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.....	90
Figura 6.28: Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.....	91



Figura 6.29: Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.....	91
Figura 6.30: Curva ponto 1 deformação x frequência de carregamento.....	92
Figura 6.31: Curva ponto 2 deformação x frequência de carregamento.....	92
Figura 6.32: Curva deformação x força – proposta 04.....	93
Figura 6.33: Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 04....	94
Figuras 6.34: Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo.....	95
Figura 6.35: Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.....	100
Figura 6.36: Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.....	100
Figura 6.37: Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.....	101
Figura 6.38: Curva ponto 1 deformação x frequência de carregamento.....	102
Figura 6.39: Curva ponto 2 deformação x frequência de carregamento.....	102
Figura 6.40: Curva deformação x força – proposta 05.....	103
Figura 6.41: Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 05..	104

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 3.1: Composição química dos aços tipo BH (EMS.ME.1508, 2003).....	17
Tabela 4.1: Materiais utilizados neste trabalho.....	18
Tabela 5.1: Descrição do Modelo para análises lineares - Nastran.....	47
Tabela 5.2: Descrição do Modelo para análises não lineares - Abaqus.....	49
Tabela 5.3: Descrição do Modelo para análises não lineares – Ls-Dyna.....	51
Tabela 6.1: Componentes e materiais do conjunto de porta atual.....	54
Tabela 6.2: Componentes e materiais do conjunto de porta - proposta 01.....	55
Tabela 6.3: Componentes e materiais do conjunto de porta - proposta 02.....	65
Tabela 6.4: Componentes e materiais do conjunto de porta - proposta 03.....	75
Tabela 6.5: Componentes e materiais do conjunto de porta - proposta 04.....	85
Tabela 6.6: Componentes e materiais do conjunto de porta - proposta 05.....	95
Tabela 7.1: resumo dos resultados obtidos durante a simulação das propostas sugeridas e do conjunto de porta atual.....	104

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAE	Computer Aided Engineering
kg	kilograma
km	kilômetros
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
ULSAB	Ultra Light Steel Auto Body
Y2000	Year 2000
mm	Milímetros
3D	Três Dimensões
SSAB	Svenskt Stål AB
NVH	Noise Vibration Harshness
HSS	High Strength Steel
MPa	Mega Pascal
BH	Bake Hardenable
mm <sup>3</sup>	Milímetros Cúbicos
N	Newton
GM	General Motors
FMVSS	Federal Motors Vehicle Safety Standard
EMS.ME	Engineering Material Specifications. Material engineering
GMW	General Motors Worldwide Material Specifications Metals
km/h	kilômetros por hora
Hz	Hertz
ΣF	Somatória de forças
TRIA3	Elemento Triangular Bidimensional - Nastran
QUAD4	Elemento Quadrilátero Bidimensional - Nastran
RBE2	Elemento Rígido - Nastran
S3R	Elemento Triangular Bidimensional - Abaqus
S4R	Elemento Quadrilátero Bidimensional -Abaqus
BEAM	Elemento Rígido - Abaqus
Constrained Nodal Rigid body	Elemento tipo Rígido – Ls-Dyna

**LISTA DE SÍMBOLOS**

$R_V$	Rigidez Vertical [N/mm]
$F$	Força [N]
$\Delta z$	Média de deslocamento no eixo Z [mm]
$R_{TS}$	Rigidez Torsional Superior [N/mm]
$\Delta y$	Média de deslocamento no eixo Y [mm]
$R_{TI}$	Rigidez Torsional Inferior [N/mm]
$R_{ej}$	Rigidez da Estrutura da Janela [N/mm]
$F_1$	Força na região da coluna A [N]
$F_2$	Força na região da coluna B [N]
$R_{ej1}$	Rigidez da Estrutura da Janela – Coluna A [mm]
$R_{ej2}$	Rigidez da Estrutura da Janela – Coluna B [mm]
$\Delta y_A$	Média de deslocamento no eixo Y – Coluna A [mm]
$\Delta y_B$	Média de deslocamento no eixo Y – Coluna B [mm]

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

### 1.1 Objetivos e Motivação

Um veículo automotor para ser produzido e vendido ao público em geral necessita estar em acordo com as regulamentações estabelecidas pelos órgãos governamentais de trânsito, nacionais e internacionais, pois atualmente o mercado automotivo brasileiro exporta grande parte de sua produção anual e para isso ser possível, as normas internacionais também devem ser atendidas durante a fase de projeto.

Outro fator importante no projeto do veículo passou a ser a redução da massa total do veículo. Menor consumo de combustível é a motivação neste caso. Assim, existe a necessidade de uma estrutura mais leve o que acarretará em segurança, pois quanto menos massa um veículo possui, menor será a energia gerada pelo veículo durante uma colisão, com isso uma estrutura mais leve também gera segurança aos ocupantes do veículo.

O desenvolvimento de um veículo passou a ser um problema ainda mais complexo. Como agravante desta situação, uma maior ênfase no desenvolvimento e aplicações de novas tecnologias passou a ser visto como um meio de aumentar os rendimentos obtidos na venda de veículos.

Entre as novas tecnologias podemos citar os “novos aços” disponíveis no mercado mundial, aços estes que apresentam limites de escoamento, resistência à tração e de ruptura elevados e também capacidade de serem submetidos a grandes deformações. Devido a estas características, tornou-se possível trabalhar com espessuras menores de chapas na manufatura de alguns componentes veiculares, conseguindo desta maneira reduzir a massa total do veículo.

Este trabalho tem como objetivo principal apresentar soluções para o problema de redução de massa de um veículo, tomando-se como base de estudo um componente veicular estrutural, sem a necessidade de investimentos elevados, procurando utilizar materiais disponíveis no mercado nacional, ou até mesmo

materiais com baixo custo de importação. Este custo de importação pode ser baixo se o produto for importado em grande escala.

Outro objetivo deste trabalho é apresentar uma sistemática de avaliação rápida de novos materiais. Este objetivo é importante, pois permite a engenharia envolvida avaliar opções de alternativas de material, usando as ferramentas usuais de Cálculo Estrutural e os modelos já disponíveis e validados do projeto do veículo.

Aplicando durante o desenvolvimento do trabalho as ferramentas de CAE disponíveis para a realização de simulações, foi possível chegar a uma proposta viável atendendo todos os requisitos de segurança e também não perdendo suas características estruturais.

## 1.2 Justificativa

Segundo a Universidade do Aço (2005) a relação existente entre redução de massa e diminuição da taxa de poluentes produzidas pelo veículo é a seguinte:

- a cada 100 kg reduzido na massa total do veículo → 0,3 litros de combustível é economizado em uma distância percorrida de 100 km;

- 0,3 litros a menos de consumo de combustível equivale a uma redução de 0,6 a 0,7 kg de CO<sub>2</sub> liberados na atmosfera.

As pesquisas para se chegar a uma solução quanto à redução da massa de um veículo levaram a algumas alternativas.

No desenvolvimento de alternativas para se conseguir a redução de massa do veículo, surgiu a possibilidade de alteração dos materiais, matéria prima para a manufatura dos elementos estruturais.

A primeira frente constituiu em trabalhar com materiais que apresentassem densidade mais baixa que a do aço, mas que não acarretasse em perdas de desempenho da estrutura quando comparada a estruturas manufaturadas a partir do aço.

Para que estes materiais proporcionem aos componentes o mesmo desempenho estrutural do aço, muitas vezes precisam ser combinados a outros materiais.

Segundo Roth et al. (1998) uma alternativa encontrada para a redução de massa nos veículos, foi à aplicação de alumínio nas estruturas e compostos a base de polímeros, mas esta alternativa apesar de apresentar um grande potencial para a solução do problema, necessitava de altos investimentos nos processos de fabricação e tempo para o desenvolvimento destes processos. A aplicação de aços de alta resistência passou a ser uma alternativa mais viável na busca de um material mais leve, surgindo desta maneira novos desenvolvimentos de carrocerias automotivas, um exemplo foi o programa ULSAB (*Ultra Light Steel Auto Body*) que aproveitando as características dos aços de alta resistência, desenvolveu um veículo mais leve com novas tecnologias de processo sem elevar o custo total de fabricação.

Segundo Koehr (1997) o ULSAB é um programa mundial liderado pela Porsche com o objetivo de desenvolver conceitos de carrocerias mais leves através da aplicação de aços de alta resistência.

A tabela 1.1 apresenta uma relação de custos para se produzir 255.000 carrocerias veiculares utilizando o processo convencional denominado na tabela por “Y2000” (processos convencionais utilizados no ano 2000) comparado com a produção sugerida pelo método ULSAB. Os valores apresentados na tabela 1.1 estão em dólar.

Tabela 1.1 – Comparativo de custos para a produção de carrocerias utilizando dois processos distintos de fabricação (Roth et al., 1998).

	ULSAB 225,000	Y2000 225,000
Material	\$374	\$328
Purchased Parts	\$41	\$41
Stamping	\$220	\$282
Tubular Hydroform	\$19	---
Sheet Hydroform	\$13	---
Assembly	\$281	\$328
<b>TOTAL</b>	<b>\$947</b>	<b>\$979</b>

Segundo Poole et al. (Metals Hand Book) os aços de alta resistência já eram conhecidos na indústria siderúrgica desde a década de sessenta, mas como a tecnologia no campo da siderurgia era muito restrita, não era possível laminar chapas de aço de alta resistência a pequenas espessuras sem que se perdessem as propriedades mecânicas do material após o processo fabril, para que se tornasse viável sua aplicação na indústria automobilística.

Para se conseguir um aço de alta resistência, as siderúrgicas realizavam o processo de têmpera do material após a laminação do mesmo, isto tornava-se necessário devido à falta de recursos da época.

Os processos de fabricação da época do surgimento dos aços de alta resistência na década de sessenta inviabilizava a utilização destes aços na indústria automobilísticas, pois as menores espessuras possíveis de laminação era de 1,6 mm, inviáveis para a indústria automobilística.

Atualmente, com o desenvolvimento e a alta tecnologia apresentada pelas grandes siderúrgicas espalhadas pelo mundo, é possível obter bobinas de aços a espessuras variando de centésimos de milímetros e que ainda apresentem as mesmas propriedades mecânicas após a laminação.



Estes aços de alta resistência são utilizados como material base para a estampagem de painéis externos e reforços que compõe a estrutura de um veículo, proporcionando rigidez a estrutura a baixas espessuras.

Tendo em vista a possibilidade de aplicação deste material na indústria automotiva brasileira, este trabalho apresentará uma combinação de aços e espessuras de chapas, visando obter uma combinação que traga redução de massa sem que o componente estrutural perca seu desempenho. Em substituição aos aços de baixa resistência (baixos limites de escoamento, resistência à tração e de ruptura), pois estes aços utilizados atualmente na indústria automotiva obrigam a utilização de um maior número de componentes para a formação de um elemento estrutural, e em alguns casos estes componentes apresentam espessuras elevadas, sendo assim este trabalho apresentará um estudo da viabilidade da aplicação destes aços na indústria automotiva brasileira.

Como estudo de caso neste trabalho, o elemento estrutural escolhido foi o conjunto de porta dianteiro de um veículo sedan médio atualmente em produção na General Motors do Brasil (figura 1.1) como base dos estudos, podendo se estender a outros componentes do veículo em trabalhos futuros.

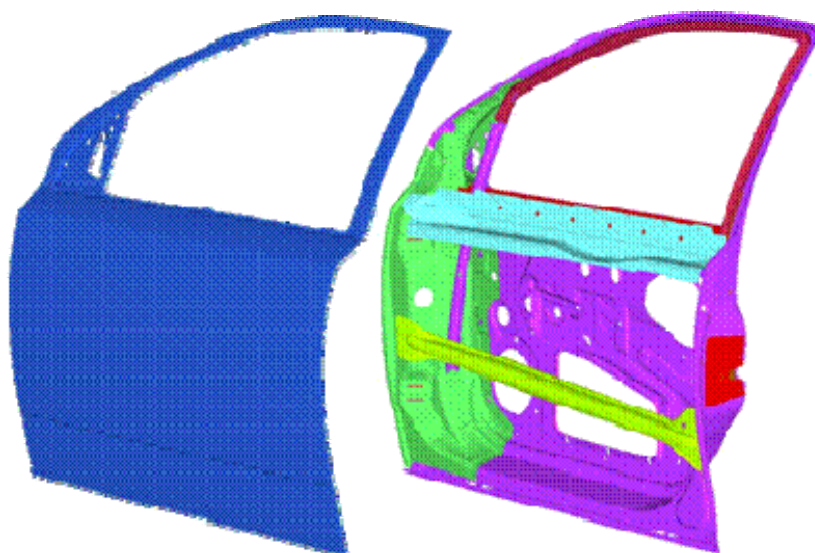


Figura 1.1 – Exemplo de porta (típico de um veículo sedan médio) atualmente em produção na General Motors do Brasil.

Diferentes propostas foram analisadas, combinando mudança de materiais e espessuras de chapas.

Todas as simulações entre propostas foram realizadas utilizando-se para isso ferramentas de Cálculo Estrutural usuais.

As simulações em computador foram realizadas aplicando-se o Método dos Elementos Finitos, desta forma tornou-se possível realizar várias simulações de mudança de material juntamente com a redução de espessura das peças, buscando uma combinação que proporcionasse a redução de massa do conjunto da porta sem alterar seu desempenho estrutural. Esta abordagem é usada tradicionalmente na indústria, substituindo a construção de protótipos o que inviabilizaria o estudo, porque as iterações seriam muito demoradas, sendo necessário investimento elevado para a realização dos testes.

Este trabalho será comparativo, tendo como ponto de partida um conjunto de porta validado virtualmente e testado fisicamente, o que proporcionará uma confiabilidade elevada no resultado final.

A geração das malhas de elementos finitos foi realizada a partir de superfícies extraídas de modelos geométricos 3D das peças que formam o conjunto da porta.

As superfícies que serviram de base para a geração de malhas, foram extraídas utilizando-se o programa de modelamento de peças chamado Unigraphics Nx 2 (Unigraphics, 2004).

A malha de elementos finitos utilizados para as simulações, foi gerada utilizando-se o programa de pré-processamento denominado Hypermesh 7.0 (Altair Computing Inc., 2005a).

Este programa tem como principal característica, ser um pré-processador (geração de malhas para os cálculos através do método dos elementos finitos), e também de pós-processador (ferramenta de visualização dos resultados dos cálculos matemáticos realizados), sendo assim tornou-se necessário à utilização de outros programas para realização dos cálculos matemáticos.

O primeiro programa de cálculo ou processador utilizado foi o NASTRAN 2004 (MSC, 2003), onde foram realizados cálculos de rigidez e frequências naturais (autovalores x autovetores) do conjunto de porta em estudo correspondendo às Análises Lineares, ou seja, são análises que não levam em conta o comportamento do

material a partir de seu limite de tensão ao escoamento. Assim, é importante conhecer do material em estudo para a realização deste tipo de análise, o módulo de elasticidade, sua densidade e o coeficiente de Poisson.

O segundo programa de cálculo utilizado no estudo foi o Abaqus (Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1998), onde foram realizados cálculos de resistência do painel externo da porta quanto submetido a uma condição de aplicação de carga que representa um impacto de uma pedra contra este painel ou até mesmo uma força aplicada quando se realiza o processo de polimento do mesmo.

O terceiro programa de cálculo utilizado foi o Ls-dyna (Livermore Software Technology Corporation, 2001), onde foram realizados os cálculos para a representação da condição de uma colisão lateral contra o veículo.

As análises realizadas pelos programas Abaqus e Ls-dyna foram análises chamadas de não lineares, porque levam em conta o comportamento do material além do seu limite de tensão ao escoamento, isto é, para situações onde o modelo elástico-linear não é mais válido. O que torna bastante importante o conhecimento dos limites de escoamento dos materiais, assim como sua curva de Tensão x Deformação, pois quando o material atingir sua tensão limite de escoamento, o comportamento do material será descrito por esta curva.

Para se coletar os resultados obtidos a partir dos cálculos realizados pelo Ls-dyna, foi utilizado um módulo do programa Hypermesh 7.0 chamado Hypergraph Crashworthiness (Altair Computing Inc., 2005b).

## **CAPÍTULO 2**

### **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

Neste capítulo será feita uma revisão bibliográfica sobre o tema deste trabalho, através de uma pesquisa em artigos e livros relacionados ao assunto: “aplicação de aços resistentes com altos níveis de tensões à ruptura na indústria automotiva” e também serão apresentadas as normas que são padrões para as simulações utilizadas para o desenvolvimento deste estudo.

O assunto será abordado com informações de trabalhos realizados sobre o uso dos aços de alta resistência em elementos estruturais automotivos, e modelamento matemático para a realização de cálculos matemáticos utilizando-se ferramentas de CAE como alternativa no desenvolvimento de novos conceitos e produtos na indústria automotiva com baixo custo e em curto espaço de tempo.

#### **2.1 Introdução ao tema**

Mohr; Wierzbicki (2004) relatam que os aços de alta resistência eram utilizados na década de sessenta na fabricação de máquinas e trens de grande porte, devido a sua alta resistência. Nesta sua aplicação era possível reduzir massa do conjunto mecânico (redução do “peso morto” do equipamento).

Naquela época, os aços de alta resistência, na maioria das vezes, após o processo de laminação, necessitavam de um novo tratamento térmico para atingirem os altos limites de tensão ao escoamento. As espessuras das chapas de aços de alta resistência produzidas naquela época eram maiores que 1,6 mm, inadequadas aos processos de fabricação automotivos. Não era possível obter chapas de pequena espessura com as propriedades mecânicas desejadas.

Para entender a estrutura dos aços de alta resistência, Poole et al. (Metals Hand Book) apresentam relato de testes realizados na década de sessenta onde foi descoberto que ao se adicionar certos componentes como vanádio ou manganês, por exemplo, a aços com baixos índices de carbono, sua resistência perdida durante a redução da quantidade de carbono em sua estrutura, era compensada pela adição dos componentes citados.

Roth et al. (1998) relatam o surgimento dos aços de alta resistência após a tentativa de aplicação de alumínio e compostos de polímeros por algumas empresas da indústria automobilística. Também é apresentado um comparativo onde é mostrado a melhor eficiência dos aços de alta resistência em comparação a outras alternativas e a formação de um grupo de siderúrgicas com o objetivo de encontrar uma solução frente às exigências governamentais em se reduzir à massa do veículo, foi quando surgiu na década de noventa o programa ULSAB (*Ultra Light steel Auto Body*).

Koehr (1997) apresentou um relato da primeira fase do programa ULSAB. Nesta etapa foi feito um desenvolvimento do conceito ULSAB e dos primeiros protótipos que verificaram a eficiência dos novos aços de alta resistência. Nesta fase do programa, as análises estruturais pelo método dos elementos finitos foram muito importantes para que fosse possível viabilizar o programa e fazer com que isso acontecesse em um curto espaço de tempo.

Maeder (1999) apresenta o problema que as indústrias automobilísticas estavam vivendo na década de noventa, isto é, a necessidade de redução de níveis de poluentes, e para que isso pudesse ocorrer era necessário reduzir a massa total do veículo. No artigo são apresentados vários gráficos onde é mostrado aumento crescente da massa de um veículo, sendo que a razão de aumento da massa dos veículos de 1979 a 1999 foi de 100 kg a mais em cada nova geração de carro lançada. Ele também salienta o perigo para este aumento constante da massa, o que acarreta na necessidade de um maior consumo de combustível e com isso uma maior quantidade de poluentes liberados na atmosfera.

No site oficial da universidade do aço (Steel University, 2005) encontram-se disponíveis várias informações sobre os novos aços, também uma relação da quantidade de poluentes que se deixa de liberar para a atmosfera e uma simulação para a escolha do material adequado para redução da massa do conjunto de porta.

Os manuais da siderúrgica sueca SSAB (1996) fornecessem informações importantes sobre os aços de alta resistência e também critérios de projeto a serem seguidos quando se projeta um componente que utiliza aços com tensão limite de escoamento da ordem de 1000 MPa.

Salvagni; Kaminski (2003) apresentam teoria sobre o cálculo estrutural através do método dos elementos finitos, onde podemos encontrar informações sobre elementos adequados para a geração de uma malha.

Siriam; Lanzi III (2004) relatam a eficiência das simulações para a determinação de combinações adequadas de material e espessura para se evitar que um painel externo apresente problemas de indentação. Também neste artigo é apresentada uma metodologia de modelagem e análise dos resultados de CAE para a simulação de indentação dos painéis externos.

Shaw; Zuidema (2001) apresentam o objetivo de se buscar um material mais resistente. Redução de massa total do veículo utilizando aços de alta resistência é a principal alternativa para se reduzir massa, custo e aumentar o desempenho de um veículo. Os aços de alta resistência à deformação e altos níveis de tensões limites de escoamento (HSS – *High Strength Steel*) apresentaram na década de noventa, potencial para que as metas de redução de massa nas estruturas veiculares fossem alcançadas. A atual evolução na tecnologia dos aços ajudou as indústrias siderúrgicas desenvolverem processos de fabricação capazes de produzirem aços de alta resistência a espessuras nunca antes imaginadas, espessuras estas que variam em centésimos de milímetros e mantendo-se as propriedades mecânicas dos materiais.

O desempenho de um painel automotivo em um elemento estrutural veicular determina a rigidez que um conjunto veicular apresentará, e também é responsável pela resistência à deformação, a durabilidade e a capacidade deste conjunto absorver energia no caso de uma colisão.

Projetar um componente para cumprir todos estes requisitos de desempenho e ao mesmo tempo realizar uma otimização para a redução de massa, deve ser obedecido critérios de desenho da geometria dos painéis, obedecendo às limitações quanto ao espaço pré-estabelecido para que os mesmos possam ocupar e conseguindo ao mesmo tempo aumentar a eficiência do material, pois a combinação: mudança de material e mudança de geometria fazem com que o conjunto estrutural preencha todos os requisitos de desempenho estrutural que os são atribuídos.

A rigidez de um veículo é um aspecto importante para a dirigibilidade do mesmo e também importante para que os requisitos de NVH (*noise* – ruído, *vibration* – vibração e *harshness* – aspereza) sejam atingidos.

A norma FMVSS item 214 (1998) foi redigida em 1973, mas sofreu várias modificações desde então, sendo que a revisão do item em 1998 é que foi a diretriz para a realização das simulações desenvolvidas neste trabalho.

Zeng; Xia (2005) ressaltam a influência das tensões acumuladas nas peças, durante o processo de estampagem, no resultado do cálculo da resistência a indentação apresentada por um painel externo. Neste artigo são apresentados resultados de simulações para a determinação da resistência a indentação de um painel externo quando este possui tensões residuais de estampagem.

Chen; Shi (2002) apresentam as principais variáveis que influenciam na resistência a indentação de um painel externo e quais variáveis tem mais influência no resultado final. Também são descritos métodos de simulações de CAE e análises dos resultados.

Thomas et al. (2001) apresentam os resultados obtidos quando se utiliza materiais que sofrem processo de endurecimento por envelhecimento durante o processo de pintura (*bake hardenable* – materiais que envelhecem em estufa).

Seksaria et al. (2003) ressaltam que não existe uma norma para a realização de determinação das resistências a indentação e *oil canning* apresentada por um painel externo, mas sim existe a necessidade de interação entre os materiais e geometrias dos painéis. Neste artigo também é apresentado uma pequena teoria sobre *oil canning* e indentação, e quais variáveis estão presentes nestas resistências, como por exemplo, espessura e rigidez da geometria.

Wüebbels et al. (2002) apresentam uma teoria sobre os aços utilizados em painéis externos. Estes aços sofrem alterações de suas tensões limites ao escoamento durante o processo de pintura a quente e também durante o processo de estampagem, são chamados *bake hardenable* (BH). Estes aços após passarem pelo processo de pintura, que ocorre em torno de 300 °C sofre um processo de endurecimento por envelhecimento elevando seu limite de escoamento em até 40 MPa, este valor dependerá da espessura da chapa.

As normas corporativas General Motors EMS.ME.1508 (2003) e GMW2 (2004) forneceram informações importantes sobre os aços BH, como suas composições químicas, explicação de o porquê seus limites de escoamento aumentam com a estampagem e pintura a quente.

Os procedimentos internos de trabalho do departamento de Cálculo Estrutural da General Motors referentes às portas laterais dianteira e traseira 55.01.01.004 (2003), 55.01.01.012 (2003), 55.01.01.013 (2003), 55.01.01.018 e 55.01.01.031, foram de suma importância durante o estudo, pois a padronização de modelagem para a realização das simulações trouxe confiabilidade ao trabalho, devido a estes procedimentos estarem correlacionados com o teste físico.



## CAPÍTULO 3

### AÇOS DE ALTA RESISTÊNCIA (HSS - High Strength Steel)

#### 3.1 Histórico

Segundo Poole et al. (Metals Hand Book), os aços de alta resistência surgiram na década de sessenta.

A original demanda para esta classe de aço surgiu da necessidade de se obter redução do “peso morto” dos equipamentos de transporte. Esta aplicação utilizava os aços de maiores limites de tensões ao escoamento.

A necessidade de se obter equipamentos de alta resistência estrutural e baixa massa, sem dificultar o processo de soldagem ou fabricação de componentes a partir dos aços de alta resistência ou de ferramentas levou ao desenvolvimento de classes de aços a partir de tratamentos térmicos. Em adição a aplicação inicial, todos os aços de alta resistência eram utilizados a princípio em uma gama grande de produtos como: maquinários de construções civis, equipamentos de manuseios de peças, pontes e construções prediais.

No início, os aços de alta resistência estavam disponíveis no mercado em forma de: chapas, fitas, placas, formas estruturais, barras e seções típicas para específicas aplicações. Estes aços também eram fornecidos em bobinas de chapas com laminação a frio ou tiras com espessuras mínimas de 1,6 mm.

Para um eficaz controle de espessuras após a laminação, este valor de 1,6 mm era o valor mínimo que os processos de fabricação da época poderiam suportar. Estas chapas de 1,6 mm de espessura eram utilizadas na fabricação de carrocerias de *trailers*.

Estampar ou forjar estes aços na época era muito difícil devido à ineficiência dos processos de fabricação, tornando-se necessário submeter os aços ao processo de têmpera, para atingirem suas propriedades mecânicas, apenas após a realização da estampagem ou forjamento dos componentes.

Devido aos aços de alta resistência serem encontrados apenas em espessuras acima de 1,6 mm, e devido à falta de tecnologia na área de siderurgia, estes aços eram inviáveis para a aplicação na indústria automotiva.

Poole et al. também relatam resultados de testes da década de sessenta, onde foram desenvolvidas as primeiras combinações entre diferentes metais.

Metais nobres como titânio, manganês, vanádio entre outros, eram adicionados em pequena quantidade à composição química dos aços de baixo carbono resultando em aços de excelentes propriedades mecânicas, pois a resistência perdida pelo aço com a diminuição de carbono em sua estrutura era compensada pela adição destes metais nobres, sem que com esta adição o aço perdesse sua estampabilidade e também não aumentasse sua dificuldade de soldagem.

O resultado desta combinação foi à obtenção de um aço de alta resistência sem a necessidade de grande quantidade de carbono na composição do mesmo, pois quando isto ocorre, o aço apresenta pouca ductilidade dificultando o uso em estampagem.

O aumento da tensão limite ao escoamento pode ser atingido facilmente ao se aumentar a porcentagem de carbono e manganês na composição química do aço, mas para evitar perda de eficiência de solda e aparição de nódulos de maior dureza, as quantidades máximas sugeridas de carbono e manganês ao aço são 0,3% de carbono e 1,6% de manganês

Segundo Mohr; Wierzbicki (2004) os aços de alta resistência tiveram sua aplicação na indústria automobilística ampliada na década de 90, mas desde final da década de 70 estes aços de alta resistência passaram a ser aplicados na indústria automotiva.

É fácil perceber que a sua aplicação aumentou gradativamente, acompanhando a evolução da indústria siderúrgica mundial.

A evolução das tecnologias de siderurgia possibilitaram estas aplicações, pois quando estes aços surgiram na década de sessenta, seus processos de laminação eram muito rudimentares e limitados, com isso os aços passavam pelo processo de têmpera apenas após a laminação, devido às limitações do processo de fabricação.

Segundo Shaw; Zuidema (2001) após o surgimento do conceito ULSAB (*Ultra Light Steel Auto Body* – Koehr, 1997) na década de noventa, os aços de alta resistência (*High Strength Steel*) eram aqueles que possuíam tensões limites ao escoamento na faixa de 210 a 550 MPa, e acima destes valores ficaram os aços

UHSS (*Ultra High Strength Steel*) e os aços com tensões limites ao escoamento abaixo de 210 MPa são os aços convencionais.

Os aços de alta resistência estão classificados como se segue.

- HSS convencionais:

- *Mild* – aço doce (*Mild Steel*).
- IF – intersticial –livre.
- IS – isotrópico.
- BH – bake - hardenable.
- CMn – carbono – manganês.
- HSLA – alta resistência – baixa liga (*High strength low alloy*).

### **3.2 Tecnologia**

O avanço da tecnologia na siderurgia esta possibilitando que as grandes indústrias automobilísticas se aproximem cada vez mais de suas metas de redução de massa do veículo e por conseqüência, redução de emissões de poluentes devido à redução no consumo de combustível pelos veículos.

Em SSAB (1998) são apresentadas as diferentes espessuras das bobinas de aços disponíveis no mercado mundial. Estes aços de alta resistência são oferecidos no mercado a espessuras que variam centésimos de milímetros.

Estas variações de espessuras demonstram o nível de tecnologia encontrado nas grandes siderúrgicas, pois com uma variação de espessura em centésimos de milímetros, a possibilidade de otimização dos componentes estruturais pelas grandes montadoras, tornam-se a cada dia que passa, uma realidade mais concreta no desenvolvimento de componentes veiculares.

O Brasil ainda não desfruta desta gama de espessuras de aços em sua produção nacional, os altos investimentos necessário para o desenvolvimento dos processos de fabricação adequados e o baixo volume de venda, não são atrativos comerciais para as siderúrgicas nacionais.

### **3.3 Aços utilizados no trabalho**

No trabalho desenvolvido foram utilizados os aços do tipo *Bake – Hardenable* (Endurecível na Estufa) em substituição aos aços convencionais de alguns componentes, estes aços devido suas características são muito utilizados para evitar indentação em painéis externo.

Os materiais com características de envelhecimento em estufa (BH), usualmente conhecido como efeito BH de acordo com esta norma, classificam-se conforme o limite de escoamento mínimo.

Exemplo de aços do tipo BH:

- BH 180 – limite de escoamento mínimo = 180 MPa.
- BH 210 – limite de escoamento mínimo = 210 MPa.
- BH 240 – limite de escoamento mínimo = 240 MPa.
- BH 270 – limite de escoamento mínimo = 270 MPa.

Os aços do tipo BH utilizados em painéis externos automotivos, segundo Wüebbels et al. (2002), apresentam baixos limites de tensões ao escoamento antes da estampagem, e aumentam suas tensões e a resistência do painel quanto à indentação e *oil canning* depois de estampados e pintados através do processo de pintura sob temperatura. Estes aços são obtidos como resultados de um processo térmico associado com pintura.

Obedecendo a classificação de alta resistência (Metals Hand Book), estes são aços de baixo carbono com adição de alguns materiais, geralmente são aços que apresentam no máximo 0,13% de carbono em sua composição química.

Estes aços BH utilizam Carbono em solução para aumentar sua resistência durante o processo de pintura sob temperatura (*bake cycle* – ciclo de secagem pelo calor) devido à tensão de envelhecimento. Após a estampagem e pintura sob aquecimento, este aço apresenta um aumento em sua tensão limite de escoamento. Devido a esta característica, os aços do tipo BH são recomendados para se reduzir espessuras de painéis externos, devido a sua resistência contra a indentação dos grandes painéis externos.

Para aços do tipo BH laminados a quente, com espessuras  $\leq 2,0$  mm, o limite de escoamento destes materiais aumenta em 30 MPa e para espessura acima deste valor, o limite de escoamento aumenta 40 MPa (GMW2, 2004).

A tabela 3.1 apresenta a composição química de alguns aços do tipo BH.

Tabela 3.1 – Composição química dos aços tipo BH (EMS.ME.1508, 2003).

Grau do Aço	% Max Carbono	% Max Manganês	% Max Fósforo	% Max Enxofre	% Max Alumínio	% Max Titânio	% Max Boro
BH 180	0,05	0,70	0,06	0,03	0,015	não contém	0,0005
BH 210	0,07	0,70	0,08	0,03	0,015		0,0005
BH 240	0,08	0,70	0,10	0,03	0,015		0,0005
BH 270	0,09	0,70	0,11	0,03	0,015		0,0005
BH 300	0,10	0,70	0,12	0,03	0,015		0,0005
BH 340	0,12	1,50	0,12	0,03	0,015		0,0005

Cada metal adicionado à composição do aço é responsável por uma dada característica que este aço apresentará.

Estes aços que recebem, além do carbono, outros componentes químicos em baixa escala, recebem o nome de HSLA ou *High Strength Low Alloy*, aços de baixa liga devido à proporção de componentes químicos adicionados ser pequena.

Segundo Poole et al. (Metals Handbook), o nióbio e o vanádio quando adicionados ao aço, corrigem a perda de tensão limite ao escoamento ao se reduzir à proporção de carbono na composição química do aço.

Estes dois componentes químicos adicionados ao aço melhoram a estampabilidade dos mesmos e facilitam a soldagem, mantendo os limites de tensão ao escoamento elevados.

## CAPÍTULO 4

### CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DO COMPONENTE

A simulação por elementos finitos de elementos estruturais é procedimento padrão utilizado pela indústria automobilística durante as fases de validação e desenvolvimento de um novo produto.

Este foi o método adotado neste trabalho, uma vez que foi feito um comparativo com os resultados de análises feitas num componente em produção.

As vantagens do uso de elementos finitos são a possibilidade de realizar combinações entre variações de espessuras e alteração de materiais, e obter em um curto espaço de tempo um resultado confiável a um baixo custo.

As avaliações a partir de simulações matemáticas foram realizadas levando em consideração análises estáticas e dinâmicas, sempre utilizando as seguintes propriedades para o aço:

- Módulo de elasticidade - 205000 MPa.
- Coeficiente de Poisson – 0,3.
- Densidade do aço –  $7,9 \times 10^{-9}$  toneladas / mm<sup>3</sup>.

Estas unidades foram utilizadas para que os resultados de tensão, deslocamento e força fossem obtidos em MPa, mm e N respectivamente.

A tabela 4.1 apresenta os materiais utilizados neste trabalho e suas respectivas propriedades mecânicas.

Tabela 4.1 – Materiais utilizados neste trabalho.

<b>Aço</b>	<b>limite de tensão ao escoamento</b>	<b>limite de tensão à ruptura</b>	<b>deformação máxima</b>
<b>QS 1010</b>	<b>170 MPa</b>	<b>340 MPa</b>	<b>18,0%</b>
<b>BH 180</b>	<b>210 MPa</b>	<b>370 MPa</b>	<b>34,0%</b>
<b>BH 210</b>	<b>240 MPa</b>	<b>380 MPa</b>	<b>33,0%</b>
<b>BH 260</b>	<b>300 MPa</b>	<b>415 MPa</b>	<b>30,0%</b>
<b>BH 280</b>	<b>310 MPa</b>	<b>415 MPa</b>	<b>28,0%</b>

As simulações foram divididas em análises lineares e análises não-lineares e estão descritas a seguir.

#### **4.1 Análises lineares**

Neste tipo de análise é considerada a hipótese de comportamento elástico linear para o material. Também não são consideradas as não linearidades geométricas.

As análises lineares foram utilizadas para calcular a rigidez do conjunto de porta e também os modos naturais do componente vibrar e seus respectivos valores de frequência natural.

##### **4.1.1 Rigidez Vertical - $R_v$**

O cálculo deste valor de rigidez nos proporciona a possibilidade de saber o quanto o conjunto de porta, no caso deste trabalho, resiste ao sofrer um carregamento vertical.

Os carregamentos externos aplicados no modelo, estão de acordo com o procedimento interno do departamento de Cálculo Estrutural da General Motors de número 55.01.01.013 (GM, 2003c), onde é mencionado que uma força de 900 N seja aplicada na região do trinco do conjunto de porta, como demonstrado na figura 4.1.

Este conjunto de porta deverá estar transladado 200 mm no sentido de abertura da porta em torno do eixo formado pelas duas dobradiças. Isto é para evitar que o valor de rigidez apresentado seja influenciado por possíveis contatos entre o conjunto de porta e a carroceria do veículo. Estes 200 mm deverão ser medidos a partir do trinco indo para o sentido de fora do carro (eixo Y – demonstrado na figura 4.1).

As regiões das dobradiças e do trinco deverão estar engastadas para evitar movimentação durante o carregamento.

Nas dobradiças foram adicionadas condições de contorno externas (engaste) cujas quais não permitam translação e rotação em nenhuma das direções indicadas no sistema de referência demonstrado na figura 4.1.

Na região do trinco foi adicionada uma condição de contorno externa (engaste), que limita a translação do conjunto de porta da direção Y do carro, este engaste evita qualquer movimentação de corpo rígido que o conjunto de porta possa apresentar.

A meta para esta rigidez vertical é tal que o deslocamento medido no trinco do conjunto de porta não ultrapasse o valor de 3 mm.

O cálculo da rigidez vertical é demonstrado na equação 4.1.

A figura 4.1 apresenta o modelo com a força aplicada e suas devidas condições externas de contorno (engaste) e também o sentido de translação da abertura de porta.

O trinco e as dobradiças do conjunto de porta foram representados por elementos rígidos do tipo RBE2 do Nastran 2004 (MSC, 2003).

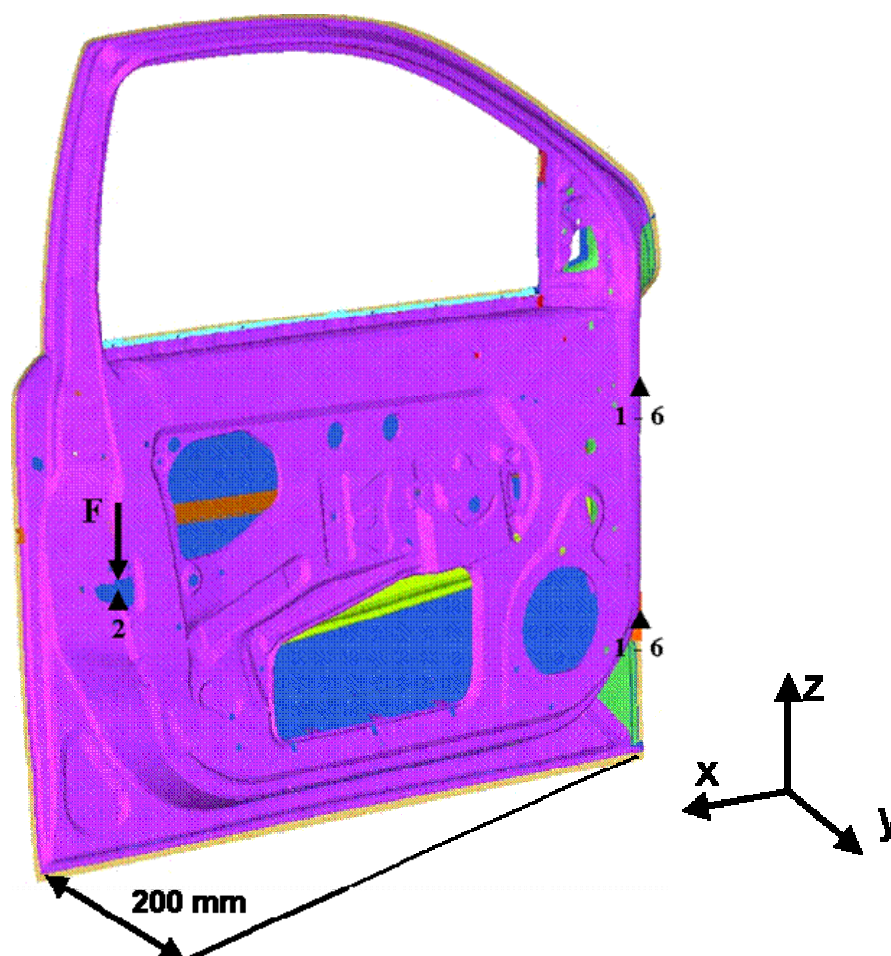


Figura 4.1 – Esquema de carregamento para o cálculo de rigidez vertical e o eixo de coordenadas do veículo.



$$R_v = \frac{F}{\Delta z} \quad (4.1)$$

onde:

- $R_v$  = rigidez vertical, medida em  $\frac{N}{mm}$ .
- $F$  = força de 900 N no eixo Z do veículo na direção negativa.
- $\Delta z$  = deslocamento máximo do nó de aplicação de carga (trinco) em Z após carregamento, medida em mm.

Abaixo estão apresentados os valores de Rigidez vertical do conjunto de porta atualmente em produção, que é o nosso modelo base, cujos valores serão comparados com os das propostas sugeridas no estudo.

Sendo assim o valor desejado para a rigidez vertical será o valor da rigidez do modelo atual:

$$\Delta z = 1,367mm \quad R_v = \frac{900}{1,367} = 658,4 \frac{N}{mm}$$

#### 4.1.2 Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$

Os carregamentos aplicados no modelo, estão de acordo com o procedimento interno do departamento de Cálculo Estrutural da General Motors de número 55.01.01.012 (GM, 2003b), onde é mencionado que uma força de 900 N seja distribuída nos nós da região superior do painel interno do conjunto de porta de tal maneira que esta distribuição descreva uma “circunferência” de 25 mm de diâmetro, e o deslocamento máximo deverá ser medido nos nós do painel externo (na mesma direção da força), para evitar que este deslocamento seja influenciado pela deformação do painel que esta recebendo o carregamento. Os pontos de distribuição da força estão demonstrados na figura 4.2.

As regiões das dobradiças e do trinco deverão estar engastadas para evitar movimentação durante o carregamento.

Nas dobradiças foram adicionadas condições de contorno externas (engaste) cujas quais não permitam translação e rotação em nenhuma das direções indicadas no sistema de referência, como demonstrado na figura 4.2.

Na região do trinco foi adicionada uma condição de contorno externa (engaste), que impede a translação do conjunto de porta nas direções indicadas no sistema de referência, deixando livre suas rotações.

A meta para esta rigidez torsional superior é tal que o deslocamento medido no painel externo do conjunto de porta não ultrapasse o valor de 3 mm.

O cálculo da rigidez torsional superior é demonstrado na equação 4.2.

O trinco e as dobradiças do conjunto de porta, foram representados por elementos rígidos do tipo RBE2 do Nastran 2004 (MSC, 2003).

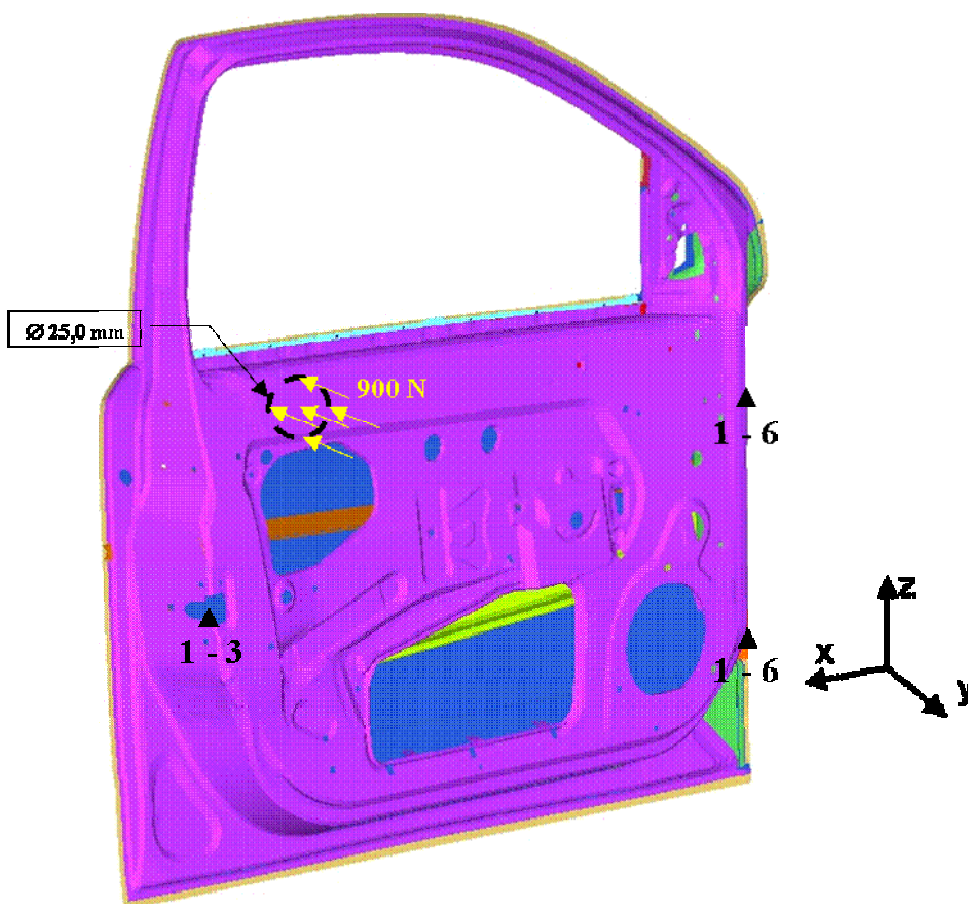


Figura 4.2 – Esquema de carregamento para o cálculo de rigidez torsional superior.

$$R_{TS} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.2)$$

onde:

-  $R_{TS}$  = rigidez torsional superior, medida em  $\frac{N}{mm}$ .

-  $F$  = força de 900 N no eixo Y.

-  $\Delta y$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Abaixo estão apresentados os valores de Rigidez Torsional Superior do conjunto de porta atualmente em produção, que é o nosso modelo base, cujos valores serão comparados com os das propostas sugeridas no estudo.

Sendo assim o valor desejado para a rigidez torsional superior será o valor da rigidez do modelo atual:

$$\Delta y = 0,7246mm \quad R_{TS} = \frac{900}{0,7246} = 1242,1 \frac{N}{mm}$$

#### 4.1.3 Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$

Os carregamentos aplicados no modelo, estão de acordo com o procedimento interno do departamento de Cálculo Estrutural da General Motors de número 55.01.01.012 (GM, 2003b), onde é mencionado que uma força de 900 N seja distribuída nos nós da região inferior do painel interno do conjunto de porta de tal maneira que esta distribuição descreva uma “circunferência” de 25 mm de diâmetro, e o deslocamento máximo deverá ser medido nos nós do painel externo (na mesma direção da força), para evitar que este deslocamento seja influenciado pela deformação do painel que esta recebendo o carregamento. Os pontos de distribuição da força estão demonstrados na figura 4.3.

As regiões das dobradiças e do trinco deverão estar engastadas para evitar movimentação durante o carregamento.

Nas dobradiças foram adicionadas condições de contorno externas (engaste) cujas quais não permitam translação e rotação em nenhuma das direções indicadas no sistema de referência, como demonstrado na figura 4.3.

Na região do trinco foi adicionada uma condição de contorno externa (engaste), que impede a translação do conjunto de porta nas direções indicadas no sistema de referência, deixando livres suas rotações.

A meta para esta rigidez torsional inferior é tal que o deslocamento medido no painel externo do conjunto de porta não ultrapasse o valor de 10 mm.

O cálculo da rigidez torsional inferior é demonstrado na equação 4.3.

O trinco e as dobradiças do conjunto de porta foram representados por elementos rígidos do tipo RBE2 do Nastran 2004 (MSC, 2003).

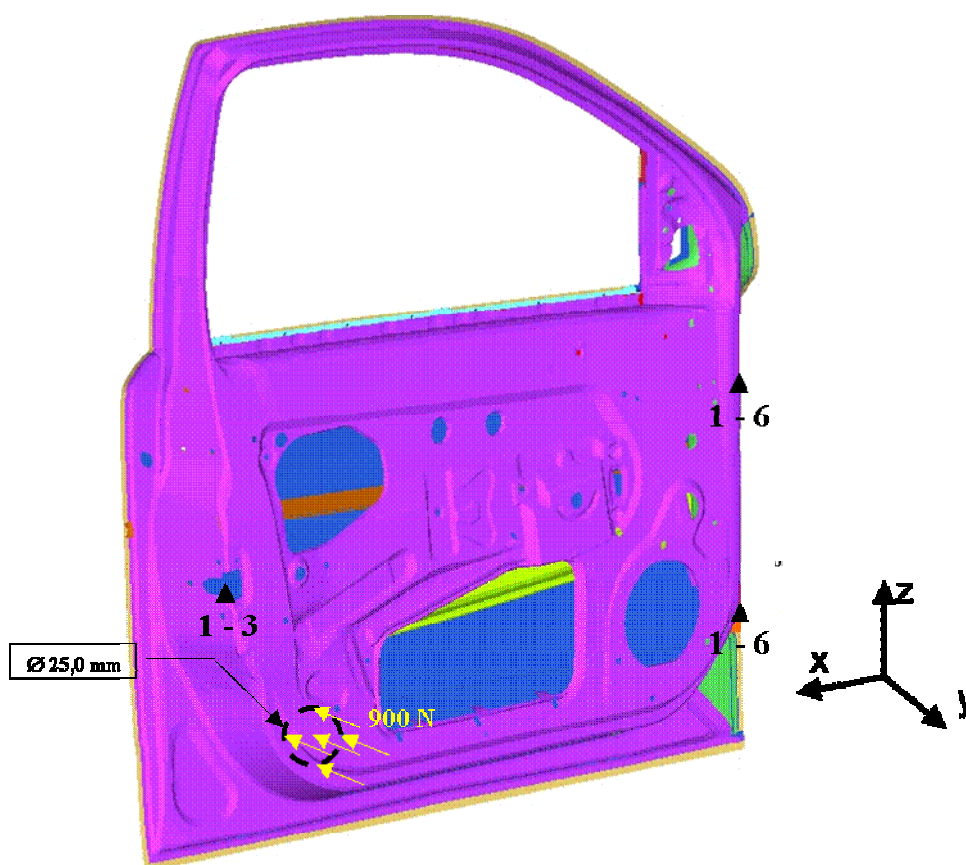


Figura 4.3 – Esquema de carregamento para o cálculo de rigidez torsional inferior.

$$R_{TI} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.3)$$

onde:

-  $R_{TI}$  = rigidez torsional inferior, medida em  $\frac{N}{mm}$ .

- F = força de 900 N no eixo Y.

-  $\Delta y$  = média dos deslocamentos do nós de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Abaixo estão apresentados os valores de Rigidez Torsional Inferior do conjunto de porta atualmente em produção, que é o nosso modelo base, cujos valores serão comparados com os das propostas sugeridas no estudo.

Sendo assim o valor desejado para a rigidez torsional inferior será o valor da rigidez do modelo atual:

$$\Delta y = 0,88225mm \quad R_{TI} = \frac{900}{0,88225} = 1020,1 \frac{N}{mm}$$

#### 4.1.4 Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$

Esta rigidez é dimensionada no intuito de que o conjunto da porta apresente uma resistência tal que quando a porta é fechada, esta resistência mantém a guarnição de borracha pressionada entre a carroceria e a porta, de modo que não permita a passagem de ar ou água entre a porta e carroceria do veículo.

Os carregamentos aplicados no modelo, estão de acordo com o procedimento interno do departamento de Cálculo Estrutural da General Motors de número 55.01.01.031 (GM, 2003e) onde está descrito que se deve aplicar uma força de 196 N, o que equivale a uma massa de 20 kg, na parte superior da estrutura da janela.

Esta força de 196 N deve ser aplicada em duas regiões distintas da estrutura superior da porta, a primeira deverá estar na metade da coluna A, e a segunda concentração de carga deverá estar aplicada a 25 mm da extremidade traseira da porta em relação à coluna B. Cada distribuição de força deverá somar 196 N.

Estas duas distribuições de força F1 e F2 estão demonstradas na figura 4.4.

As condições de contorno externas (engaste) também foram aplicadas de acordo com o procedimento interno da General Motors 55.01.01.031 (GM, 2003e), cujos quais impedem a translação do conjunto de porta nas direções indicadas no sistema de referência, deixando livre suas rotações.

A meta para este cálculo de rigidez, é que o deslocamento máximo medido seja menor que 10 mm.

A figura 4.4 demonstra a forma de aplicação das condições de contorno externa (engaste) cujas quais estão distribuídas em seis grupos de nós, sendo três grupos na região superior e os outros três na região inferior do painel interno do conjunto de porta.

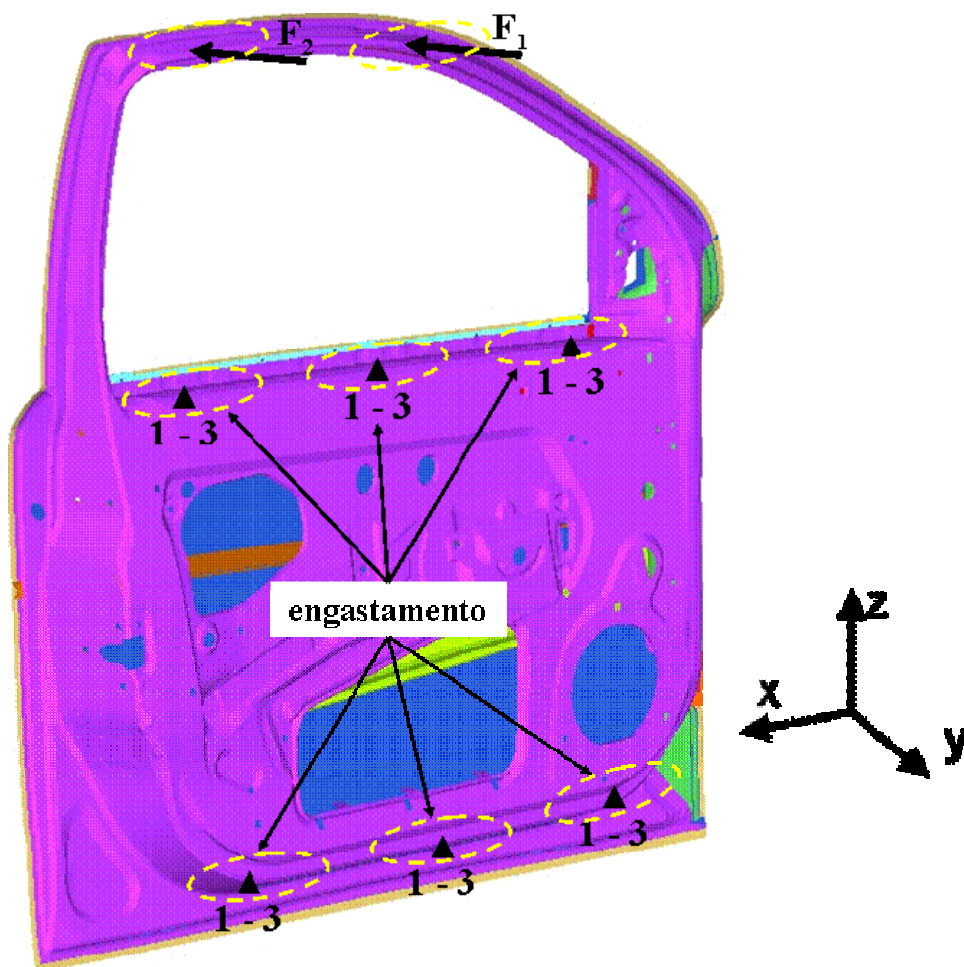


Figura 4.4 – Esquema de carregamento para o cálculo de rigidez na estrutura da janela da porta.

O cálculo da rigidez da estrutura da porta na região da janela é demonstrado nas equações 4.4 e 4.5.

$$R_{ej1} = \frac{F_1}{\Delta y} \quad (4.4) \quad R_{ej1} = \frac{F_2}{\Delta y} \quad (4.5)$$

onde:

- $R_{ej1}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna A, medida em  $\frac{N}{mm}$ .
- $R_{ej2}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna B, medida em  $\frac{N}{mm}$ .
- $F_1$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N.
- $F_2$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N.
- $\Delta y_A$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna A).
- $\Delta y_B$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna B).

Abaixo estão apresentados os valores de Rigidez da Estrutura da Janela do conjunto de porta atualmente em produção, que é o nosso modelo base, cujos valores serão comparados com os das propostas sugeridas no estudo.

Sendo assim o valor desejado para a será o valor da Rigidez da Estrutura da Janela do modelo atual:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} \text{ (rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A)}$$

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda_{yB}} \text{ (rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B)}$$

$$\Lambda_{yA} = 3,353mm \quad \Lambda_{yB} = 1,849mm$$

Portanto:

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A será:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} = \frac{196}{3,353} = 58,4 \frac{N}{mm}$$

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B será:

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda y B} = \frac{196}{1,849} = 106,0 \frac{N}{mm}$$

#### 4.1.5 – Análise Modal – Modos e frequências naturais do conjunto de porta

Nesta análise dinâmica do conjunto de porta, as únicas condições de contorno consideradas no modelo foram à somatória de forças igual a zero e somatória de momentos igual à zero no contorno da estrutura.

Quando se analisa modelos com apenas estas condições no contorno da estrutura, esta análise é chamada de “livre – livre”, ou seja, livre sem nada restringindo o seu movimento tanto de rotação quanto de translação, sendo assim os seis primeiros modos de frequência encontrados são os modos de corpo rígido e apresentam valores nulos de frequência natural.

Os modos naturais do conjunto de porta e suas respectivas frequências naturais, foram consideradas a partir do sétimo modo calculado, pois os seis primeiros modos são de corpo rígido.

Para a viabilização do estudo, foi adotado um valor de 35 Hz para o primeiro modo natural do sistema analisado, para que desta forma ser limitado o valor mínimo de frequência natural encontrado nas propostas geradas neste estudo. Valores abaixo de 35 Hz invalidarão a proposta.

Abaixo estão apresentados os valores de Frequência Natural do conjunto de porta atualmente em produção, que é o nosso modelo base, cujos valores serão comparados com os das propostas sugeridas no estudo.

- primeiro modo, frequência natural = 43,08 Hz (modo este apresentado pelo painel interno do conjunto de porta).

- segundo modo, frequência natural = 47,03 Hz (modo apresentado no painel interno).



- terceiro modo, frequência natural = 58,90 Hz (modo apresentado no painel externo).

- quarto modo, frequência natural = 65,85 Hz (modo de torsão global do conjunto de porta).

A figura 4.5 apresenta o primeiro modo natural do conjunto de porta, cuja frequência natural encontrada é de 47,03 Hz.

A energia de deformação apresentada na plotagem da figura 4.5 demonstra que este primeiro modo foi encontrado no painel interno do conjunto de porta. Para se determinar qual componente está apresentando o modo natural, plotasse a energia de deformação calculado para o sistema, e a região que apresenta coloração magenta, é a região onde está ocorrendo o modo.

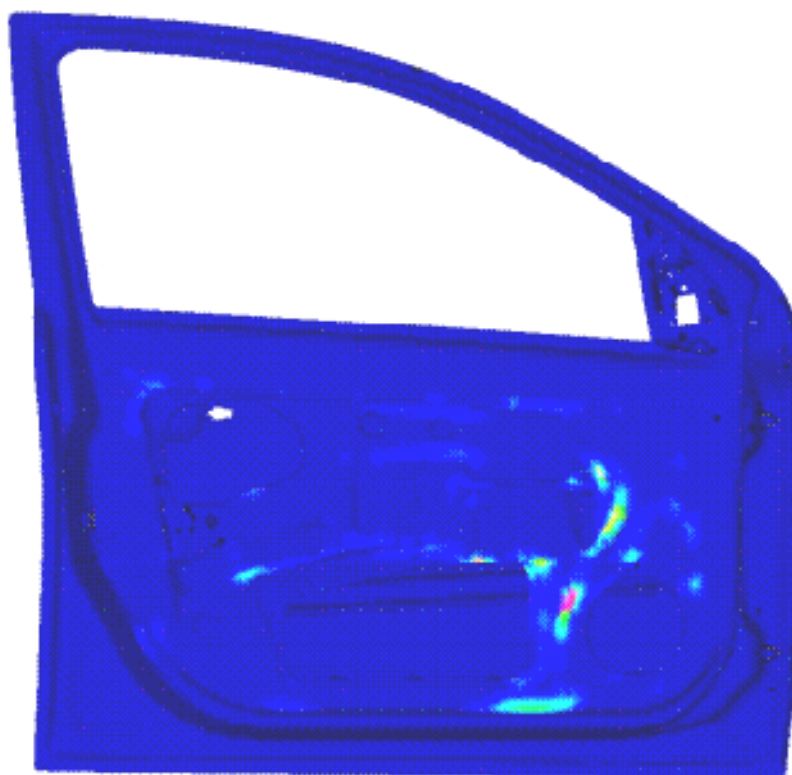


Figura 4.5 – Energia de deformação apresentada no painel interno do conjunto de porta para uma frequência natural de 47,03 Hz.

## 4.2 Análises não-lineares

As análises não lineares também são importantes para a validação de um componente estrutural, pois através destas análises podemos escolher diferentes materiais através de suas características, como por exemplo, um aço de baixo carbono.

Aços de baixo carbono são materiais ideais para se estampar grandes painéis, pois uma de suas principais características é ser bastante dúctil e por isso é fácil de estampá-lo. Por outro lado, a baixa tensão de escoamento (que é favorável na fabricação de peças estampadas) faz com que os painéis externos automotivos feitos com estes materiais estejam sujeitos a defeitos, tais como, amassamentos e riscos.

Estas análises permitem determinar qual a segurança de um ocupante no caso de um veículo sofrer uma colisão.

Outros cálculos que podemos realizar utilizando-se das análises não lineares são os de se checar se um painel externo apresenta ou não rigidez a indentação e *oil canning*.

### 4.2.1 Resistência quanto à indentação e *oil canning*

A indentação é um problema que ocorre nos grandes painéis externos, quando estes recebem algum tipo de choque de um objeto mais rídis que ele.

Estes choques podem ser dados por uma pedra durante a movimentação do veículo, ou até mesmo em estacionamento de supermercados ou shopping, onde uma pessoa pode abrir uma porta de um veículo e esta se chocar contra um outro veículo, causando um amassamento pequeno no painel menos rígido, que é a indentação.

Segundo Siriam; Lanzi III (2004), a resistência a indentação que um painel externo possui, é caracterizada como uma importante medida de qualidade apresentada por um painel externo, adicionando a este painel rigidez, resistência ao empenamento, contribuindo para evitar que o painel produza ruídos elevando a frequência natural do mesmo. Os cinco principais fatores que contribuem para que um painel externo apresente resistência a indentação e *oil canning* adequada, estão descritos a seguir em ordem aleatória:

- Raio de curvatura longitudinal do painel.
- Raio de curvatura transversal do painel.
- Limites de escoamento do material do painel.
- Espessura da chapa do painel externo.
- Limite de tensão acumulado durante o processo de estampagem.

Segundo Seksaria et al. (2003), não existe uma padronização mundial para a realização de testes que possam determinar a resistência a indentação e *oil canning* de um painel externo veicular, mas existem algumas premissas para a realização dos testes como, por exemplo, é mencionado o valor de 0,1 mm de deformação permanente depois de aplicada uma carga de 160 N através de uma esfera de 25 mm de diâmetro, mas este possível ponto de indentação tem de ser checado em testes físicos, pois a variação das cores da pintura pode ou fazer com que esta deformação de 0,1 mm seja aparente ou não.

A figura 4.6 representa uma análise típica para a determinação da força necessária para deformar um painel 0,1 mm, no caso apresentado na figura, esta carga foi de 183 N, ou seja, o valor encontrado foi acima da meta de 160 N, sendo assim este painel não apresenta problema de indentação.

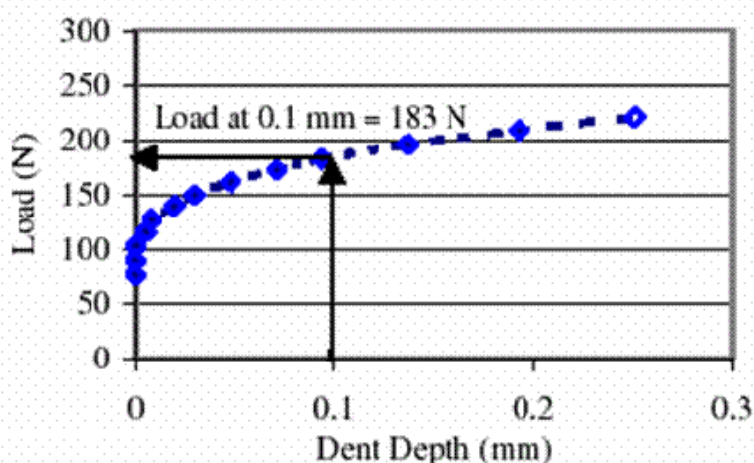


Figura 4.6 – Gráfico Força x Deformação plotado durante o processo de avaliação de resistência a indentação de um painel externo automotivo (Chen; Shi, 2002).

O *oil canning* é uma inversão de curvatura do painel externo, de convexa para côncava com a aplicação contínua e gradativa de uma carga, isto pode ser observado graficamente, como mostrado na figura 4.7.

O problema de *oil canning* é muito comum em veículos antigos, um exemplo é o teto do Fiat Uno, quando aplicada uma força para o realizar o seu polimento, o teto não apresenta rigidez suficiente para suportar esta força e muda a sua curvatura, este é um exemplo de *oil canning* não permanente.

O *oil canning* pode ocorrer em qualquer painel externo, não necessariamente no painel do teto, mas este é o painel mais comum que apresenta este problema devido as grandes dimensões.

A transição entre o ponto 1 e 2 da curva da figura 4.7 representa a ocorrência de *oil canning*, a indentação está demonstrada na figura 4.8 e recebe a denominação em inglês de *denting*.

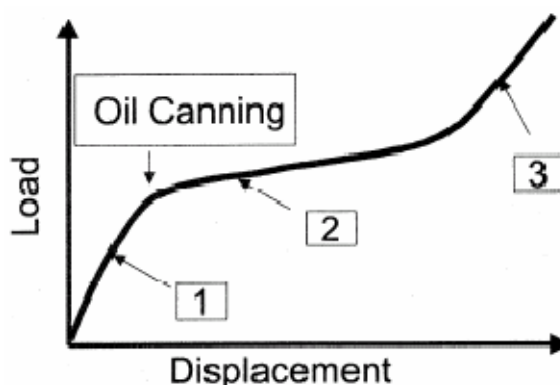


Figura 4.7 – Gráfico carregamento x deformação (Siriam; Lanzi III, 2004).

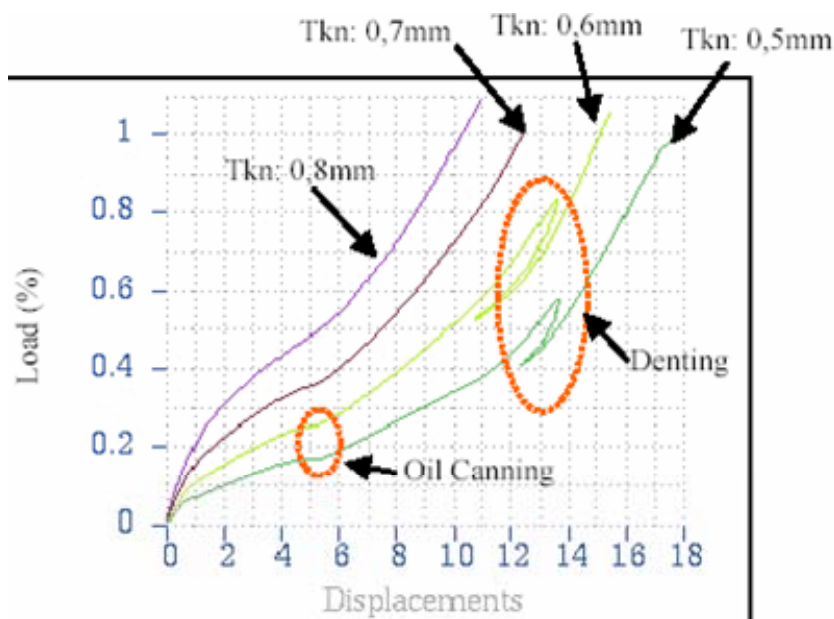


Figura 4.8 – Exemplo de curva plotada de carregamento em um painel externo para determinar a resistência a indentação e *oil canning* (Lima, 2004).

O modelo de elementos finitos para a verificação da resistência a *oil canning* e indentação, foi construído de acordo com o procedimento interno do departamento de Cálculo Estrutural da General Motors do Brasil de número 55.01.01.018 (GM, 2003d).

Neste procedimento é descrito que uma força de 250 N na direção Y do sistema cartesiano de coordenadas, deverá ser aplicada contra a superfície do painel externo distribuídas em cinco nós da malha de elementos finitos que forma o painel externo. Estes cinco nós descrevem uma circunferência de 50 mm de diâmetro, sendo que quatro destes nós estão localizados na borda da circunferência e o quinto é o nó central da circunferência. A figura 4.9 apresenta a distribuição de força em um painel externo.

As condições de contorno externas (engaste), que impedem a movimentação do conjunto de porta na direção Y do sistema cartesiano de coordenadas, devem ser aplicadas nas extremidades do conjunto de porta.

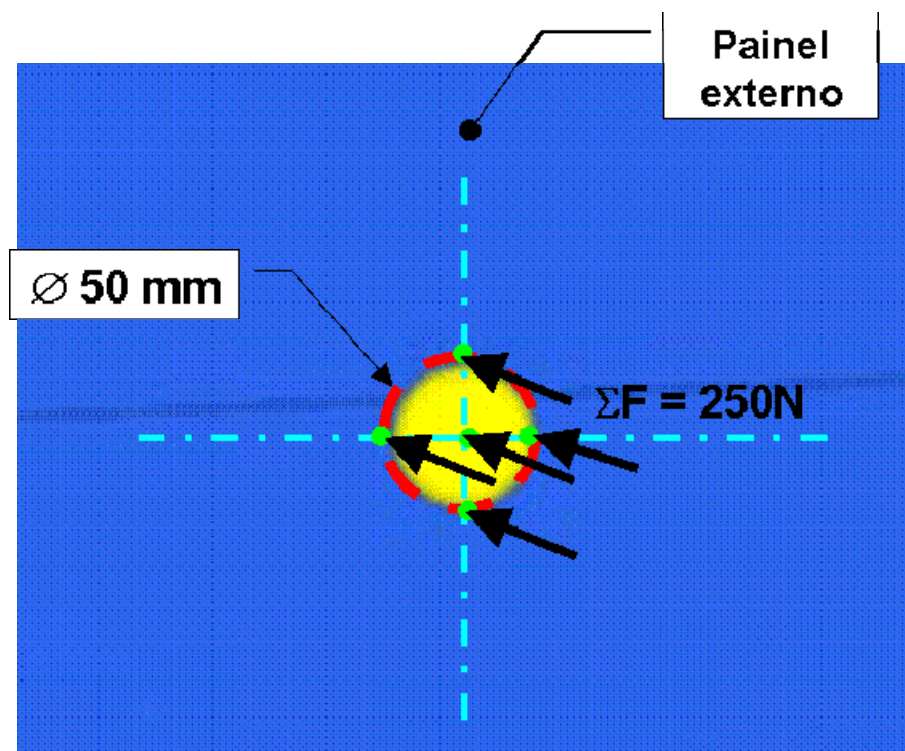


Figura 4.9 – Esquema de aplicação de força durante a simulação de *oil canning* e indentação.

Para a determinação das regiões de aplicação de força no painel externo, aplica-se uma distribuição de pressão no painel externo, onde cada elemento que forma a malha do painel externo recebe uma pressão de um Mega Pascal.

Após a aplicação desta pressão distribuída, o painel apresentará as regiões mais frágeis, regiões estas onde serão aplicadas as forças de 250 N.

O programa utilizado para a realização desta simulação é o Abaqus (Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1998), que é um programa comercial utilizado nas análises não lineares.

Depois de realizado a simulação, deve-se plotar uma curva de deformação por frequência de carregamento. Esta curva está demonstrada na figura 4.8 e 4.10.

Para sabermos se o painel simulado apresenta ou não problema de *oil canning* ou indentação, deve-se analisar a curva plotada. Caso a curva apresente um ponto de inversão de sentido, ou seja, comece a decrescer e logo em seguida volte à direção original de crescimento e este ponto estiver abaixo da faixa de 60 de carregamento, o que corresponde a 160 N (ver figura 4.10), este painel apresenta problema de indentação.

Caso este ponto de inversão de sentido da curva ocorra acima dos 60 % de carregamento, o painel não apresenta problema de indentação.

Para a verificação de problema ou não de *oil canning* apresentado pelo painel em estudo, deve-se analisar a curva ao todo, ou seja, até os 100% de carregamento ou 250 N. Caso esta curva apresente um patamar (derivada da curva tendendo à zero), este painel apresenta problema de *oil canning*.

A figura 4.10 apresenta o resultado de uma simulação onde o painel analisado apresentou problema de indentação e *oil canning*.

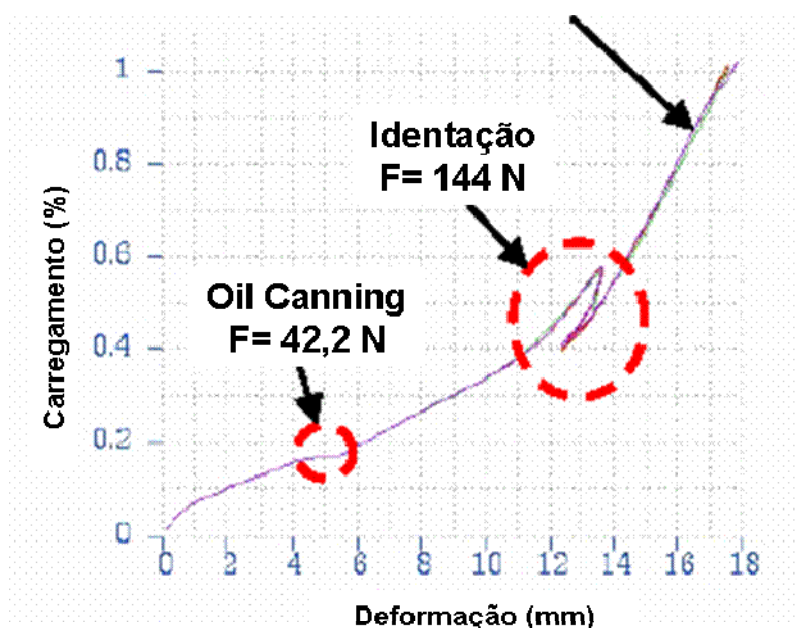


Figura 4.10 – Curva típica de análise de resistência a Identação e *Oil Canning* através do método dos elementos finitos.

Os problemas de indentação e *oil canning* que podem ocorrer nos grandes painéis externos são resultados da falta de rigidez das geometrias dos painéis, principalmente pouca curvatura e também utilização de materiais inadequados.

As figuras a seguir mostram os resultados de simulação de indentação e *oil canning* do modelo atual e como estes são modelos validados pela General Motors do Brasil, estes não apresentam problema de indentação ou *oil canning*.

Esta simulação foi realizada de acordo com os procedimentos internos da General Motors 55.01.01.018 (GM, 2003d).

A figura 4.11 apresenta a área “frágil” do painel externo e as figuras 4.12 e 4.13, apresentam os pontos do painel externo da porta onde foram aplicados os carregamentos.

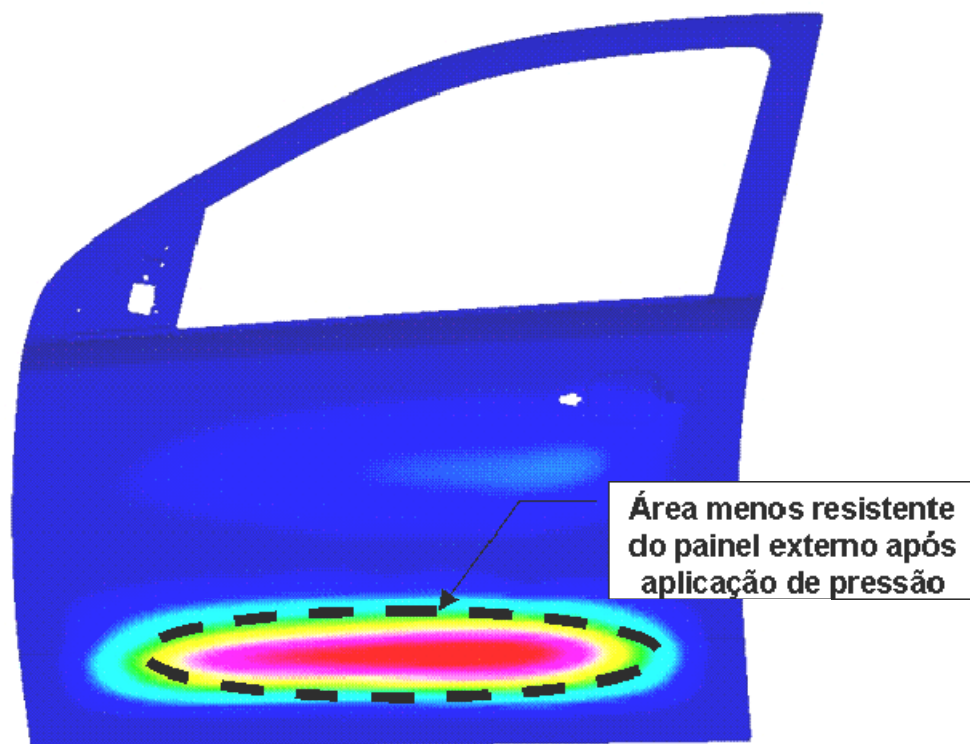


Figura 4.11 – Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos (conjunto de porta atual).



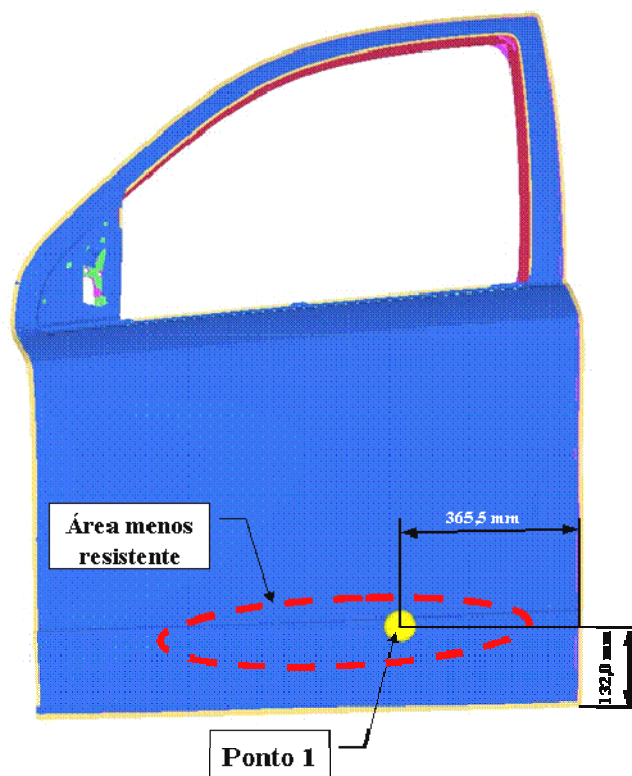


Figura 4.12 – Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo (conjunto de porta atual).

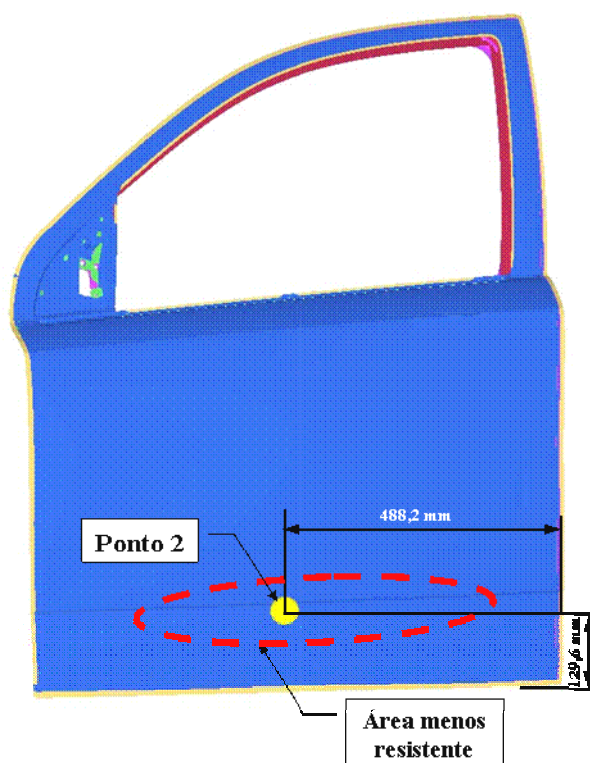


Figura 4.13 – Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo (conjunto de porta atual).

As figuras 4.14 e 4.15, apresentam respectivamente as curvas plotadas de frequência de carregamento por deformação dos pontos 1 e 2 de aplicação da força de 250 N.

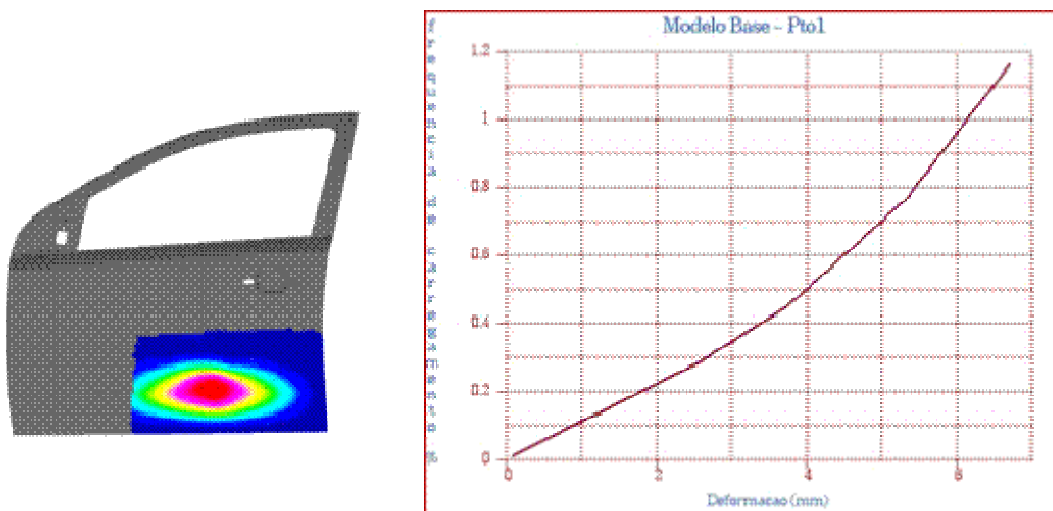


Figura 4.14 –Curva ponto 1 deformação (mm) X frequência de carregamento (%) - conjunto de porta atual.

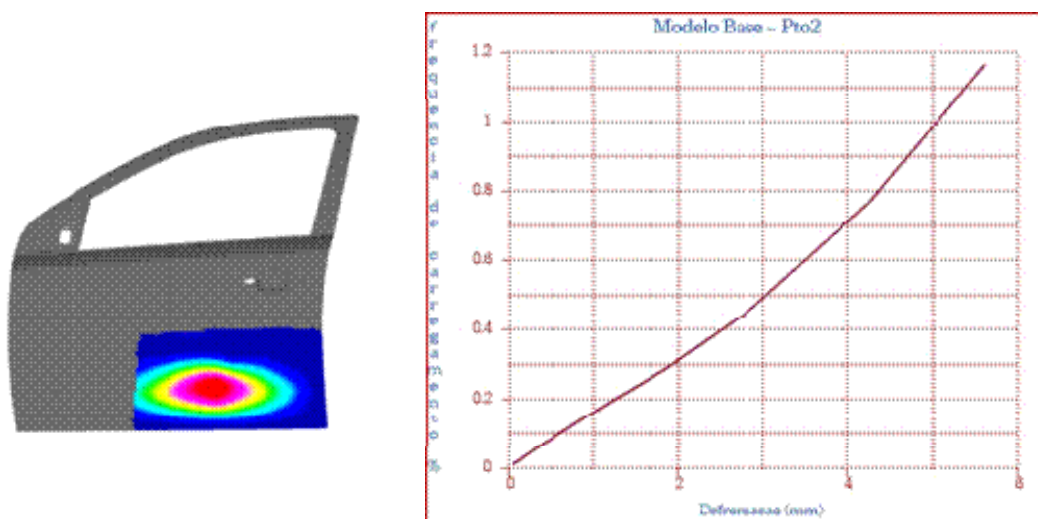


Figura 4.15 –Curva ponto 2 deformação X frequência de carregamento - conjunto de porta atual.

Analisando as duas curvas acima, observamos que o modelo atual não apresenta problema de identificação e nem *oil canning*, pois as curvas não apresentam

patamares durante o seu desenvolvimento (*oil canning*) também não apresenta nenhum ponto de inversão de crescimento até 60 % do carregamento (identação) aplicado sobre a superfície.

#### **4.2.2 Impacto Lateral – FMVSS item 214**

A verificação da segurança dos ocupantes do veículo em caso de uma colisão é determinada pela norma FMVSS item 214 (1993).

A norma FMVSS item 214 tem por finalidade reduzir o risco de ocorrer lesões graves ao ocupante do veículo. Esta norma abrange várias categorias de veículos automotores, sendo englobado todos os veículos de passageiros, caminhões e ônibus com até 4.545 kg de massa.

Esta simulação também teve grande importância durante a escolha da melhor combinação de materiais e espessuras para os componentes da porta.

Esta norma internacional especifica os requisitos a serem cumpridos durante o teste de colisão lateral, por uma porta lateral automotiva quanto à proteção dos ocupantes do veículo no momento do impacto. A proposta desta norma é reduzir o risco de o ocupante de um veículo automotor se ferir seriamente durante uma colisão lateral ou até mesmo vir a perder a sua vida, sendo esta norma válida para todos os tipos de carros, vans, micro-ônibus, ônibus e caminhões, exceto para veículos walk-in vans (veículos que o ocupante tem acesso ao compartimento de bagagem pela cabine).

A verificação da norma FMVSS ITEM 214 (1993) foi realizada apenas nos critérios do teste estático, onde o conjunto de porta pode ser analisado isoladamente sem a necessidade de utilização da carroceria do veículo. Para a realização dos testes dinâmicos, existe a obrigatoriedade da utilização da carroceria do veículo cuja qual não estava disponível no momento da realização deste estudo.

De acordo com a norma FMVSS ITEM 214, uma carga deverá ser aplicada continuamente a uma velocidade constante igual a 8,0 km/h, através de um cilindro de 304,8 mm (doze polegadas) de diâmetro e a altura do cilindro corresponderá à cota de 127,0 mm (cinco polegadas) que será medida a partir do ponto inferior da porta e chegando até o limite superior da porta onde começa a janela.

A direção da movimentação do cilindro é a direção Y do sistema de coordenadas do veículo como demonstrado na figura 4.16.

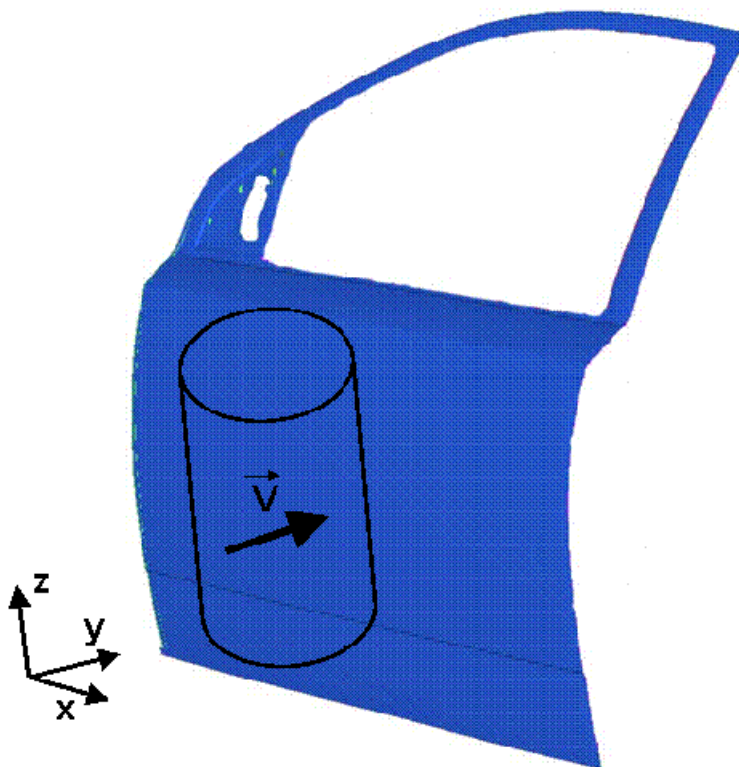


Figura 4.16 – Direção do deslocamento do cilindro na simulação de intrusão lateral.

O valor dos raios de concordância do cilindro será de 12,7 mm (meia polegada), como demonstrado na figura 4.17.

Na norma são especificados valores mínimos de força que devem ser medidos em determinados pontos de deformação do conjunto de porta.

Estes valores são divididos em três etapas, sendo a primeira (inicial), para uma deformação da porta em direção do ocupante do veículo de seis polegadas ou 152.4 mm (deformação inicial) a força mínima medida deve ser 10100 N, a segunda etapa (intermediária) é que para a porta apresentar uma deformação de doze polegadas ou 304.8 mm (deformação intermediária) a força mínima medida deve ser 15570 N, e a terceira e última etapa (pico de deformação) é que para uma deformação extrema de dezoito polegadas ou 457.2 mm a força mínima medida deve ser 31140 N.

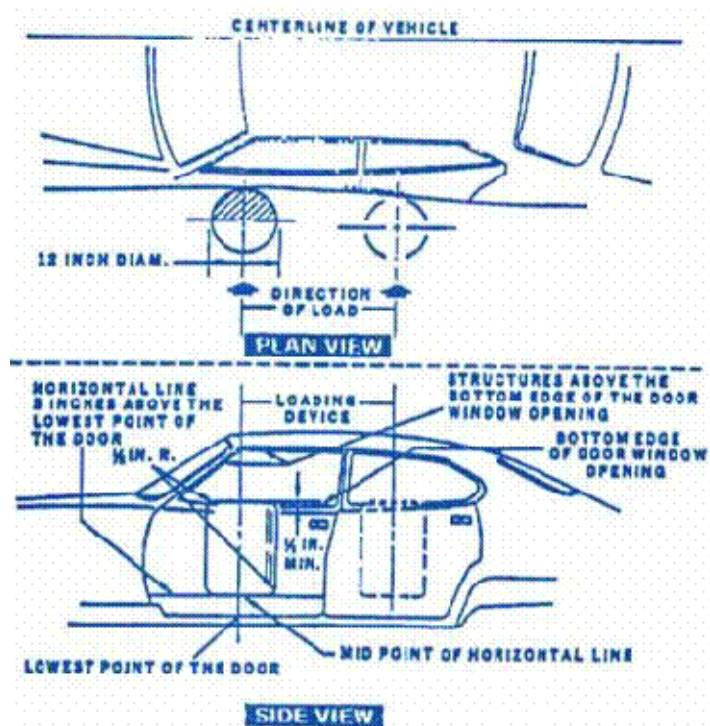


Figura 4.17 - Esquema para a realização da simulação de verificação da segurança dos ocupantes no caso de impacto lateral (FMVSS item 214, 1993).

A figura 4.18 apresenta a curva plotada após simulação de impacto lateral do conjunto de porta atual de acordo com a norma FMVSS item 214. Nesta figura é mostrado um gráfico Força (N) por Deformação (mm), sendo que os picos de força inicial, intermediário e final, também estão apresentados na figura.

O conjunto de porta atual atende os requisitos da norma FMVSS item 214 como mostrado na figura.

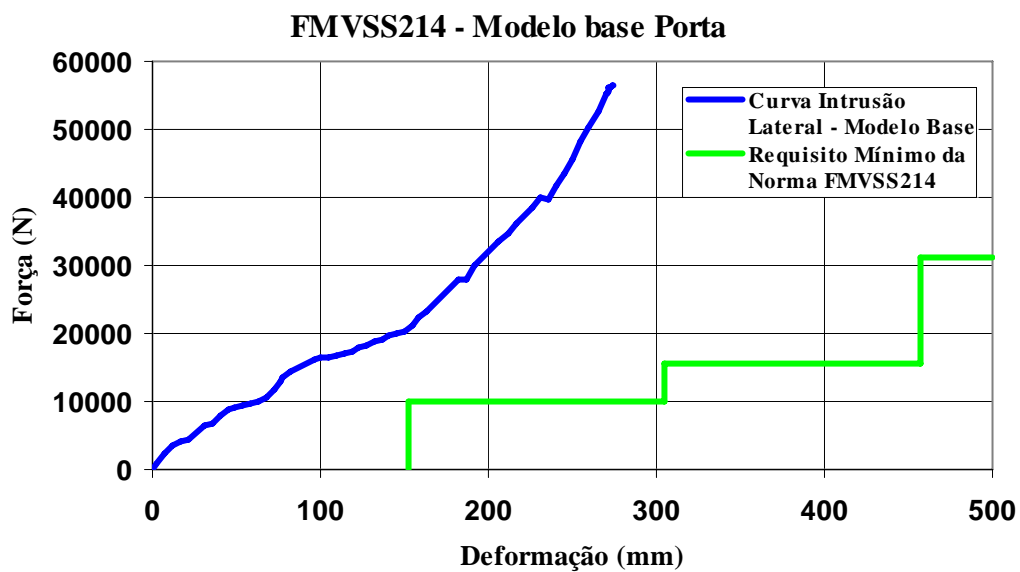


Figura 4.18 –Curva plotada após simulação do conjunto de porta atual – Intrusão Lateral de acordo com FMVSS item 214.

O gráfico acima nos mostra que as forças necessárias para deformar o conjunto de porta nos picos de 6, 12 e 18 polegadas, estão acima dos requisitos da norma FMVSS item 214.

A figura 4.19 apresenta o conjunto de porta após simulação de impacto lateral.



Figura 4.19 – Conjunto de porta atual após simulação de intrusão lateral.

A massa do conjunto de porta atualmente em produção na General Motors do Brasil foi calculada de acordo com o procedimento interno do departamento de Cálculo Estrutural General Motors de CAE de número 55.01.01.004 (GM, 2003a).

Massa do conjunto de porta atual de produção = 16.480 kg

#### **4.3 Teste para verificação de identação e *oil canning***

O teste de identação realizado em protótipos, na maioria das vezes acontece quando as ferramentas de estampagem já estão prontas, e um possível problema nesta fase de projeto poderiam acarretar em altos custos com retrabalho de ferramenta, por isso a simulação para a determinação da resistência ou não de painéis externos a identação têm tido papel fundamental no desenvolvimento de um novo produto, reduzindo custos de desenvolvimento.

Na General Motors do Brasil todas as simulações são correlacionadas com o teste físico, o que garante uma grande confiabilidade do sistema de simulações .

A figura 4.19 mostra uma ferramenta para a realização dos testes de validação dos painéis externos quanto a sua resistência a indentação esta ferramenta possui em sua extremidade uma esfera de 25 mm de diâmetro, e é calibrada uma força de 160 N a ser aplicada contra o painel, se após a aplicação desta carga o painel não apresentar ponto de deformação permanente, o painel está aprovado.

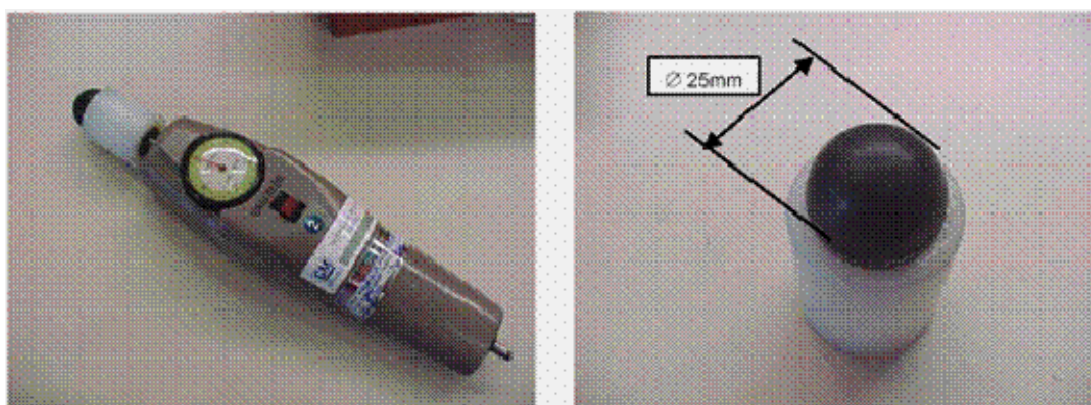


Figura 4.19 – Foto da ferramenta para aplicação de carga durante o teste de indentação dos painéis (Zetchaku, 2004).

A figura 4.20 mostra uma ferramenta utilizada para a aplicação de carga na determinação da resistência do painel ao *oil canning*, como pode ser observada, esta ferramenta possui em sua extremidade uma esfera de 50 mm de diâmetro, e esta esfera transmitirá ao painel uma carga de 250 N caso não ocorra a inversão de curvatura do painel, onde a rigidez do painel diminui depois de certa porcentagem de carregamento, o painel apresenta resistência ao *oil canning*, ou amassamento durante o ato de polir o painel externo do veículo.



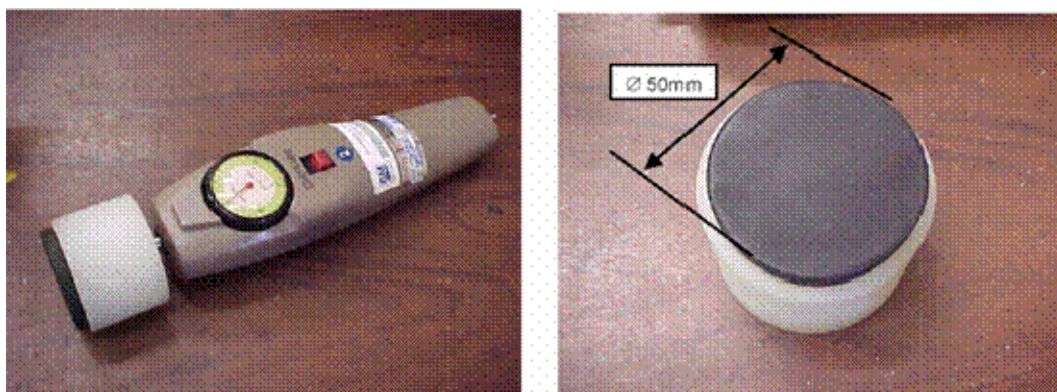


Figura 4.20 – Foto da ferramenta para aplicação de carga durante o teste de *oil canning* dos painéis (Zetchaku, 2004).

## CAPÍTULO 5

### ANÁLISE ESTRUTURAL PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Neste estudo foram realizados dois tipos de análises estruturais pelo Método dos Elementos Finitos, o primeiro foi análises lineares que tinham por objetivo avaliar os critérios de Rigidez Vertical ( $R_V$ ), Rigidez Torsional Superior ( $R_{TS}$ ), Rigidez Torsional Inferior ( $R_{TI}$ ) e os Modos e Frequências Naturais do conjunto de porta em estudo.

O segundo tipo de análises realizado foi análises não-lineares que tinham por objetivo analisar a resistência do painel externo do conjunto de porta para as propostas sugeridas neste trabalho quanto à Identação e *Oil Canning*, e também este tipo de análise possibilitou a avaliação da segurança do ocupante do veículo no caso de uma colisão lateral.

Todos os resultados obtidos a partir destas simulações, foram comparados com os resultados já existentes do conjunto de porta atualmente em produção. A confiabilidade destes resultados é muito alta tendo em vista que o conjunto de porta atual já está validado, pois os resultados das simulações já foram comprovados com testes físicos realizados pelo Campo de Provas da General Motors do Brasil localizado em Indaiatuba estado de São Paulo.

#### 5.1 Modelo para realização das análises lineares

Foi usado o programa comercial de elementos finitos Nastran 2004 (MSC, 2003) para a realização das análises lineares.

As malhas de elementos finitos foram geradas usando o pré-processador Hypermesh 7.0 (Altair Computing Inc., 2005a).

Na tabela 5.1 estão listados os números de nós e elementos dos modelos utilizados para a realização das análises lineares. Em todos os casos foram usados elementos de casca (Shell) e elementos do tipo rígido.

Estes modelos possuem dois tipos de elementos casca (Shell) do Nastran, o primeiro é o elemento triangular TRIA3 e o segundo é o quadrilátero QUAD4.

Os elementos rígidos do tipo RBE 2 foram utilizados para a representação das soldas, do trinco e das dobradiças do conjunto de porta.

O número máximo de elementos triangulares não ultrapassou 12,5% dos quadriláteros, para evitar que o modelo ficasse muito rígido e mascarasse o resultado final, pois caso esta razão fosse ultrapassada, correria-se o risco de a rigidez encontrada no modelo ser acima da rigidez real.

Tabela 5.1 – Descrição do modelo para análises lineares - Nastran.

<b>item</b>	<b>número</b>
elementos shell triangulares (TRIA3)	3899
elementos shell quadriláteros (QUAD4)	32099
total de elementos tipo shell (triangulares + quadriláteros)	35998
elementos rígidos simples (RBE2)	119
nós do modelo	35640

A figura 5.1 mostra uma imagem da malha de elementos finitos gerada para a realização das simulações e cálculos matemáticos lineares. Em todas as análises lineares foi utilizado o mesmo modelo de elementos finitos, as únicas variáveis dos modelos foram alteração de material de uma proposta para outra e alteração de espessura dos componentes.

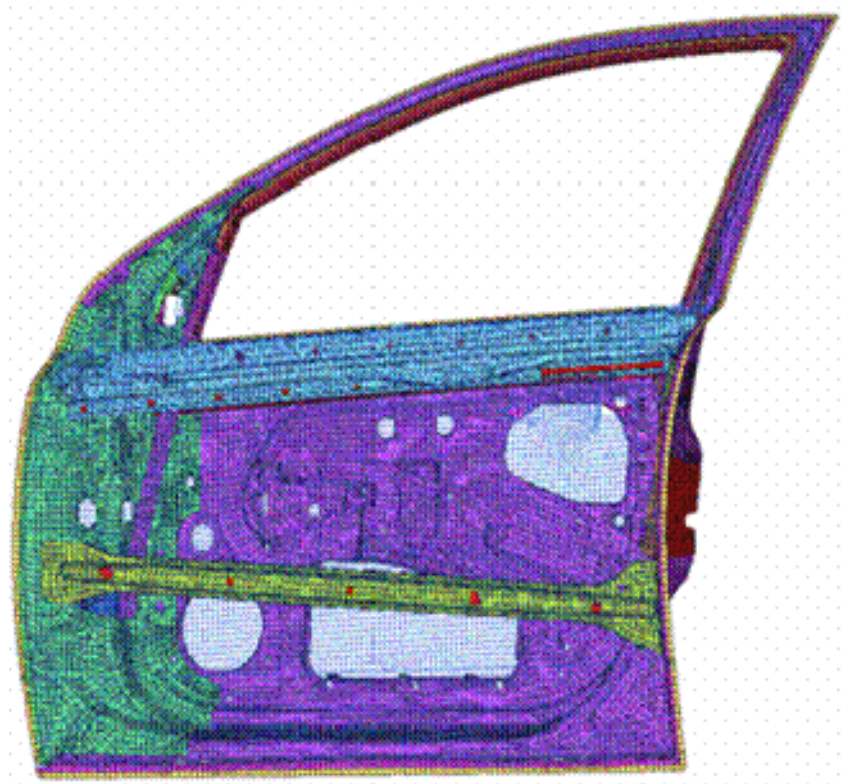


Figura 5.1- Malha de elementos finitos do conjunto da porta – análises lineares.

## 5.2 Modelo para a realização das análises não-lineares

Para a realização das análises não-lineares foram utilizados dois programas comerciais de elementos finitos, o primeiro foi o programa Abaqus (Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1998) e o segundo programa foi o Ls-dyna (Livemore Software Technology Corporation, 2001).

O programa Abaqus foi utilizado para a verificação das resistências a indentação e *oil canning* apresentada pelo painel externo do conjunto de porta, e o programa Ls-dyna foi utilizado para verificar a segurança do ocupante no caso de uma colisão lateral.

As malhas de elementos finitos foram geradas usando o pré-processador Hypermesh 7.0 (Altair Computing Inc., 2005a), sendo que para os dois programas foram utilizados os mesmos números de nós e elementos, mas com uma diferenciação, os elementos se diferem entre os programas.

Na tabela 5.2 estão listados os números de nós e elementos dos modelos de elementos finitos utilizado para a realização das análises não-lineares utilizando o

programa Abaqus. Em todos os casos foram usados elementos de casca (Shell) e elementos do tipo rígido.

O modelo para a simulação no programa Abaqus possui dois tipos de elementos casca (Shell) do Abaqus, o primeiro é o elemento triangular S3R e o segundo é o quadrilátero R4R.

Os elementos rígidos são do tipo *Beam* e foram utilizados para a representação das soldas, do trinco e das dobradiças do conjunto de porta.

Assim como nas análises lineares, o número máximo de elementos triangulares não ultrapassou 12,5% dos quadriláteros, para evitar que o modelo ficasse muito rígido e mascarasse o resultado final, pois caso esta razão fosse ultrapassada, correria-se o risco de a rigidez encontrada no modelo ser acima da rigidez real.

Tabela 5.2 – Descrição do modelo para análises não lineares - Abaqus.

<b>item</b>	<b>número</b>
elementos shell triangulares (S3R)	3899
elementos shell quadriláteros (R4R)	32099
total de elementos tipo shell (triangulares + quadriláteros)	35998
elementos rígidos simples (BEAM)	119
elementos rígidos múltiplo (tipo aranha - BEAM)	3
nós do modelo	35640

A figura 5.2 mostra uma imagem da malha de elementos finitos gerada para a realização das simulações e cálculos matemáticos não lineares.

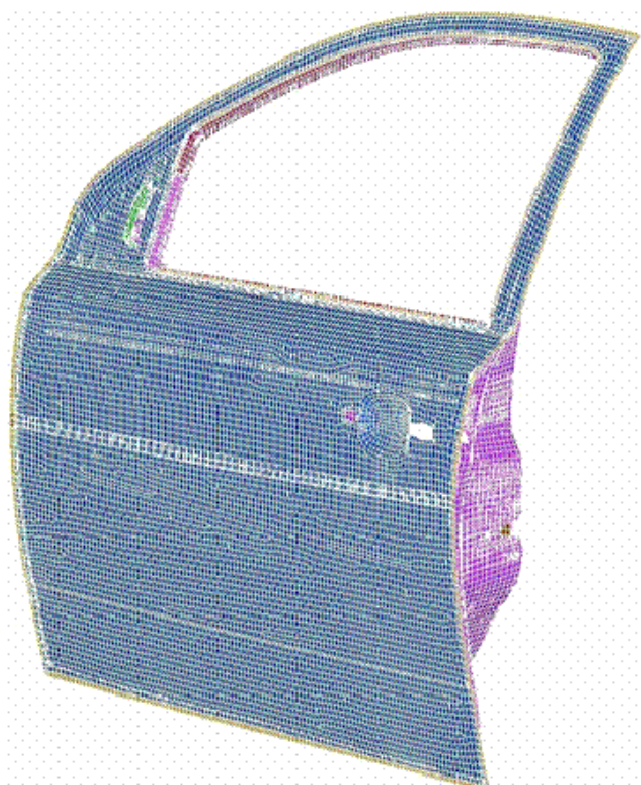


Figura 5.2 - Malha de elementos finitos do conjunto da porta – análises não lineares para o programa Abaqus / Ls-Dyna.

O modelo para a simulação no programa Ls-Dyna possui dois tipos de elementos casca (Shell) do Ls-Dyna, o primeiro é o elemento triangular TRIA3 e o segundo é o quadrilátero QUAD4.

Na tabela 5.3 estão listados os números de nós e elementos dos modelos utilizados para a realização das análises não-lineares. Em todos os casos foram usados elementos de casca (Shell) e elementos do tipo rígido.

Estes modelos Os elementos rígidos do tipo *Constrained Nodal Rigid Body* foram utilizados para a representação das soldas, do trinco e das dobradiças do conjunto de porta.

O número máximo de elementos triangulares não ultrapassou 12,5% dos quadriláteros, para evitar que o modelo ficasse muito rígido e mascarasse o resultado final, pois caso esta razão fosse ultrapassada, correria-se o risco de a rigidez encontrada no modelo ser acima da rigidez real.

Tabela 5.3 – Descrição do modelo para análises não lineares – Ls-Dyna.

item	número
elementos shell triangulares (TRIA3)	3899
elementos shell quadriláteros (QUAD4)	32099
total de elementos tipo shell (triangulares + quadriláteros)	35998
elementos rígidos simples (Constrained nodal rigid body)	119
elementos rígidos múltiplo (tipo aranha - Constrained nodal rigid body)	3
nós do modelo	35640

### 5.3 Parâmetros utilizados para a geração das malhas de elementos finitos

Os parâmetros utilizados para a modelagem da malha em elementos finitos utilizados, foram os mesmo que o departamento de Análise Estrutural da General Motors do Brasil utiliza em seu dia a dia e estão relacionados como se segue;

- Porcentagem máxima de elementos triangulares não ultrapassou 12.5% dos elementos quadriláteros.
- A razão entre as arestas dos elementos quadráticos não ultrapassou o valor adimensional 5, ou seja, uma aresta do elemento quadrático não pode ser cinco vezes maior que qualquer uma das outras três arestas restantes.
- O ângulo máximo interno de um elemento quadrático não ultrapassou 135° e o ângulo mínimo não ultrapassou 45 °.
- O ângulo máximo interno de um elemento triangular não ultrapassou 120° e o ângulo mínimo não ultrapassou 20 °.
- O mínimo valor da menor aresta de um elemento, sempre que possível, deve ser de 5 mm, para reduzir o tempo de processamento dos cálculo, este valor

sempre estará limitado à geometria do componente, como por exemplo, se a geometria apresentar um raio de concordância menor que 5 mm, o elemento poderá estar abaixo deste valor.

Estas condições visam garantir a convergência e estabilidade dos modelos.



## **CAPÍTULO 6**

### **PROPOSTAS SUGERIDAS E RESULTADOS OBTIDOS**

Todas as simulações realizadas das propostas sugeridas neste capítulo, sendo ela lineares ou não-lineares, acompanharam os procedimentos descritos no capítulo 04.

Durante a sugestão das propostas de alteração de materiais e espessuras, o critério de se trabalhar com espessuras comerciais cujas quais estão disponíveis no mercado foi adotado, e também as espessuras foram alteradas dos componentes que trariam uma maior redução de massa total do conjunto de porta.

#### **6.1 – Descrição do modelo atual de produção (base de estudo)**

O conjunto de porta que serviu como base dos estudos e simulações durante a realização deste trabalho, apresenta quase que em sua totalidade materiais com propriedades mecânicas típicas, como por exemplo, aço com limite de tensão ao escoamento de 170 MPa e porcentagem máxima de deformação de 18 % antes da ruptura. A tabela 6.1 mostra um resumo dos componentes que formam o conjunto de porta em estudo e seus respectivos materiais com suas características e a figura 6.1 mostra a geometria dos componentes descritos, e que já atendem as normas e requisitos exigidos no desenvolvimento de um novo produto na General Motors.

Tabela 6.1 – Componentes e materiais do conjunto de porta atual.

item	material	tensão limite ao escoamento (MPa)	espessura nominal da chapa
1	QS 1010	170	1,75 mm
2	BH 180	210	0,75 mm
3	QS 1010	170	0,65 mm
4	BH 260	300	2,20 mm
5	QS 1010	170	2,25 mm
6	BH 260	290	0,70 mm
7	QS 1010	170	1,20 mm
8	QS 1010	170	1,50 mm
9	QS 1010	170	1,50 mm

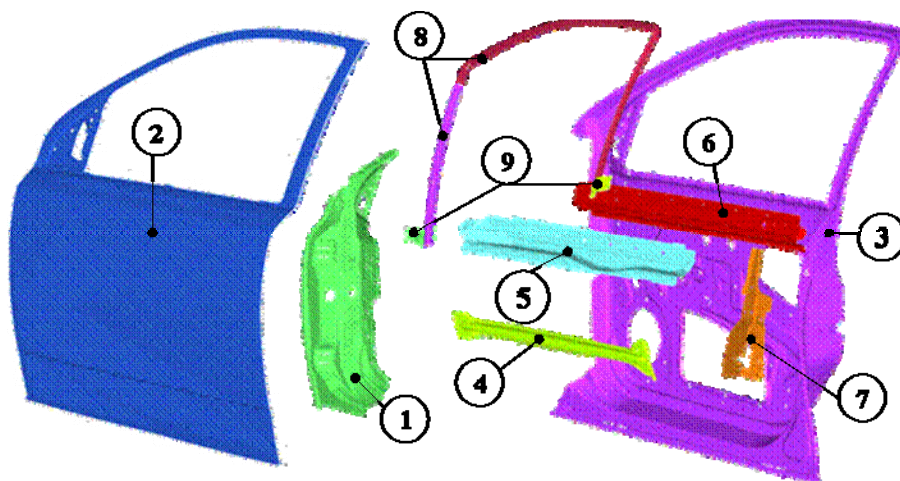


Figura 6.1 - Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo – modelo base.

## 6.2 – Descrição da primeira proposta sugerida no estudo (proposta 01)

A primeira proposta sugeria no estudo, foi a de alterar o material de alguns componentes.

Esta alteração de material está demonstrada na tabela 6.2. O critério utilizado para a escolha de material desta proposta, foi o de encontrar um aço de alta resistência, mas que já está sendo usado pela General Motors do Brasil mesmo que em pequena escala.

Desta maneira o custo deste aço não será um fator limitante para a sua aplicação no conjunto de porta, e assim possibilitando sua aplicação no conjunto de porta em estudo.

A tabela 6.2 mostra um resumo dos componentes que tiveram alteração de material e a figura 6.2 mostra a geometria dos componentes descritos. Na tabela as alterações estão representadas pelas células na cor verde.

Tabela 6.2 – Componentes e materiais do conjunto da proposta 01.

item	material	tensão limite ao escoamento (MPa)	espessura nominal da chapa
1	BH 280	310	1,75 mm
2	BH 210	240	0,7 mm
3	QS 1010	170	0,65 mm
4	BH 280	320	2,20 mm
5	BH 280	320	2,25 mm
6	BH 210	240	0,70 mm
7	BH 280	310	1,20 mm
8	QS 1010	170	1,50 mm
9	QS 1010	170	1,50 mm

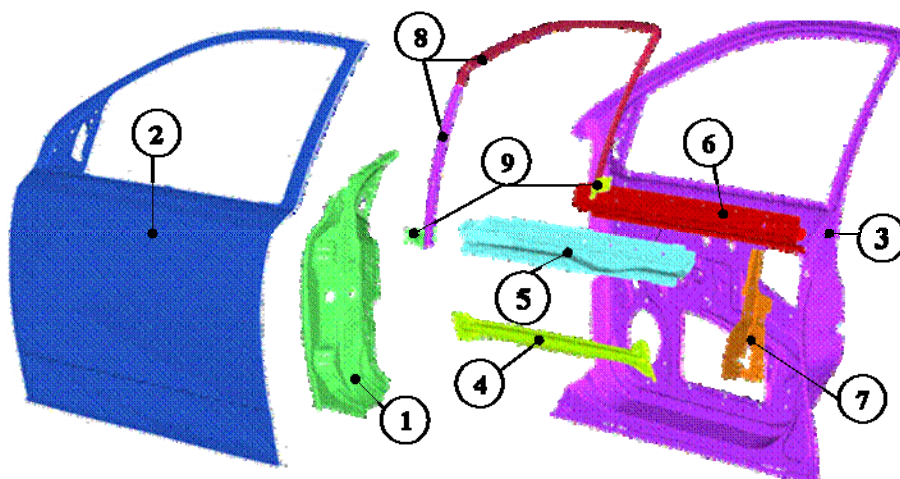


Figura 6.2 - Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo – proposta01.

A massa do conjunto de porta permaneceu inalterada em relação à massa do conjunto de porta atual, tendo em vista que a densidade do aço é aproximadamente constante, não importando sua composição estrutural. Sendo assim, apenas a alteração de material não é uma proposta que satisfaz o estudo. Esta alteração servirá para indicar a porcentagem de influência do material na estrutura do conjunto de porta em estudo.

Massa do conjunto de porta proposta 01 = 16.480 kg

### 6.2.1 – Resultados das análises lineares

#### a. Rigidez Vertical - $R_v$

Os valores desta rigidez permaneceram inalterados em relação ao conjunto de porta atual, por esta ser uma análise linear.

Sendo assim:

$$\Delta z = 1.367 \text{ mm} \quad R_v = \frac{900}{1,367} = 658,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

### b. - Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$

Os valores desta rigidez permaneceram inalterados em relação ao conjunto de porta atual, por esta ser uma análise linear.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,7246mm \quad R_{TS} = \frac{900}{0,7246} = 1242,1 \frac{N}{mm}$$

### c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$

Os valores desta rigidez permaneceram inalterados em relação ao conjunto de porta atual, por esta ser uma análise linear.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,88225mm \quad R_{TI} = \frac{900}{0,88225} = 1020,1 \frac{N}{mm}$$

### d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$

Os valores desta rigidez permaneceram inalterados em relação ao conjunto de porta atual, por esta ser uma análise linear.

Portanto:

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A encontrada foi:

$$\Delta y_A = 3,353mm \quad R_{ej1} = \frac{196}{\Delta y_A} = \frac{196}{3,353} = 58,4 \frac{N}{mm}$$

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B encontrada foi:

$$\Delta y_B = 1,849 \text{ mm} \quad R_{ej2} = \frac{196}{\Delta y_B} = \frac{196}{1,849} = 106,0 \frac{N}{\text{mm}}$$

### **e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta**

Os modos de vibrar os valores de frequência natural foram mantidos inalterados, devido a esta ser uma análise linear que independe do tipo de aço utilizado.

- primeiro modo, frequência natural = 43,08 Hz (modo este apresentado pelo painel interno do conjunto de porta).

- segundo modo, frequência natural = 47,03 Hz (modo apresentado no painel interno).

- terceiro modo, frequência natural = 58,90 Hz (modo apresentado no painel externo).

- quarto modo, frequência natural = 65,85 Hz (modo de torção global do conjunto de porta).

## **6.2.2 Resultados de análises não lineares**

### **a. Resistência quanto a indentação e *oil canning***

Estas simulações acompanharam o mesmo padrão das efetuadas durante a análise do modelo base do conjunto de porta, tendo como alteração apenas a curva de tensão deformação dos materiais propostos.

Para a determinação das áreas de aplicação de carga, foi realizada uma simulação utilizando-se para isso o programa Nastran 2004 (MSC, 2003), onde foi aplicada uma pressão distribuída igualmente em cada elemento do painel externo.

As áreas para aplicação de carga foram às mesmas do modelo base do conjunto de porta, pois a aplicação de pressão é uma análise linear.

A pressão aplicada teve o valor unitário de 1 MPa em cada elemento que formam o painel externo.

Com o resultado desta simulação, foi possível escolher dois pontos de maior probabilidade de ocorrência de indentação ou *oil canning*.

A figura 6.3 apresenta a área “frágil” do painel externo e as figuras 6.4 e 6.5, apresentam os pontos do painel externo da porta onde foram aplicados os carregamentos.

Para este estudo comparativo, foram escolhidos na área que apresentou fragilidade, dois pontos que se manterão durante todas as simulações para termos uma base comparativa adequada.

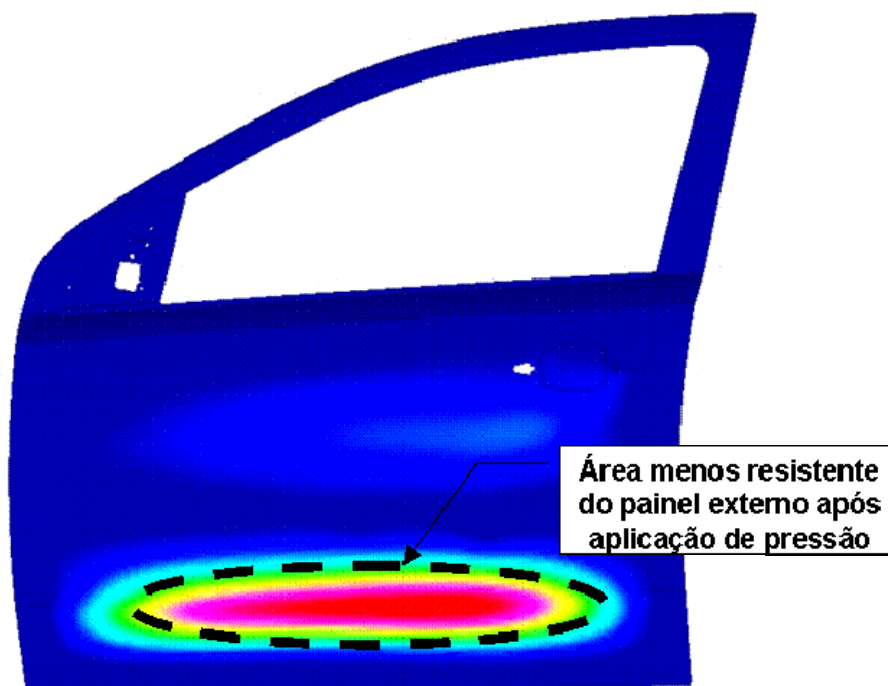


Figura 6.3– Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.

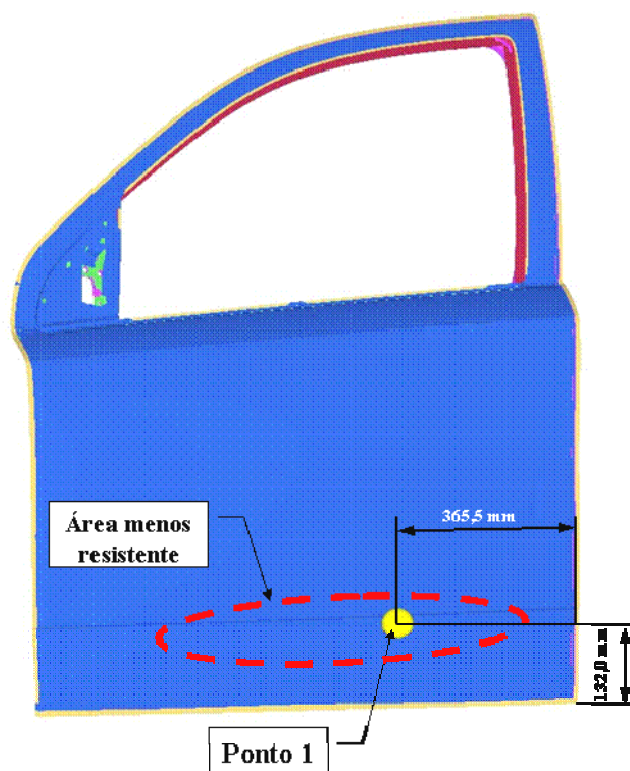


Figura 6.4 – Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.

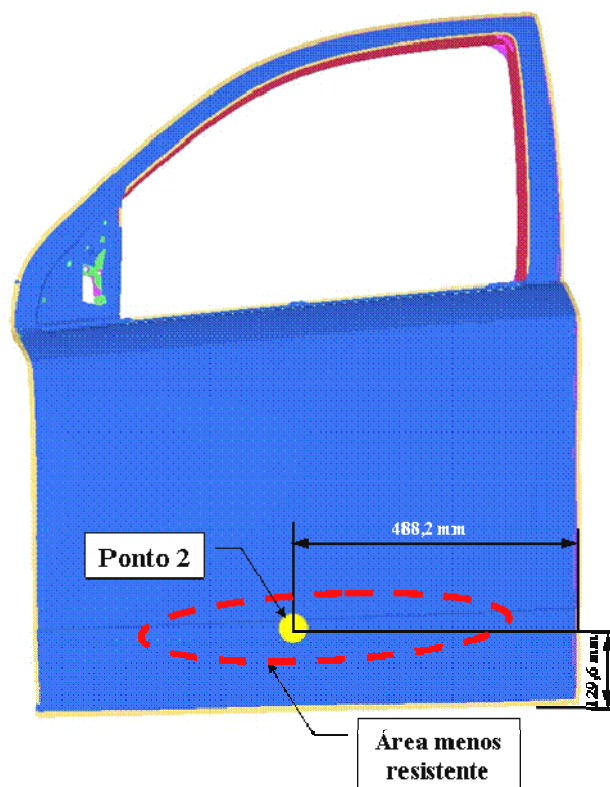


Figura 6.5 – Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.



O modelo foi simulado através do programa Abaqus (Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1998) e foram elaboradas duas curvas de deformação por frequência de carregamento, uma curva para cada ponto.

A primeira curva mostrada na figura 6.6 mostra o comportamento do painel quando aplicado um carregamento de 250 N normal a sua superfície no ponto 1 e a figura 6.7 mostra a curva do ponto 2.

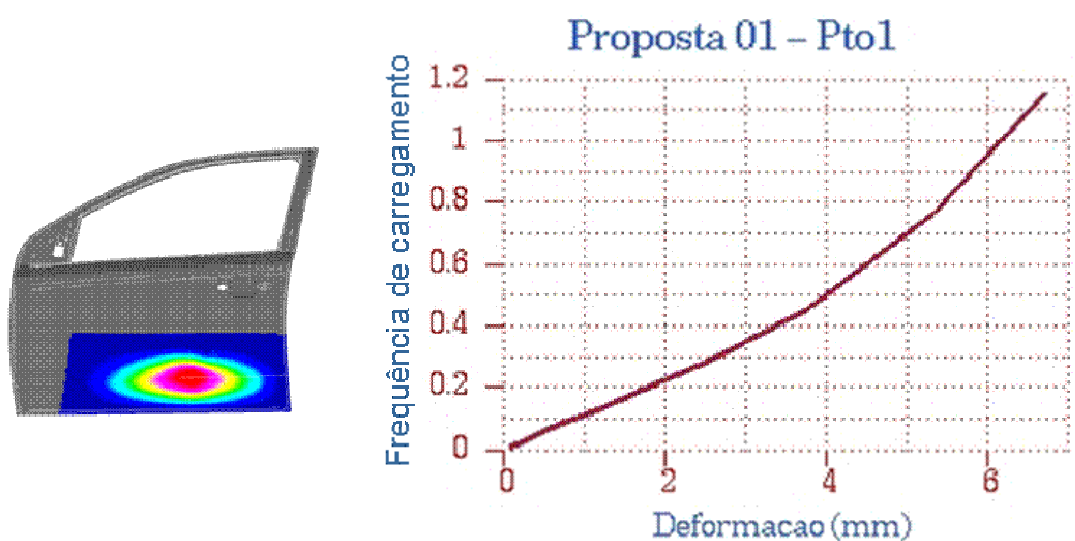


Figura 6.6 –Curva ponto 1 deformação X frequência de carregamento.

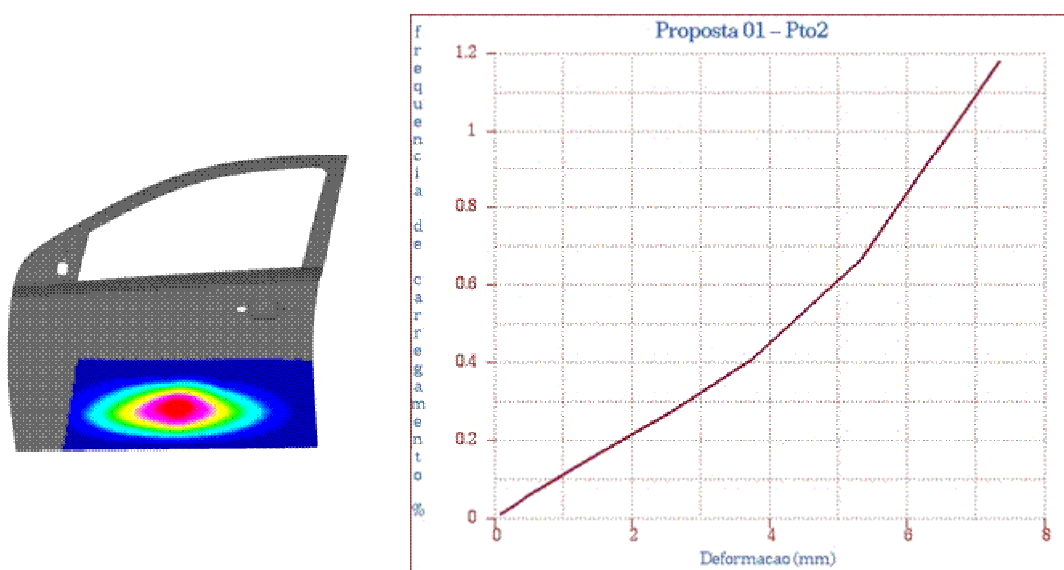


Figura 6.7 –Curva ponto 2 deformação X frequência de carregamento.

Analisando as duas curvas, podemos concluir que nenhum dos dois pontos de aplicação de carga demonstraram que o painel externo apresenta-se problema de indentação ou *oil canning*, pois chegou aos 60% de aplicação de carga (160 N) sem apresentar nenhum ponto de inversão de sentido, e também após 100% do carregamento não se observou nenhum ponto de paralelismo da curva com o eixo das ordenadas.

### **b. Resultados de Impacto Lateral**

De acordo com norma FMVSS item 214 (1993) que trata dos requisitos de segurança ao ocupante durante uma colisão lateral, quando a porta for submetida a um teste de impacto lateral, existirão três valores de deformação do conjunto de porta a serem medidos, sendo que para cada um destes valores, existe uma força mínima de deformação, sendo que se estas forças estiverem menores do que o requisitado na norma, esta porta estará reprovada no item impacto lateral, pois coloca em risco a integridade do ocupante.

Como já mencionado anteriormente e apenas para relembrar, os valores de deformação e suas correspondentes forças mínimas são as seguintes:

- deformação de 6 polegadas ou 152,4 mm → força mínima de deformação de 10100 N;
- deformação de 12 polegadas ou 304,8 mm → força mínima de deformação de 15570 N;
- deformação de 18 polegadas ou 457,2 mm → força mínima de deformação de 31140 N;

A figura 6.8 apresenta a curva elaborada através do Hypergraph para Crashworthiness (Altair, 2005b) e a figura 6.9 apresenta o conjunto da porta (proposta 01) após a simulação ter sido realizada.

Na simulação um cilindro de dimensões padronizadas de acordo com a norma FMVSS item 214 (descrito no capítulo 4), onde este cilindro possui uma velocidade

constante no eixo Y ou para dentro do veículo, e impacta contra a porta. A direção da movimentação do cilindro está demonstrada na figura 4.16 do capítulo 04.

A curva plotada apresenta o deslocamento de um nó do conjunto de porta no eixo Y do veículo, nó este que está na direção do cilindro, e a força que esta entrando para deslocar este nó, também no eixo Y do veículo.

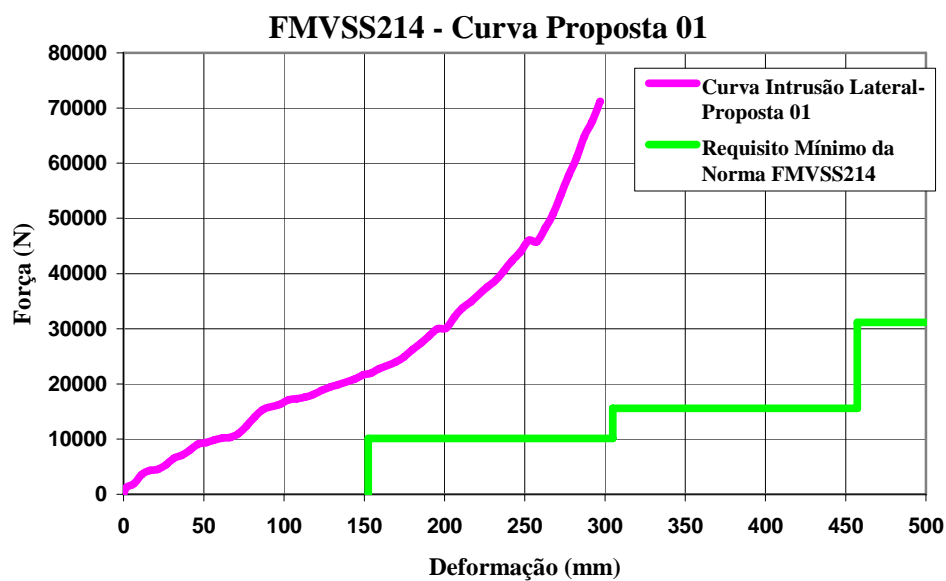


Figura 6.8 –Curva deformação x força – proposta 01.



Figura 6.9 –Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 01.

Analisando o gráfico da figura 6.8, podemos concluir que este conjunto de porta (proposta 01) atende os requisitos de segurança determinados pela norma FMVSS item 214 (1993), pois as forças para a deformação dos três picos estão acima dos valores mínimos estabelecidos pela norma.

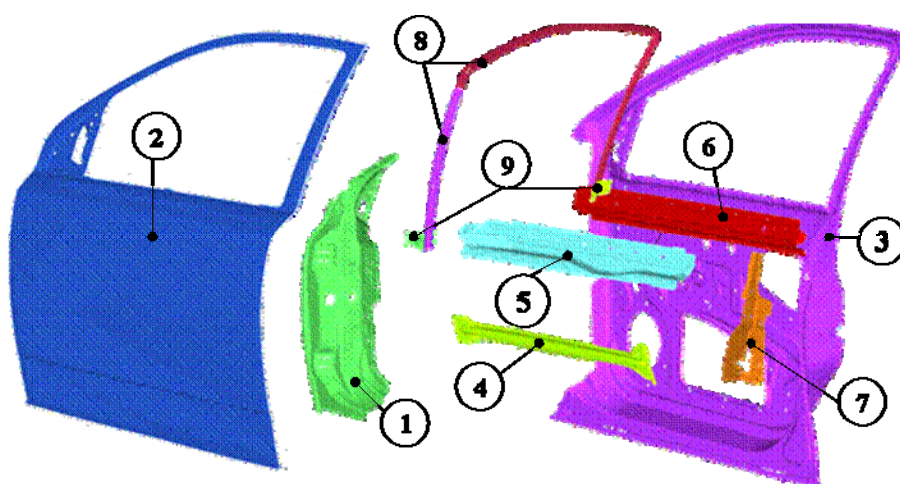
### **6.3 Descrição da segunda proposta sugerida no estudo (proposta 02)**

A segunda proposta sugerida no trabalho foi alteração das espessuras dos componentes que tiveram seus materiais modificados na proposta 01. Alterando esta espessura, a massa do conjunto de porta estará reduzindo.

A tabela 6.3 mostra um resumo dos componentes que formam o conjunto de porta em estudo e seus respectivos materiais com suas características e a figura 6.10 mostra a geometria dos componentes descritos.

Tabela 6.3 – Componentes e materiais do conjunto de porta - proposta 02.

item	material	tensão limite ao escoamento (MPa)	espessura nominal da chapa
1	BH 280	310	1,40 mm
2	BH210	240	0,65 mm
3	QS 1010	170	0,65 mm
4	BH 280	310	1,75 mm
5	BH 280	310	2,00 mm
6	BH 210	240	0,65 mm
7	BH 280	310	1,00 mm
8	QS 1010	170	1,50 mm
9	QS 1010	170	1,50 mm



Figuras 6.10 - Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo.

Massa do conjunto de porta atual de produção = 14,650 kg

### 6.3.1 – Resultados das análises lineares

**a. Rigidez Vertical - “SAG” -  $R_v$**

$$R_v = \frac{F}{\Delta z} \quad (4.1)$$

onde:

-  $R_v$  = rigidez vertical, medida em  $\frac{N}{mm}$ .

-  $F$  = força de 900 N no eixo Z do veículo na direção negativa.

-  $\Delta z$  = deslocamento máximo do nó de aplicação de carga (trinco) em Z após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta z = 1,661mm \quad R_v = \frac{900}{1,661} = 541,8 \frac{N}{mm}$$

**b. - Rigidez Torsional Superior -  $R_{TS}$**

$$R_{TS} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.2)$$

onde:

-  $R_{TS}$  = rigidez torsional superior medida em  $\frac{N}{mm}$ .

-  $F$  = força de 900 N no eixo Y.

-  $\Delta y$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,8827mm \quad R_{TS} = \frac{900}{0,8827} = 1019,6 \frac{N}{mm}$$

### c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$

$$R_{TI} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.3)$$

onde:

- $R_{TI}$  = rigidez torsional inferior medida em  $\frac{N}{mm}$ ;
- $F$  = força de 900 N no eixo Y medida em N;
- $\Delta y$  = deslocamento do nó de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,9847mm \quad R_{TI} = \frac{900}{0,9847} = 914,0 \frac{N}{mm}$$

### d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$

$$R_{ej1} = \frac{F_1}{\Delta y} \quad (4.4) \quad R_{ej2} = \frac{F_2}{\Delta y} \quad (4.5)$$

onde:

- $R_{ej1}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna A, medida em  $\frac{N}{mm}$ ;
- $R_{ej2}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna B, medida em  $\frac{N}{mm}$ ;
- $F_1$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N;
- $F_2$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N;
- $\Delta y_A$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna A);
- $\Delta y_B$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna B).

Sendo assim:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} \text{ (rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A)}$$

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda_{yB}} \text{ (rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B)}$$

$$\Lambda_{yA} = 3,762mm \qquad \Lambda_{yB} = 2,059mm$$

Portanto:

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} = \frac{196}{3,762} = 52,1 \frac{N}{mm}$$

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B:

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda_{yB}} = \frac{196}{2,059} = 95,2 \frac{N}{mm}$$

#### **e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta**

- primeiro modo, frequência natural = 41,9 Hz (modo este apresentado pelo painel interno do conjunto de porta).

- segundo modo, frequência natural = 45,4 Hz (modo apresentado no painel interno).



- terceiro modo, frequência natural = 54,9 Hz (modo apresentado no painel externo).

- quarto modo, frequência natural = 63,1 Hz (modo de torsão global do conjunto de porta).

### **6.3.1 – Resultados das análises lineares**

#### **a. Resistência quanto a indentação e *oil canning***

Para a determinação das áreas de aplicação de carga, foi realizada uma simulação utilizando-se para isso o programa Nastran 2004 (MSC, 2003), onde foi aplicada uma pressão distribuída igualmente em cada elemento do painel externo.

Esta pressão aplicada teve o valor unitário de 1 MPa em cada elemento que formam o painel externo.

Com o resultado desta simulação, foi possível escolher dois pontos de maior probabilidade de ocorrência de indentação ou *oil canning*.

A figura 6.11 apresenta a área “frágil” do painel externo e as figuras 6.12 e 6.13, apresentam os pontos do painel externo da porta onde foram aplicados os carregamentos.

Para este estudo comparativo, foram escolhidos na área que apresentou fragilidade, dois pontos, pontos estes que se manterão durante todas as simulações, para termos uma base comparativa adequada.

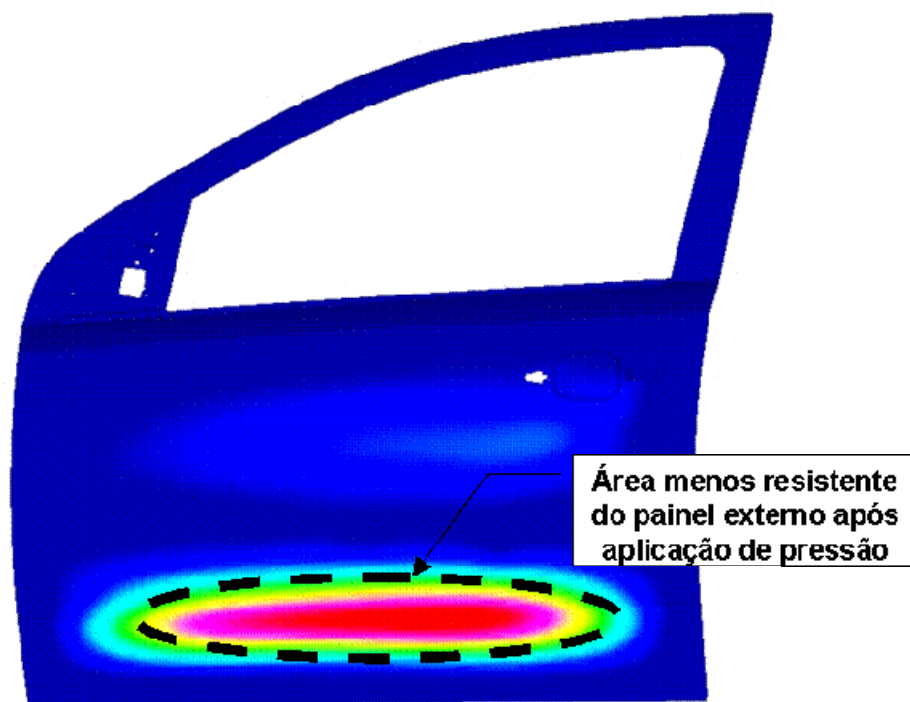


Figura 6.11 – Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.

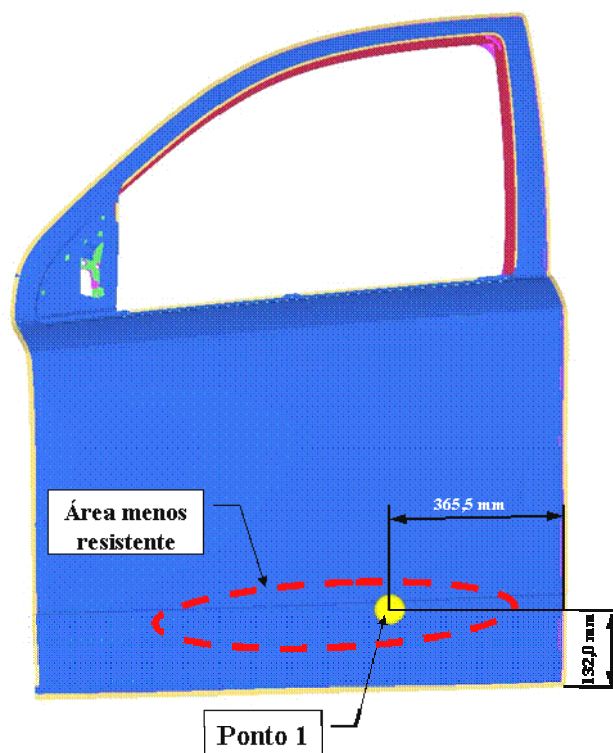


Figura 6.12 – Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.

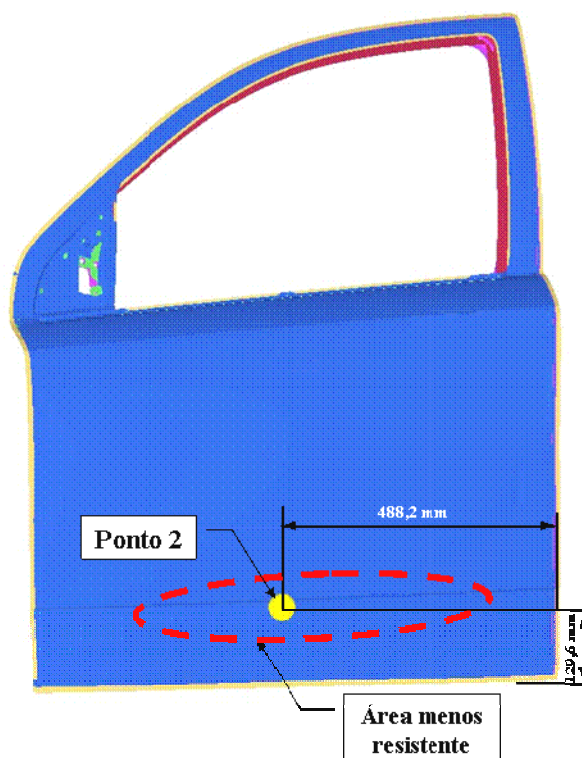


Figura 6.13 - Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.

Determinados os dois pontos de aplicação de carga, o modelo foi simulado através do programa Abaqus (Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1998) e foram elaboradas duas curvas de deformação por frequência de carregamento, uma curva para cada ponto.

A primeira curva mostrada na figura 6.14 mostra o comportamento do painel quando aplicado um carregamento de 250 N normal a sua superfície no ponto 1 e a figura 6.15 mostra a curva do ponto 2.

Os 250 N de carregamento foram distribuídos em cinco nós, sendo um nó central e os outros quatro distanciados entre si de 50 milímetros, escrevendo desta maneira uma circunferência de 50 mm de diâmetro.

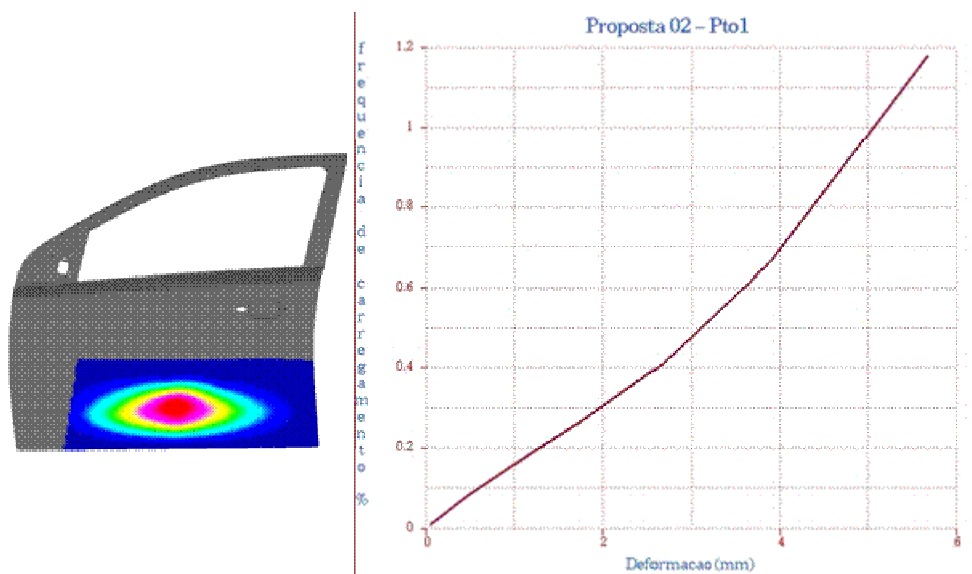


Figura 6.14 –Curva ponto 1 deformação X frequência de carregamento.

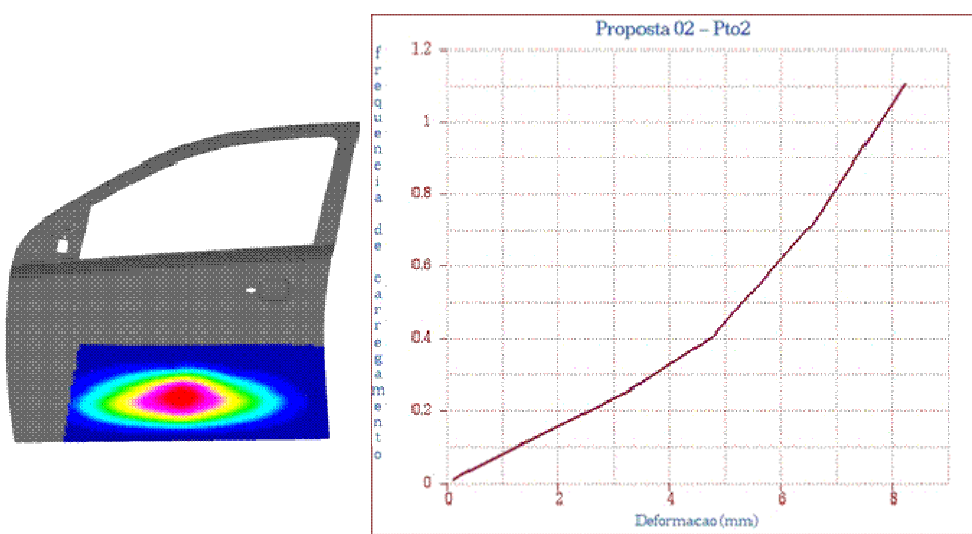


Figura 6.15 –Curva ponto 2 deformação X frequência de carregamento.

Analisando as duas curvas, podemos concluir que nenhum dos dois pontos de aplicação de carga demonstraram que o painel externo apresenta-se problema de indentação ou *oil canning*, pois chegou aos 60% de aplicação de carga (160 N) sem apresentar nenhum ponto de inversão de sentido, e também após 100% do carregamento não se observou nenhum ponto de paralelismo da curva com o eixo das ordenadas.

## **b. Resultados de Impacto Lateral**

De acordo com norma FMVSS item 214 que trata dos requisitos de segurança ao ocupante durante uma colisão lateral, quando a porta submetida a um impacto lateral, existirão três valores de deformação apresentado pela porta e para cada um destes valores, existe uma força mínima de deformação, sendo que se estas forças estiverem menores do que o requisitado na norma, esta porta estará reprovado no item impacto lateral, pois coloca em risco a integridade do ocupante.

Como já mencionado anteriormente e apenas para lembrar, os valores de deformação e suas correspondentes forças mínimas são as seguintes:

- deformação de 6 polegadas ou 152,4 mm → força mínima de deformação de 10100 N;
- deformação de 12 polegadas ou 304,8 mm → força mínima de deformação de 15570 N;
- deformação de 18 polegadas ou 457,2 mm → força mínima de deformação de 31140 N;

A figura 6.16 apresenta a curva elaborada através do Hypergraph para Crashworthiness (Altair, 2004b) e a figura 6.17 apresenta o conjunto da porta após a simulação ter sido realizada.

Na simulação um cilindro de dimensões padronizadas de acordo com a norma FMVSS item 214 (descrito no capítulo 4), onde este cilindro possui uma velocidade constante no eixo Y ou para dentro do veículo, e impacta contra a porta.

A curva plotada apresenta o deslocamento de um nó do conjunto de porta no eixo Y do veículo, nó este que está na direção do cilindro, e a força que esta entrando para deslocar este nó, também no eixo Y do veículo.

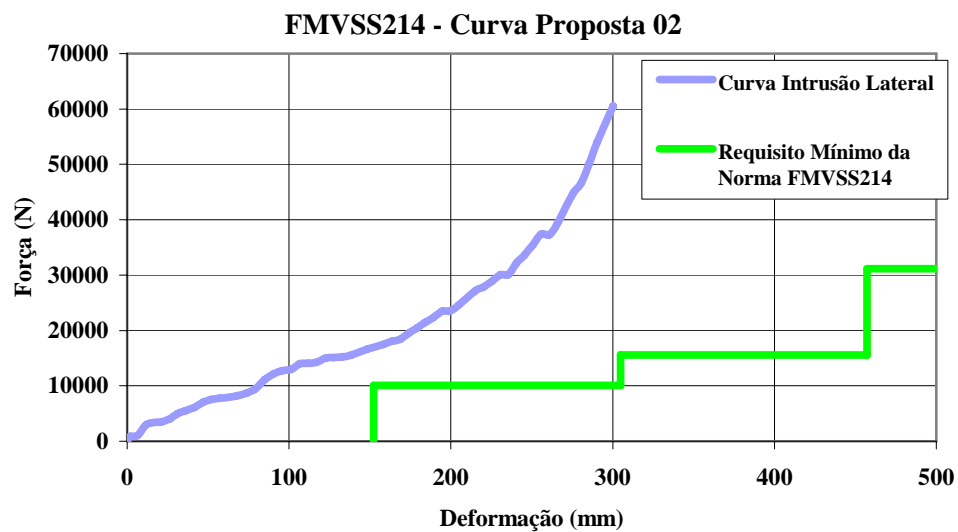


Figura 6.16 –Curva deformação x força – proposta 02.



Figura 6.17 –Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 02.

Analisando o gráfico da figura 6.16, podemos concluir que este conjunto de porta atende os requisitos de segurança determinados pela norma FMVSS item 214 (1993), pois as forças para a deformação dos três picos estão acima dos valores mínimos estabelecidos pela norma.

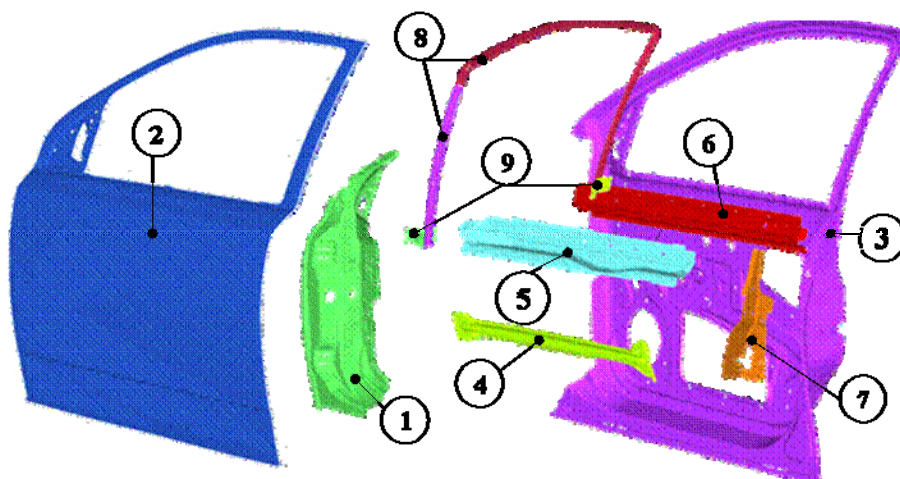
#### 6.4 Descrição da terceira proposta sugerida no estudo (proposta 03)

Esta proposta consiste em manter os materiais da proposta 01 e alterar apenas a espessura do painel externo de 0,75 mm para 0,65 mm.

A tabela 6.4 mostra um resumo dos componentes que formam o conjunto de porta em estudo e seus respectivos materiais com suas características e a figura 6.18 mostra a geometria dos componentes descritos.

Tabela 6.4 – Componentes e materiais do conjunto de porta - proposta 03.

item	material	tensão limite ao escoamento (MPa)	espessura nominal da chapa
1	BH 280	310	1,75 mm
2	BH210	240	0,65 mm
3	QS 1010	170	0,65 mm
4	BH 280	310	2,20 mm
5	BH 280	310	2,25 mm
6	BH 210	240	0,70 mm
7	BH 280	310	1,20 mm
8	QS 1010	170	1,50 mm
9	QS 1010	170	1,50 mm



Figuras 6.18 - Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo.

Massa do conjunto de porta atual de produção = 15,570 kg

#### 6.4.1 – Resultados das análises lineares

##### a. Rigidez Vertical - $R_v$

$$R_v = \frac{F}{\Delta z} \quad (4.1)$$

onde:

-  $R_v$  = rigidez vertical, medida em  $\frac{N}{mm}$ .

-  $F$  = força de 900 N no eixo Z do veículo na direção negativa.

-  $\Delta z$  = deslocamento máximo do nó de aplicação de carga (trinco) em Z após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta z = 1,424mm \quad R_v = \frac{900}{1,424} = 632,0 \frac{N}{mm}$$

##### b. - Rigidez Torsional Superior - $R_{Ts}$



$$R_{TS} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.2)$$

onde:

- $R_{TS}$  = rigidez torsional superior medida em  $\frac{N}{mm}$ .
- $F$  = força de 900 N no eixo Y.
- $\Delta y$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,7631mm \quad R_{TS} = \frac{900}{0,7631} = 1179,4 \frac{N}{mm}$$

### c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$

$$R_{TI} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.3)$$

onde:

- $R_{TI}$  = rigidez torsional inferior medida em  $\frac{N}{mm}$ ;
- $F$  = força de 900 N no eixo Y medida em N;
- $\Delta y$  = deslocamento do nó de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,8956mm \quad R_{TI} = \frac{900}{0,8956} = 1004,9 \frac{N}{mm}$$

### d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$

$$R_{ej1} = \frac{F_1}{\Delta y} \quad (4.4) \qquad R_{ej2} = \frac{F_2}{\Delta y} \quad (4.5)$$

onde:

-  $R_{ej1}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna A, medida em  $\frac{N}{mm}$ ;

-  $R_{ej2}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna B, medida em  $\frac{N}{mm}$ ;

-  $F_1$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N;

-  $F_2$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N;

-  $\Delta y_A$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna A);

-  $\Delta y_B$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna B).

Sendo assim:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} \quad (\text{rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A})$$

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda_{yB}} \quad (\text{rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B})$$

$$\Lambda_{yA} = 3,523mm \qquad \Lambda_{yB} = 1,936mm$$

Portanto:

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} = \frac{196}{3,523} = 55,6 \frac{N}{mm}$$

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B:

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda_y B} = \frac{196}{1,936} = 101,24 \frac{N}{mm}$$

#### **e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta**

- primeiro modo, frequência natural = 43,06 Hz (modo este apresentado pelo painel interno do conjunto de porta).

- segundo modo, frequência natural = 46,79 Hz (modo apresentado no painel interno).

- terceiro modo, frequência natural = 55,27 Hz (modo apresentado no painel externo).

- quarto modo, frequência natural = 63,49 Hz (modo de torsão global do conjunto de porta).

### **6.4.1 – Resultados das análises lineares**

#### **a. Resistência quanto a indentação e *oil canning***

Para a determinação das áreas de aplicação de carga, foi realizada uma simulação utilizando-se para isso o programa Nastran 2004 (MSC, 2003), onde foi aplicada uma pressão distribuída igualmente em cada elemento do painel externo.

Esta pressão aplicada teve o valor unitário de 1 MPa em cada elemento que formam o painel externo.

Com o resultado desta simulação, foi possível escolher dois pontos de maior probabilidade de ocorrência de indentação ou *oil canning*.

A figura 6.19 apresenta a área “frágil” do painel externo e as figuras 6.20 e 6.21, apresentam os pontos do painel externo da porta onde foram aplicados os carregamentos.

Para este estudo comparativo, foram escolhidos na área que apresentou fragilidade, dois pontos, pontos estes que se manterão durante todas as simulações, para termos uma base comparativa adequada.

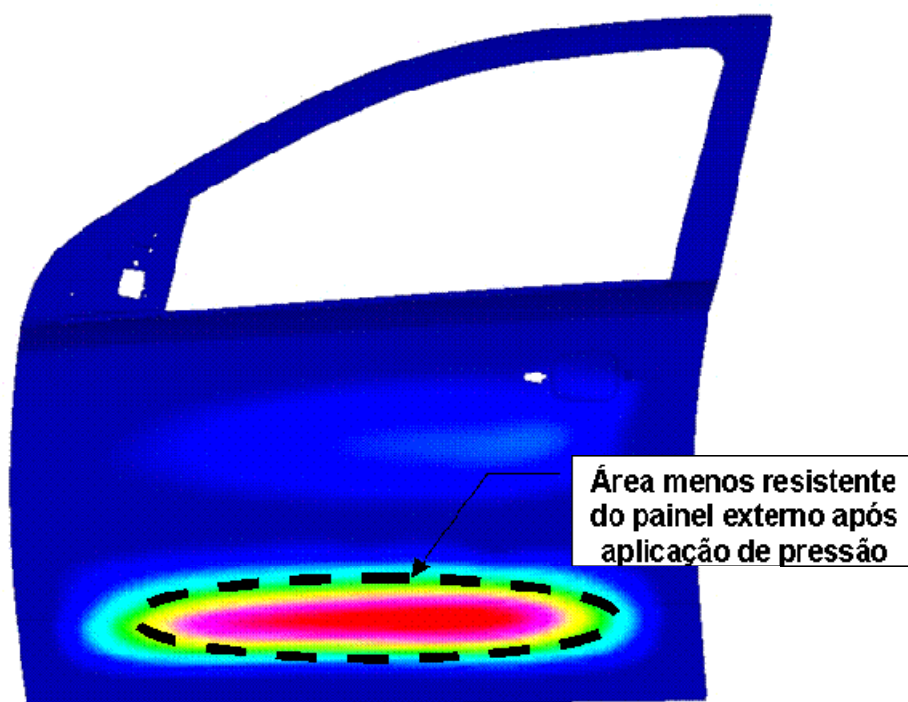


Figura 6.19 – Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.

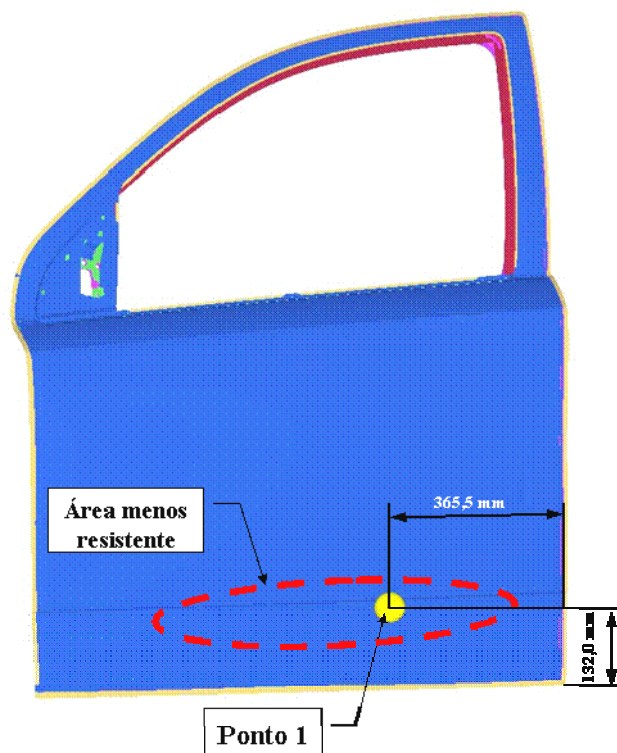


Figura 6.20 – Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.

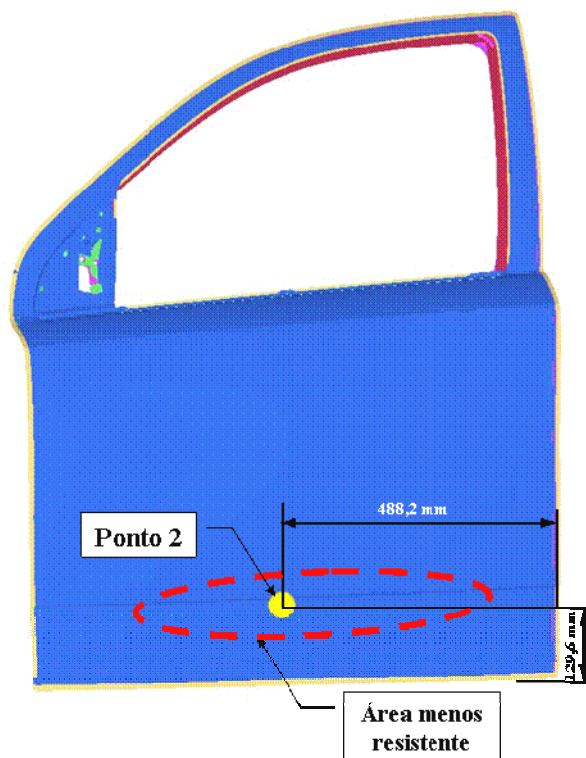


Figura 6.21 – Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.

Determinados os dois pontos de aplicação de carga, o modelo foi simulado através do programa Abaqus (Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1998) e foram elaboradas duas curvas de deformação por frequência de carregamento, uma curva para cada ponto.

A primeira curva mostrada na figura 6.22 mostra o comportamento do painel quando aplicado um carregamento de 250 N normal a sua superfície no ponto 1 e a figura 6.23 mostra a curva do ponto 2.

Os 250 N de carregamento foram distribuídos em cinco nós, sendo um nó central e os outros quatro distanciados entre si de 50 milímetros, escrevendo desta maneira uma circunferência de 50 mm de diâmetro.

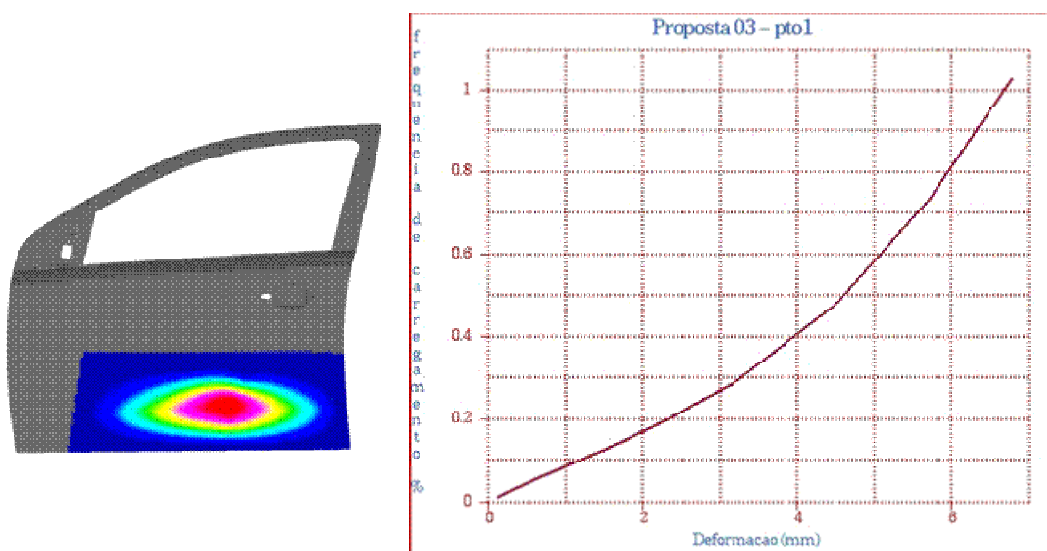


Figura 6.22 –Curva ponto 1 deformação X frequência de carregamento.

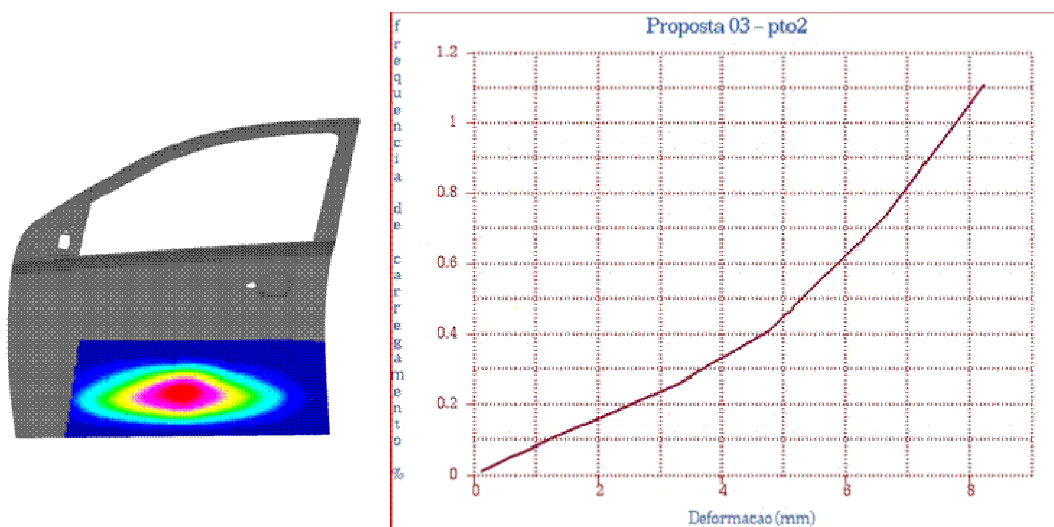


Figura 6.23 –Curva ponto 2 deformação X frequência de carregamento.

Analisando as duas curvas, podemos concluir que nenhum dos dois pontos de aplicação de carga demonstraram que o painel externo apresenta-se problema de indentação ou *oil canning*, pois chegou aos 60% de aplicação de carga (160 N) sem apresentar nenhum ponto de inversão de sentido, e também após 100% do carregamento não se observou nenhum ponto de paralelismo da curva com o eixo das ordenadas.

### b. Resultados de Impacto Lateral

A figura 6.24 apresenta a curva elaborada através do Hypergraph para Crashworthiness (Altair, 2004b) e a figura 6.25 apresenta o conjunto da porta após a simulação ter sido realizada.

Na simulação um cilindro de dimensões padronizadas de acordo com a norma FMVSS item 214 (descrito no capítulo 4), onde este cilindro possui uma velocidade constante no eixo Y ou para dentro do veículo, e impacta contra a porta.

A curva plotada apresenta o deslocamento de um nó do conjunto de porta no eixo Y do veículo, nó este que está na direção do cilindro, e a força que esta entrando para deslocar este nó, também no eixo Y do veículo.

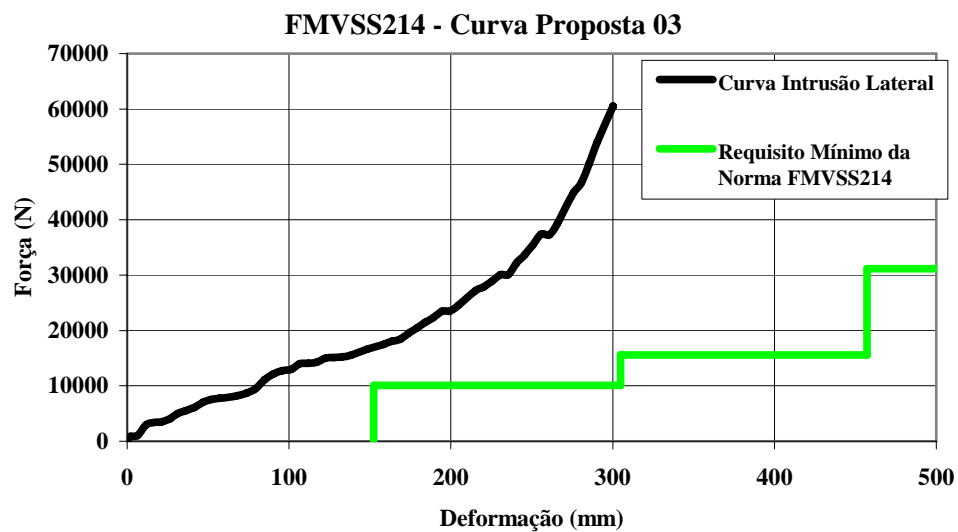


Figura 6.24 –Curva deformação x força – proposta 03.



Figura 6.25 –Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 03.



Analisando o gráfico da figura 6.24, podemos concluir que este conjunto de porta atende os requisitos de segurança determinados pela norma FMVSS item 214 (1993), pois as forças para a deformação dos três picos estão acima dos valores mínimos estabelecidos pela norma.

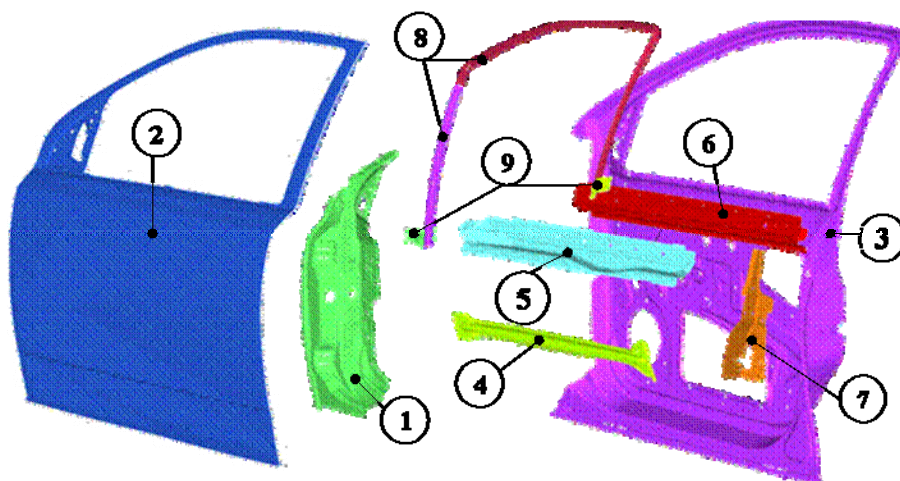
### 6.5 Descrição da quarta proposta sugerida no estudo (proposta 04)

Esta proposta consiste em manter os materiais da proposta 01 e alterar apenas a espessura do reforço da dobradiça de 1,75 mm para 1,40 mm.

A tabela 6.5 mostra um resumo dos componentes que formam o conjunto de porta em estudo e seus respectivos materiais com suas características e a figura 6.26 mostra a geometria dos componentes descritos.

Tabela 6.5 – Componentes e materiais do conjunto de porta - proposta 04.

item	material	tensão limite ao escoamento (MPa)	espessura nominal da chapa
1	BH 280	310	1,40 mm
2	BH210	240	0,65 mm
3	QS 1010	170	0,65 mm
4	BH 280	310	2,20 mm
5	BH 280	310	2,25 mm
6	BH 210	240	0,70 mm
7	BH 280	310	1,20 mm
8	QS 1010	170	1,50 mm
9	QS 1010	170	1,50 mm



Figuras 6.26 - Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo.

Massa do conjunto de porta atual de produção = 15,630 kg

### 6.5.1 – Resultados das análises lineares

#### a. Rigidez Vertical - $R_v$

$$R_v = \frac{F}{\Delta z} \quad (4.1)$$

onde:

-  $R_v$  = rigidez vertical, medida em  $\frac{N}{mm}$ .

-  $F$  = força de 900 N no eixo Z do veículo na direção negativa.

-  $\Delta z$  = deslocamento máximo do nó de aplicação de carga (trinco) em Z após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta z = 1,610mm \quad R_v = \frac{900}{1,610} = 559,0 \frac{N}{mm}$$

#### b. - Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$

$$R_{TS} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.2)$$

onde:

- $R_{TS}$  = rigidez torsional superior medida em  $\frac{N}{mm}$ .
- $F$  = força de 900 N no eixo Y.
- $\Delta y$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,8414mm \quad R_{TS} = \frac{900}{0,8414} = 1069,6 \frac{N}{mm}$$

### c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$

$$R_{TI} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.3)$$

onde:

- $R_{TI}$  = rigidez torsional inferior medida em  $\frac{N}{mm}$ ;
- $F$  = força de 900 N no eixo Y medida em N;
- $\Delta y$  = deslocamento do nó de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,9716mm \quad R_{TI} = \frac{900}{0,9716} = 926,3 \frac{N}{mm}$$

### d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$

$$R_{ej1} = \frac{F_1}{\Delta y} \quad (4.4) \qquad R_{ej2} = \frac{F_2}{\Delta y} \quad (4.5)$$

onde:

-  $R_{ej1}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna A, medida em  $\frac{N}{mm}$ ;

-  $R_{ej2}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna B, medida em  $\frac{N}{mm}$ ;

-  $F_1$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N;

-  $F_2$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N;

-  $\Delta y_A$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna A);

-  $\Delta y_B$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna B).

Sendo assim:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} \quad (\text{rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A})$$

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda_{yB}} \quad (\text{rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B})$$

$$\Lambda_{yA} = 3,562mm \qquad \Lambda_{yB} = 1,932mm$$

Portanto:

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} = \frac{196}{3,562} = 55,03 \frac{N}{mm}$$

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B:

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda_y B} = \frac{196}{1,932} = 101,45 \frac{N}{mm}$$

### e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta

- primeiro modo, frequência natural = 42,2 Hz (modo este apresentado pelo painel interno do conjunto de porta).

- segundo modo, frequência natural = 45,74 Hz (modo apresentado no painel interno).

- terceiro modo, frequência natural = 58,54 Hz (modo apresentado no painel externo).

- quarto modo, frequência natural = 65,69 Hz (modo de torsão global do conjunto de porta).

## 6.5.2 – Resultados das análises não-lineares

### a. Resistência quanto a indentação e *oil canning*

Para a determinação das áreas de aplicação de carga, foi realizada uma simulação utilizando-se para isso o programa Nastran 2004 (MSC, 2003), onde foi aplicada uma pressão distribuída igualmente em cada elemento do painel externo.

Esta pressão aplicada teve o valor unitário de 1 MPa em cada elemento que formam o painel externo.

Com o resultado desta simulação, foi possível escolher dois pontos de maior probabilidade de ocorrência de indentação ou *oil canning*.

A figura 6.27 apresenta a área “frágil” do painel externo e as figuras 6.28 e 6.29, apresentam os pontos do painel externo da porta onde foram aplicados os carregamentos.

Para este estudo comparativo, foram escolhidos na área que apresentou fragilidade, dois pontos, pontos estes que se manterão durante todas as simulações, para termos uma base comparativa adequada.

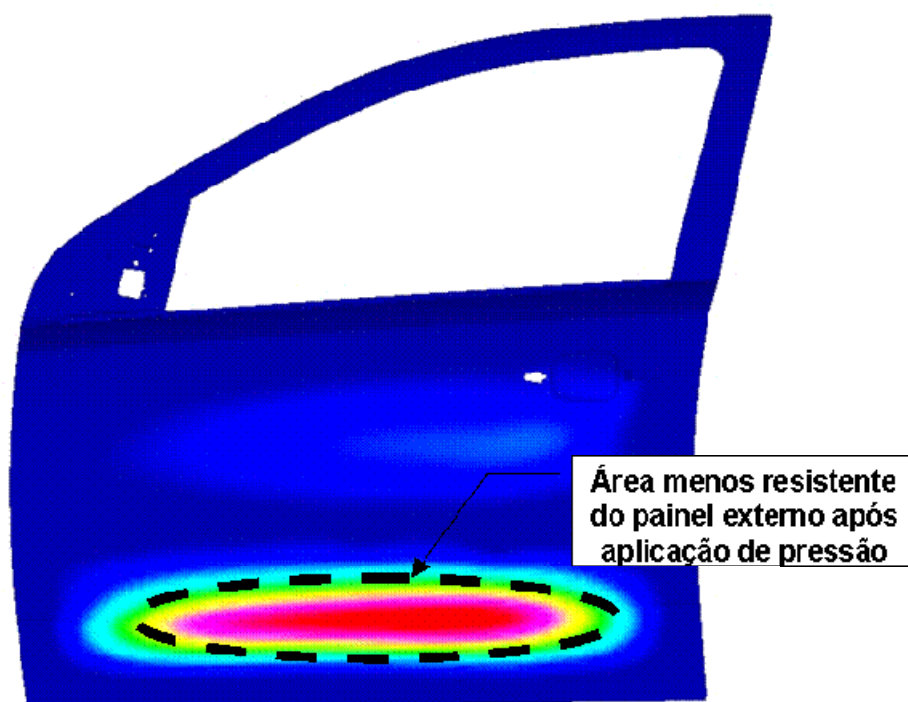


Figura 6.27 – Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.

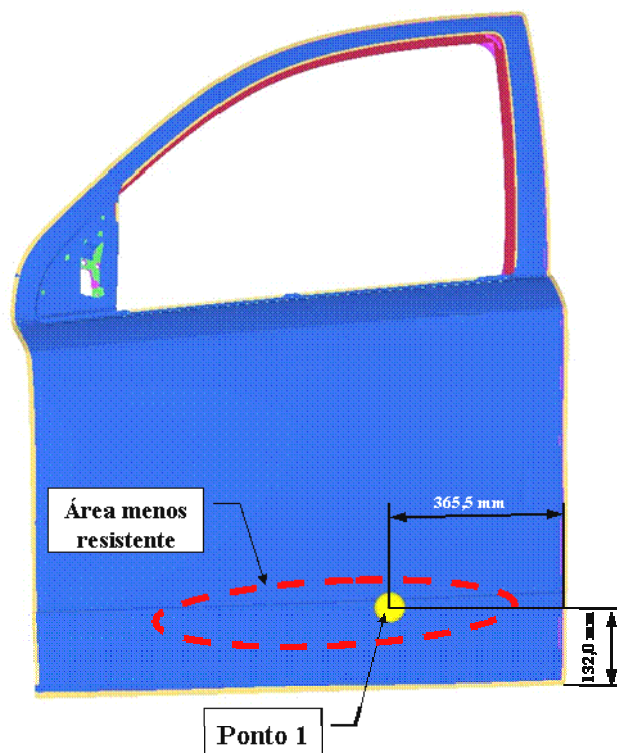


Figura 6.28 – Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.

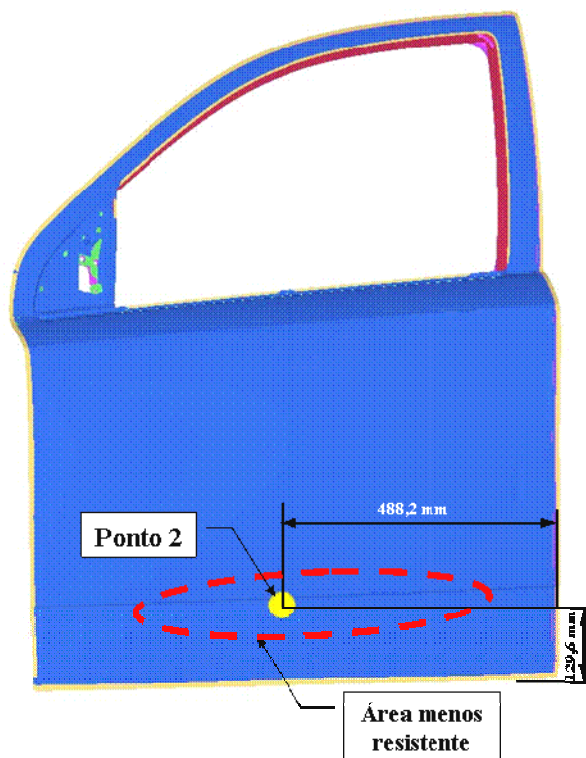


Figura 6.29 – Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.

Determinados os dois pontos de aplicação de carga, o modelo foi simulado através do programa Abaqus (Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1998) e foram elaboradas duas curvas de deformação por frequência de carregamento, uma curva para cada ponto.

A primeira curva mostrada na figura 6.30 mostra o comportamento do painel quando aplicado um carregamento de 250 N normal a sua superfície no ponto 1 e a figura 6.31 mostra a curva do ponto 2.

Os 250 N de carregamento foram distribuídos em cinco nós, sendo um nó central e os outros quatro distanciados entre si de 50 milímetros, escrevendo desta maneira uma circunferência de 50 mm de diâmetro.

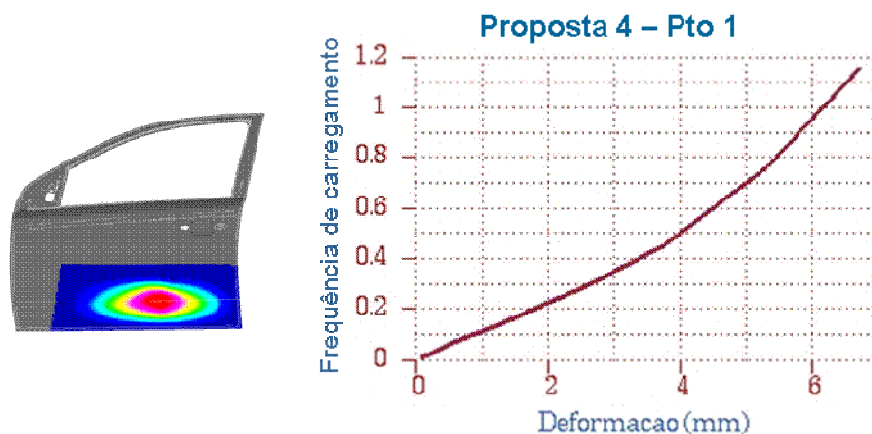


Figura 6.30 –Curva ponto 1 deformação X frequência de carregamento.

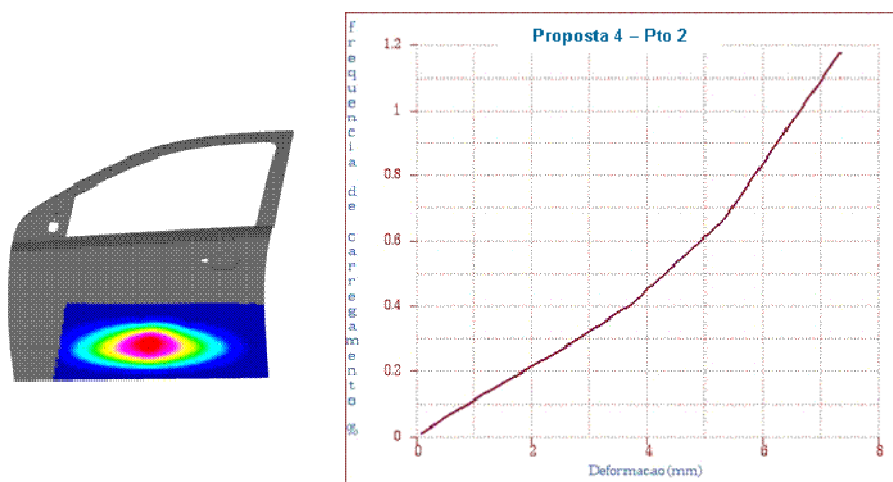


Figura 6.31 –Curva ponto 2 deformação X frequência de carregamento.



Analisando as duas curvas, podemos concluir que nenhum dos dois pontos de aplicação de carga demonstraram que o painel externo apresenta-se problema de indentação ou *oil canning*, pois chegou aos 60% de aplicação de carga (160 N) sem apresentar nenhum ponto de inversão de sentido, e também após 100% do carregamento não se observou nenhum ponto de patamar da curva com o eixo das ordenadas.

## b. Resultados de Impacto Lateral

A figura 6.32 apresenta a curva elaborada através do Hypergraph para Crashworthiness (Altair, 2004b) e a figura 6.33 apresenta o conjunto da porta após a simulação ter sido realizada.

Na simulação um cilindro de dimensões padronizadas de acordo com a norma FMVSS item 214 (descrito no capítulo 4), onde este cilindro possui uma velocidade constante no eixo Y ou para dentro do veículo, e impacta contra a porta.

A curva plotada apresenta o deslocamento de um nó do conjunto de porta no eixo Y do veículo, nó este que está na direção do cilindro, e a força que esta entrando para deslocar este nó, também no eixo Y do veículo.

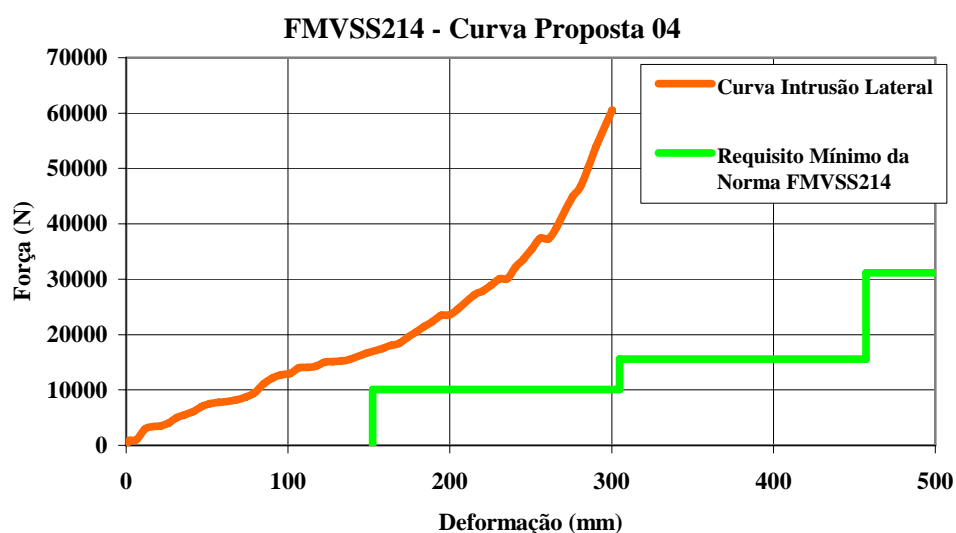


Figura 6.32 –Curva deformação x força – proposta 04.



Figura 6.33 –Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 04.

Analisando o gráfico da figura 6.32, podemos concluir que este conjunto de porta atende os requisitos de segurança determinados pela norma FMVSS item 214 (1993), pois as forças para a deformação dos três picos estão acima dos valores mínimos estabelecidos pela norma.

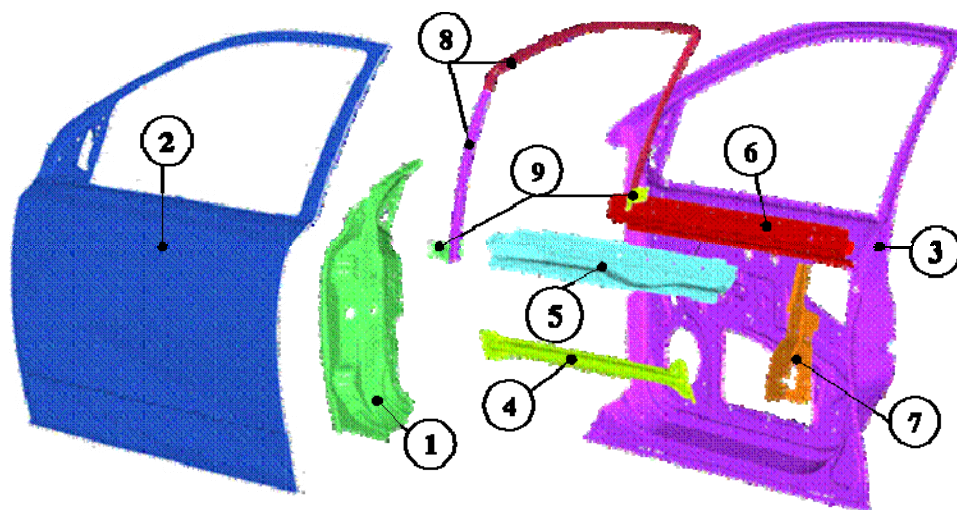
#### **6.6 Descrição da quarta proposta sugerida no estudo (proposta 04)**

Esta proposta consiste em manter os materiais da proposta 01 e alterar as espessuras dos itens 01, 02, 04 e 07.

A tabela 6.6 mostra um resumo dos componentes que formam o conjunto de porta em estudo e seus respectivos materiais com suas características e a figura 6.34 mostra a geometria dos componentes descritos.

Tabela 6.6 – Componentes e materiais do conjunto de porta - proposta 05.

item	material	tensão limite ao escoamento (MPa)	espessura nominal da chapa
1	BH 280	310	1,50 mm
2	BH210	240	0,70 mm
3	QS 1010	170	0,65 mm
4	BH 280	310	2,00 mm
5	BH 280	310	2,25 mm
6	BH 210	240	0,70 mm
7	BH 280	310	1,10 mm
8	QS 1010	170	1,50 mm
9	QS 1010	170	1,50 mm



Figuras 6.34 - Componentes que constituem o conjunto de porta em estudo.

Massa do conjunto de porta atual de produção = 15,300 kg

### 6.6.1 – Resultados das análises lineares

#### a. Rigidez Vertical - $R_V$

$$R_V = \frac{F}{\Delta z} \quad (4.1)$$

onde:

-  $R_V$  = rigidez vertical, medida em  $\frac{N}{mm}$ .

-  $F$  = força de 900 N no eixo Z do veículo na direção negativa.

-  $\Delta z$  = deslocamento máximo do nó de aplicação de carga (trinco) em Z após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta z = 1,562mm \quad R_V = \frac{900}{1,562} = 576,2 \frac{N}{mm}$$

#### b. - Rigidez Torsional Superior - $R_{TS}$

$$R_{TS} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.2)$$

onde:

-  $R_{TS}$  = rigidez torsional superior medida em  $\frac{N}{mm}$ .

-  $F$  = força de 900 N no eixo Y.

-  $\Delta y$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,8267mm \quad R_{TS} = \frac{900}{0,8267} = 1088,7 \frac{N}{mm}$$

### c. Rigidez Torsional Inferior - $R_{TI}$

$$R_{TI} = \frac{F}{\Delta y} \quad (4.3)$$

onde:

- $R_{TI}$  = rigidez torsional inferior medida em  $\frac{N}{mm}$ ;
- $F$  = força de 900 N no eixo Y medida em N;
- $\Delta y$  = deslocamento do nó de aplicação de carga em Y após carregamento, medida em mm.

Sendo assim:

$$\Delta y = 0,9525mm \quad R_{TI} = \frac{900}{0,9525} = 944,9 \frac{N}{mm}$$

### d. Rigidez da Estrutura da Janela - $R_{ej}$

$$R_{ej1} = \frac{F_1}{\Delta y} \quad (4.4) \quad R_{ej2} = \frac{F_2}{\Delta y} \quad (4.5)$$

onde:

- $R_{ej1}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna A, medida em  $\frac{N}{mm}$ ;
- $R_{ej2}$  = rigidez da estrutura da janela correspondente à coluna B, medida em  $\frac{N}{mm}$ ;
- $F_1$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N;
- $F_2$  = primeiro grupo de força aplicada totalizando 196 N;
- $\Delta y_A$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna A);
- $\Delta y_B$  = média dos deslocamentos dos nós de aplicação de carga, medidos em milímetro no eixo Y de coordenadas após carregamento (região da coluna B).

Sendo assim:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} \text{ (rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A)}$$

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda_{yB}} \text{ (rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B)}$$

$$\Lambda_{yA} = 3,583mm$$

$$\Lambda_{yB} = 1,959mm$$

Portanto:

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna A:

$$R_{ej1} = \frac{196}{\Lambda_{yA}} = \frac{196}{3,583} = 54,7 \frac{N}{mm}$$

- rigidez da estrutura da janela da porta na região da coluna B:

$$R_{ej2} = \frac{196}{\Lambda_{yB}} = \frac{196}{1,959} = 100,0 \frac{N}{mm}$$

### **e. Modos e frequências naturais do conjunto de porta**

- primeiro modo, frequência natural = 42,34 Hz (modo este apresentado pelo painel interno do conjunto de porta).

- segundo modo, frequência natural = 45,92 Hz (modo apresentado no painel interno).

- terceiro modo, frequência natural = 56,93 Hz (modo apresentado no painel externo).

- quarto modo, frequência natural = 64,71 Hz (modo de torsão global do conjunto de porta).

## **6.6.2 – Resultados das análises não-lineares**

### **a. Resistência quanto a indentação e *oil canning***

Para a determinação das áreas de aplicação de carga, foi realizada uma simulação utilizando-se para isso o programa Nastran 2004 (MSC, 2003), onde foi aplicada uma pressão distribuída igualmente em cada elemento do painel externo.

Esta pressão aplicada teve o valor unitário de 1 MPa em cada elemento que formam o painel externo.

Com o resultado desta simulação, foi possível escolher dois pontos de maior probabilidade de ocorrência de indentação ou *oil canning*.

A figura 6.35 apresenta a área “frágil” do painel externo e as figuras 6.36 e 6.37, apresentam os pontos do painel externo da porta onde foram aplicados os carregamentos.

Para este estudo comparativo, foram escolhidos na área que apresentou fragilidade, dois pontos, pontos estes que se manterão durante todas as simulações, para termos uma base comparativa adequada.

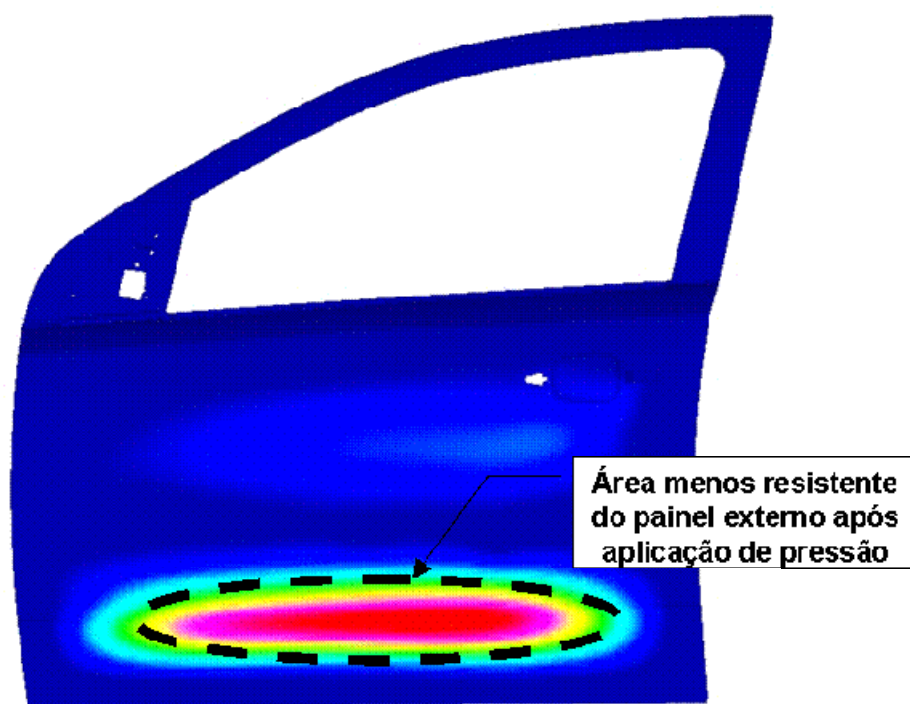


Figura 6.35 – Área fragilizada do painel externo após aplicação de pressão nos elementos.

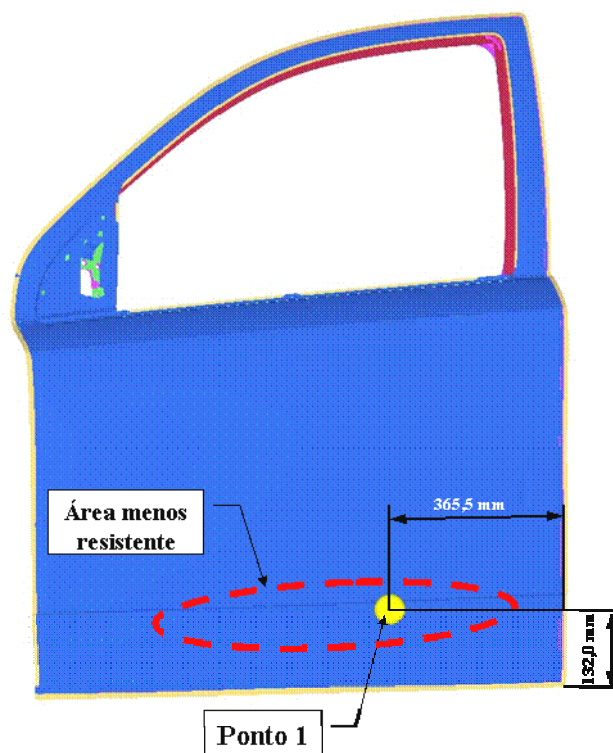


Figura 6.36 – Ponto 1 de aplicação de carga no painel externo.



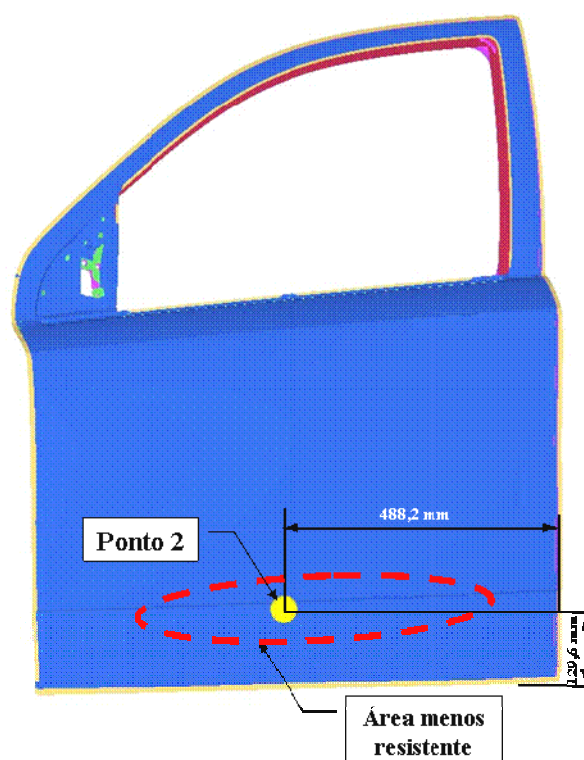


Figura 6.37 –Ponto 2 de aplicação de carga no painel externo.

Determinados os dois pontos de aplicação de carga, o modelo foi simulado através do programa Abaqus (Hibbit, Karlsson & Sorensen, 1998) e foram elaboradas duas curvas de deformação por frequência de carregamento, uma curva para cada ponto.

A primeira curva mostrada na figura 6.38 mostra o comportamento do painel quando aplicado um carregamento de 250 N normal a sua superfície no ponto 1 e a figura 6.39 mostra a curva do ponto 2.

Os 250 N de carregamento foram distribuídos em cinco nós, sendo um nó central e os outros quatro distanciados entre si de 50 milímetros, escrevendo desta maneira uma circunferência de 50 mm de diâmetro.

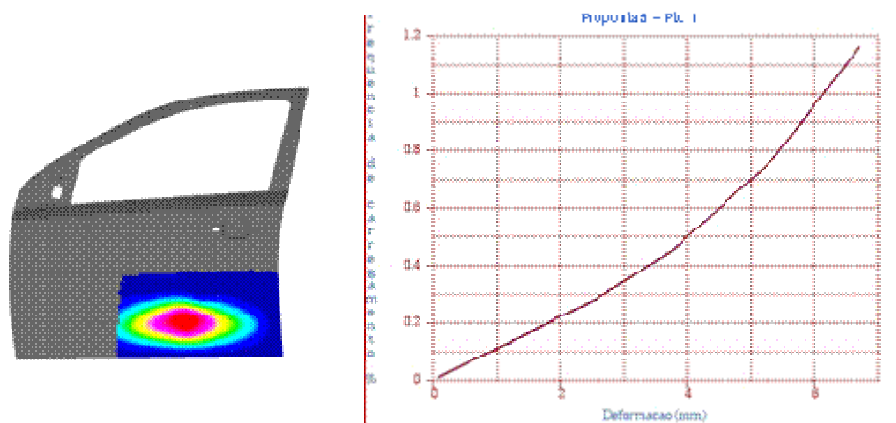


Figura 6.38 –Curva ponto 1 deformação X frequência de carregamento.

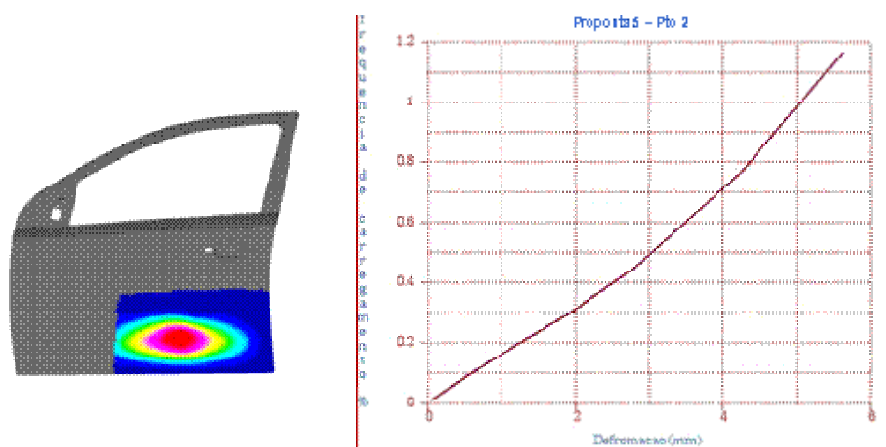


Figura 6.39 –Curva ponto 2 deformação X frequência de carregamento.

Analisando as duas curvas, podemos concluir que nenhum dos dois pontos de aplicação de carga demonstraram que o painel externo apresenta-se problema de indentação ou *oil canning*, pois chegou aos 60% de aplicação de carga (160 N) sem apresentar nenhum ponto de inversão de sentido, e também após 100% do carregamento não se observou nenhum ponto de patamar da curva com o eixo das ordenadas.

## b. Resultados de Impacto Lateral

A figura 6.40 apresenta a curva elaborada através do Hypergraph para Crashworthiness (Altair, 2004b) e a figura 6.41 apresenta o conjunto da porta após a simulação ter sido realizada.

Na simulação um cilindro de dimensões padronizadas de acordo com a norma FMVSS item 214 (descrito no capítulo 4), onde este cilindro possui uma velocidade constante no eixo Y ou para dentro do veículo, e impacta contra a porta.

A curva plotada apresenta o deslocamento de um nó do conjunto de porta no eixo Y do veículo, nó este que está na direção do cilindro, e a força que esta entrando para deslocar este nó, também no eixo Y do veículo.

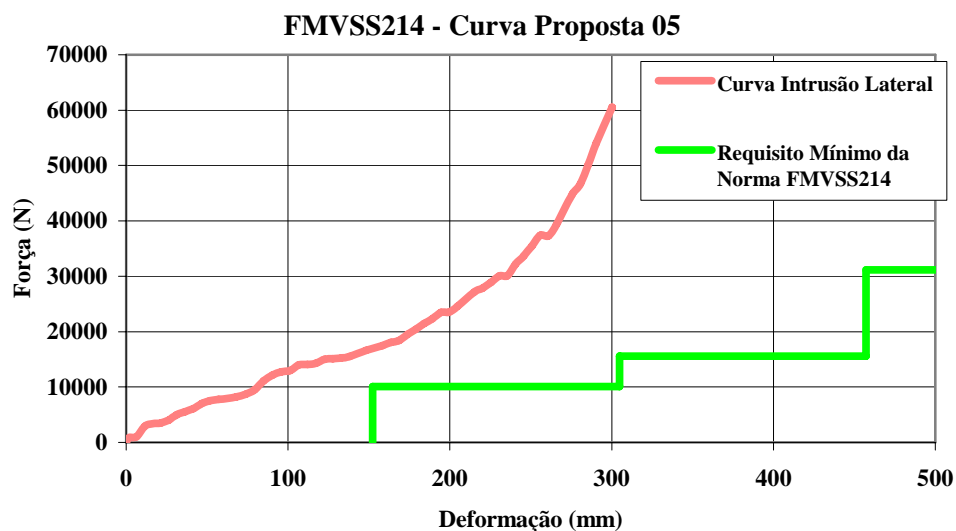


Figura 6.40 –Curva deformação X força – proposta 05.



Figura 6.41 –Conjunto de porta após simulação de intrusão lateral – proposta 05.

Analisando o gráfico da figura 6.40, podemos concluir que este conjunto de porta atende os requisitos de segurança determinados pela norma FMVSS item 214 (1993), pois as forças para a deformação dos três picos estão acima dos valores mínimos estabelecidos pela norma.

## CAPÍTULO 7

### CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS POSTERIORES

A tabela 7.1 apresenta um resumo dos resultados obtidos durante as simulações das propostas sugeridas neste trabalho e também os valores de rigidez do conjunto de porta atual que serviu de base para este estudo.

Tabela 7.1 – Resumo dos resultados obtidos durante a simulação das propostas sugeridas e do conjunto de porta atual.

	Meta	Situação atual	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3	Proposta 4	Proposta 5
<b>mssa do conjunto</b>	menor que atual	16,480Kg	16,480Kg	14,650 kg	15,570 kg	15,630 kg	15,300 kg
<b>R<sub>v</sub> - Δv</b>	menor que 3 mm	1,367 mm	1,367 mm	1,661 mm	1,424 mm	1,610 mm	1,562 mm
<b>R<sub>TS</sub> - Dy</b>	menor que 3 mm	0,7246 mm	0,7246 mm	0,8827 mm	0,7631 mm	0,8414 mm	0,8267 mm
<b>R<sub>TI</sub> - Dy</b>	menor que 3 mm	0,8823 mm	0,8823 mm	0,9847 mm	0,8956 mm	0,9716 mm	0,9525 mm
<b>R<sub>ej1</sub> - Dy</b>	menor que 10 mm	3,353 mm	3,353 mm	3,762 mm	3,523 mm	3,562 mm	3,583 mm
<b>R<sub>ej2</sub> - Dy</b>	menor que 10 mm	1,849 mm	1,849 mm	2,059 mm	1,936 mm	1,932 mm	1,959 mm
<b>1ª frequência natural</b>	maior que 35 Hz	43,08 Hz	43,08 Hz	41,9 Hz	43,06 Hz	42,2 Hz	42,34 Hz
<b>2ª frequência natural</b>	-	47,03 Hz	47,03 Hz	45,4 Hz	46,79 Hz	45,74 Hz	45,92 Hz
<b>3ª frequência natural</b>	-	58,90 Hz	58,90 Hz	54,9 Hz	55,27 Hz	58,54 Hz	56,93 Hz
<b>4ª frequência natural</b>	-	65,85 Hz	65,85 Hz	63,1 Hz	63,49 Hz	65,69 Hz	64,71 Hz
<b>identação</b>	não apresentar	ok	ok	ok	ok	ok	ok
<b>oil cannining</b>	não apresentar	ok	ok	ok	ok	ok	ok
<b>intrusão lateral</b>	respeitar a norma	ok	ok	ok	ok	ok	ok

### 7.1 Conclusão

Após a realização das simulações das propostas de redução de massa foi possível concluir que após a simples alteração de material combinada com redução de espessura, a rigidez do conjunto de porta apresenta perda de desempenho, apesar

de trazer resultados que atendem os requisitos de validações e desenvolvimento de componentes estruturais automotivos da General Motors.

A perda de desempenho de um elemento estrutural automotivo pode acarretar em diminuição da vida útil deste elemento e até mesmo colocar em risco a integridade do usuário. Entretanto, é importante frisar que as modificações ainda mantêm o conjunto dentro das especificações limitantes.

Analisando os aços de alta resistência isoladamente no critério redução de massa, concluímos que estes aços podem ser aplicados na forma de chapas com espessuras reduzidas nos elementos estruturais. Tal fato trará ganhos em massa, mas esta alteração de material deverá ser combinada a re-projeto de alguns componentes, onde a perda de rigidez acarretada pela redução de espessura de chapa deverá ser compensada pela rigidez da geometria. Por outro lado, analisando os resultados das análises onde o fator mais importante é o limite de tensão ao escoamento do material, estes aços mostram grande potencial para a redução de espessura das chapas dos componentes, pois as perdas de resistência com a redução de espessura são compensadas pelo aumento das tensões limites dos materiais.

A proposta 02 foi a que trouxe maior redução de massa do conjunto de porta, mas acarretou em redução da rigidez do conjunto. Esta proposta trouxe uma redução de 12,5% da massa total do conjunto de porta, mas por outro lado acarretou em uma redução de 21,8% da rigidez torsional do conjunto de porta, o que é uma perda muito grande apesar de esta rigidez estar dentro dos objetivos de validação observados nos deslocamentos da tabela 7.1.

Durante as análises das propostas sugeridas neste trabalho, observou-se que o comportamento do material nas análises de resistência à *oil canning* e identificação, e na análise de integridade de ocupantes em colisões laterais, as alterações de espessuras de chapa não geraram nenhuma perda significativa ao elemento estrutural, provando assim o potencial para redução da massa total de um veículo utilizando-se os aços de alta resistência.

A sugestão de re-projetar estes componentes deve-se ao fato destes possuírem uma geometria menos complexa, comparada à geometria do painel interno da porta, ficando mais fácil atingir uma geometria que seja rígida o suficiente para compensar a perda de rigidez devida à redução de espessura. Ao mesmo tempo não se pode

comprometer a estampabilidade do componente, pois por serem sugeridos aços de alta resistência, esta é um cuidado a ser tomado, devido ao aumento do grau de dificuldade para estampagem destes aços.

O trabalho mostrou a viabilidade de substituição dos materiais convencionais pelos aços de alta resistência, permitindo redução de massa.

Tendo em vista que o custo dos aços sugeridos neste trabalho serem aproximadamente 5% mais caros que os aços convencionais, e a redução de massa atingida na ordem de 12,5% da massa total do conjunto de porta, este trabalho torna-se uma diretriz para os novos projetos, pois se no início do projeto de um conjunto de como o da porta aplicarmos estes aços de alta resistência, torna-se desnecessário o re-projeto dos componentes em busca de rigidez, tendo em vista que estes componentes já estarão sendo projetados para atender todos os requisitos estruturais, reduzindo desta maneira a massa do componente sem alto investimento e sem perder desempenho.

## **7.2 Recomendações para trabalhos posteriores**

A seguir serão listadas algumas recomendações para o desenvolvimento de trabalhos posteriores, visando aprimorar e utilizar os aços de alta resistência em elementos estruturais veiculares apresentados neste trabalho, estendendo a outros elementos além do conjunto de porta:

- Avaliação da aplicação dos aços de alta resistência em outros elementos estruturais veiculares.
- Avaliação aprofundada dos custos dos aços de alta resistência, avaliando se o ganho em redução de massa (menos aço) compensará o investimento.
- Avaliação da estampabilidade dos aços de alta resistência, e o investimento necessário para o desenvolvimento de novos processos.
- Um estudo de re-projeto de alguns componentes do conjunto de porta, como os reforços superiores e a barra de proteção lateral, em busca de compensar a perda de rigidez com a redução de espessura.

- Abordar itens não avaliados neste trabalho, como outros casos de carregamento mais complexos, por exemplo, o desempenho da estrutura do veículo em caso de impacto frontal e lateral, onde a estrutura da porta contribui para a “estabilidade” da estrutura e na garantia de manter uma região mínima de sobrevivência para os ocupantes.



## CAPÍTULO 8

### REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abaqus – Abaqus version 5.8 – User’s Manual Guide, Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc., Pawtucket, RI – USA 1998.

ASM – American Society for Metals, **Metals Handbook**; 9<sup>th</sup> ed., vol. 1, 1978.

Chen; X. M.; Shi, M. F. **Denting Simulation and Verification**.  
SAE Technical Paper 2002-01-0789, 2002.

EMS.ME.1508 - Engineering Material Specification, Product Engineering - General Motors do Brasil. São Paulo, 1996. Revisão 2003.

Fekete, J. R. et al. **A Comparison of the Response of HSLA and Dual Phase Sheet Steel in Dynamic Crush**. SAE Technical Paper - 2001-01-3101, 2001.

FMVSS 214 – Federal Safety Standards Motor Vehicle Safety Standard N° 214 Side Impact Protection – Passenger Cars, Buses & Multipurpose Passenger Vehicles With a GVWR of 10,000 pounds or less, GM Reference Manual – Legal Standards, 1993.

GM, CAE Procedure 55.01.01.004 – Door in White Mass Calculation – Front Door. CAE Side Closures Standardized Procedure. General Motors, 2003a.

GM, CAE Procedure 55.01.01.012 – Front Door Torsional Rigidity. CAE Side Closures Standardized Procedure. General Motors, 2003b.

GM, CAE Procedure 55.01.01.013 – Front Door Vertical Rigidity. CAE Side Closures Standardized Procedure. General Motors, 2003c.

GM, CAE Procedure 55.01.01.018 – Quasi-Static Stiffness, Dent Resistance and Oil Canning. CAE Side Closures Standardized Procedure. General Motors, 2003d.

GM, CAE Procedure 55.01.01.031 – Front Door Frame Stiffness. CAE Side Closures Standardized Procedure. General Motors, 2003e.

General Motors Worldwide Engineering Standards - GMW2, Material Specifications Metals. USA, 2004.

Hogarth, D.J. et al. **Simplified Formability Analysis for Die Development and Production Troubleshooting.**

SAE Technical Paper – 10517.

Hypermesh 7.0 – Hypermesh version 7.0 – User’s Manual, Altair Computing. Inc., 2005a.

Hypergraph to Crashworthiness– Hypermesh version 7.0 modules – User’s Manual, Altair Computing Inc., 2005b.

Hyperview to Crashworthiness – Hypermesh version 7.0 modules – User’s Manual, Altair Computing. Inc., 2005c.

Koehr, R. **Ultra Light Steel Auto Body: From Concept to Hardware.**

SAE Technical Paper - 1997-20-0013, 1997.

Lima, A.F.F. **Oil Canning and Denting.** São Caetano do Sul: Vehicle Structural Analysis and Synthesis Department at General Motors of Brasil, 2004. (Comparative analysis of influence of thickness and material yield strength at oil canning and denting effects).

Ls-dyna – Ls-Dyna version 960 – Keyword User’s Manual, Livemore Software Technology Corporation, Livemore, CA – USA, 2001.

Maeder, G. **Lightweight vehicle design: contribution to fuel savings.**

Universidade Federal do Rio de Janeiro.

Disponível em: <http://www.materia.coppe.ufrj.br/sarra/artigos/artigo10107/>.

Acesso em: 22 junho 2005.

Mohr, D.; Wierzbicki, T. **Crashworthiness oh Thin Ultra-light Stainless Steel Sandwich Sheets: From the Design of Core Materials to Structural Applications.**

SAE Technical Paper - 2004-01-0886, 2004.

NASTRAN 2004 – MSC. Nastran 2004 – User’s Manual Guide, MSC Software Corporation, Santa Ana, CA – USA, 2003.

Poole, S.W. et al., **High-Strenght Structural and high-Strength Low-Alloy Steels.** In: American society for Metals – Properties and Selection: irons and steels. Ohio, USA: ASM – American Society for Metals, Metals Hand Book; 9<sup>th</sup> ed., vol. 1. p 403 - 420. 1978.

Roth, R.; et al. **Economic Analysis of the Ultra Light Steel Auto Body.**

SAE Technical Paper – 982399, 1998.

Salvagni, R. B.; Kaminski, P. C. **Análise Estrutural pelo Método dos Elementos Finitos.** 2003. (Apostila do curso de Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva) Escola politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2003.

Seksaria, D. C. et al. **On Automotive Body Closure Panel Dent Resistance.**

SAE 2003-01-2856, 2003.

Shaw, J. R.; Zuidema, B. K. **New High Strength Steels Automakers Reach Future Goals for Safety, Affordability, Fuel Efficiency and Environmental responsibility.**

SAE Technical Paper 2001-01-3041, 2001.

Singh, B.; Konieczny, A. **Changing of Stamping Process Design and Practice Due to Integrated Design Approach to Car Body quality Enhancement.**

SAE Technical Paper – 982399, 1998.

Siriam, S.; Lanzi III, O. **Use of Response Surface Methodology for Prediction of Dent Resistance of Automotive Closure Panels.**

SAE Technical Paper 2004-01-0163, 2004.

SSAB Tunnplat AB. Sheet Steel Forming Handbook - size shearing and plastic forming, 1998.

SSAB Tunnplat AB. The Steel Sheet Forming Handbook – material data, 1998.

SSAB Tunnplat AB. Sheet Steel Forming Handbook -design and fabrication in high strength, 1996.

Universidade do Aço. **Escolha de materiais e os ganhos trazidos pela redução de massa em veículos.**

Disponível em:

[http://www.steeluniversity.org/content/media/flash/applications/ulsac/carDoor\\_2.31.swf](http://www.steeluniversity.org/content/media/flash/applications/ulsac/carDoor_2.31.swf).

Acesso em: 22 junho 2005.

Thomas, D.; et al. **Static and Dynamic Denting of Paint Baked AA6611 Panels: Comparison of Finite element Predictions and Experiments.**

SAE Technical Paper 2001-01-3047, 2001.

Unigraphics Nx2 - Unigraphics version Nx2 – User's Manual Guide, Unigraphics Solutions Inc., Maryland Heights, MO – USA, 2004.

Yan B.; et al. **A New Dual Phase Steel for Automotive Body Panels.**

SAE Technical Paper 2003-01-0518, 2003.

Zeng, D.; Xia, Z. C. **A Comparative Study of Dent Resistance Incorporating Forming Effects.**

SAE Technical Paper 2005-01-0089, 2005.

Wüebbels, T. et al. **The Effects of Room Temperature Aging on Subsequent Bake-Hardening of Automotive Sheet Steels.**

SAE Technical Paper 2002-01-0041, 2002.

Zetchaku, Y. **Re-avaliação de polishing / denting da porta traseira.** Indaiatuba: General Motors do Brasil - Campo de Provas de Cruz Alta, 2004. (GM Relatório de avaliação, CPCA 4324/04).