

**UNIVERSIDADE DE PASSO FUNDO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM PROJETO E PROCESSOS DE
FABRICAÇÃO - MESTRADO PROFISSIONAL**

Laercio Aderichn

**AVALIAÇÃO ESTRUTURAL DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO COM
APLICAÇÃO DE PLATAFORMAS ELEVATÓRIAS PARA PROVER
ACESSIBILIDADE**

Passo Fundo

2014

Laercio Aderichn

**AVALIAÇÃO ESTRUTURAL DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO COM
APLICAÇÃO DE PLATAFORMAS ELEVATÓRIAS PARA PROVER
ACESSIBILIDADE**

Orientador: Prof. Dr. Agenor Dias de Meira Junior

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Passo Fundo
2014

Laercio Aderichn

**AVALIAÇÃO ESTRUTURAL DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO COM
APLICAÇÃO DE PLATAFORMAS ELEVATÓRIAS PARA PROVER
ACESSIBILIDADE**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Projeto e Processos de Fabricação da Universidade de Passo Fundo, como requisito para obtenção do grau de Mestre em Projeto e Processos de Fabricação.

Data de aprovação: 10 de outubro de 2014.

Os componentes da Banca examinadora abaixo aprovaram a Dissertação:

Professor Doutor Agenor Dias de Meira Junior
Orientador

Professor Doutor Gustavo Mezzomo
Universidade de Passo Fundo – PPGPPF

Professor Doutor Ignacio Iturrioz
Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS

Professor Doutor Márcio Walber
Universidade de Passo Fundo – PPGPPF

Dedico este trabalho à minha esposa Tatiane

AGRADECIMENTOS

Gostaria de registrar meus sinceros agradecimentos aos que tiveram contribuição fundamental para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao meu orientador Prof. Dr. Agenor Dias de Meira Junior pela orientação, atenção, confiança, incentivo e ensinamentos.

Aos professores da banca pelas contribuições importantes para a qualificação deste trabalho.

Aos meus amigos Dayton Espig, Tiago Testolin e Cristiano Secco Ferarez, pela ajuda e colaboração fundamentais para a elaboração deste trabalho.

A empresa Comil Ônibus S.A., pelo interesse e por disponibilizar a infraestrutura, apoio e os dados de um modelo de carroceria de ônibus rodoviário, para a realização dos estudos e análises.

A minha esposa Tatiane, pelo enorme apoio, incentivo e compreensão, que foram fundamentais para a realização deste trabalho.

Aos meus pais Leonardo e Laura, e demais familiares pelo grande apoio, carinho e compreensão.

RESUMO

Todo cidadão tem o direito de ir e vir, e cabe ao poder público garantir este direito para todos incluindo as pessoas com deficiência ou com mobilidade reduzida. O tema acessibilidade é bastante discutido no cenário nacional, e na última década, o Brasil oficializou através de suas ações, a preocupação e a vontade em realizar a inclusão social das pessoas com deficiências. Diversas ações vêm sendo implementadas como a elaboração de Normas regulamentadoras e emissões de Decretos, Leis e Portarias, sobre as regras a serem seguidas para com a acessibilidade e também penalizações para quem não as seguiu e respeitá-las. Pesquisas constataram que os ônibus rodoviários de médias e longas distâncias não evoluíram e não proporcionaram condições favoráveis de acessibilidade para pessoas com deficiências. O objetivo deste trabalho é analisar o conjunto estrutural de uma carroceria de ônibus rodoviário com a aplicação de plataformas elevatórias para prover acessibilidade, verificar sua capacidade de resistência e sugerir soluções para viabilizar a estrutura que irá recebê-las. O arranjo estrutural estudado é submetido à instalação de dois tipos de elevadores desenvolvidos para ônibus rodoviários, os quais são comparados com um modelo referência sem estes dispositivos para transposição de fronteira, já validado experimentalmente. Com a realização de análises de elementos finitos foi possível avaliar os valores de tensões que atuam nas carrocerias e a rigidez dos arranjos através da análise modal, concluindo que as estruturas tendem a não falhar com a inclusão dos elevadores neste modelo de carroceria de ônibus.

Palavras-chave: Acessibilidade; Ônibus Rodoviário; Elevadores; Elementos Finitos.

ABSTRACT

Every citizen has the right to come and go, and the government has to ensure this right for everyone including people with disabilities or reduced mobility. The accessibility issue is widely discussed in the national scene, and in the last decade, Brazil officiated by its actions, the concern and willingness to achieve the social inclusion of disabled people. Several actions have been implemented as: development of regulatory standards, Decrees emissions, Laws and Ordinances on the rules to be followed towards accessibility and also penalties for those whom do not follow or respect them. Researchers have found that road buses of medium and long distances have not changed and did not provide favorable conditions of accessibility for disabled people. The goal of this study is to analyze the whole structure of a road bus body with platform lifts application to provide accessibility, verify its resilience and suggest solutions to enable the structure that will receive. The structural arrangement studied is submitted to the installation of two types of lifts developed for road buses, which are compared with a model reference without these devices for boundary crossing, already experimentally validated. With the finite element analysis realization was possible to evaluate the values of stresses acting on the car bodies and the rigidity of the arrangements through modal analysis, concluded that the structures tend not to fail with the inclusion of the lifts in this bus body model.

Keywords: Accessibility; Buses Road; Lifts; Finite Elements.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 – Pesquisa DataSenado	19
Figura 2.1 – Elemento cúbico sujeito a tensões nas faces	23
Figura 2.2 – Tensões cisalhantes em um elemento cúbico.....	24
Figura 2.3 – Elemento infinitesimal $dx dy$ de um corpo elástico	25
Figura 2.4 – Deformações no plano xy	25
Figura 2.5 – Passos principais efetuados na análise pelo MEF	34
Figura 2.6 – Hipótese da superposição modal.....	38
Figura 2.7 – Frequências naturais e modos de vibrar de uma estrutura	39
Figura 2.8 – Curva $S-N$ do material a partir de ensaios de fadiga	43
Figura 3.1 – Ônibus jardineira de Porto Alegre (década de 20).....	48
Figura 3.2 – Ônibus Mamãe, me leva.....	49
Figura 3.3 – Carroceria fabricada pelos irmãos Grassi	50
Figura 3.4 – Casulo de uma carroceria de ônibus.....	51
Figura 3.5 – Componentes de um casulo.....	52
Figura 3.6 – Forças verticais na carroceria.....	53
Figura 3.7 – Forças longitudinais na carroceria	54
Figura 3.8 – Forças transversais na carroceria	55
Figura 3.9 – Primeiro ônibus adaptado com elevador no Brasil (Caio Bela Vista, Mercedes Benz, motor traseiro, prefixo 594)	56
Figura 3.10 – Demonstração de uso de cadeira de transbordo	57
Figura 3.11 – Plataforma elevatória do fabricante A.....	58
Figura 3.12 – Carroceria com elevador do fabricante A	59
Figura 3.13 – Dispositivo de poltrona móvel do fabricante B.....	60
Figura 3.14 – Carroceria com elevador do fabricante B.....	60
Figura 4.1 – Arranjo estrutural de uma carroceria sem elevadores	67
Figura 4.2 – Modelo numérico de uma carroceria sem elevadores	68
Figura 4.3 – Primeiro modo de vibrar da carroceria referência – $f = 4,4297$ Hz	69
Figura 4.4 – Segundo modo de vibrar da carroceria referência – $f = 5,2043$ Hz	70
Figura 4.5 – Décimo primeiro modo de vibrar da carroceria referência – $f = 12,2445$ Hz.....	70
Figura 4.6 – Décimo quinto modo de vibrar da carroceria referência – $f = 14,2081$ Hz	70

Figura 4.7 – Décimo sexto modo de vibrar da carroceria referência – $f = 14,8107$ Hz	71
Figura 4.8 – Décimo sétimo modo de vibrar da carroceria referência – $f = 14,9515$ Hz	71
Figura 4.9 – Modelo numérico da carroceria referência com aplicação de uma TDD.....	72
Figura 4.10 – Detalhe regiões críticas de tensões do modelo referência.....	73
Figura 4.11 – Valores de tensões em teste experimental.....	74
Figura 4.12 – Valores de tensões junta A do modelo referência.....	75
Figura 4.13 – Valores de tensões junta B do modelo referência.....	75
Figura 4.14 – Valores de tensões junta C do modelo referência.....	76
Figura 4.15 – Valores de tensões junta D do modelo referência.....	76
Figura 4.16 – Valores de tensões junta E do modelo referência.....	76
Figura 4.17 – Valores de tensões junta F do modelo referência.....	77
Figura 4.18 – Projeto estrutural de uma carroceria com dispositivo modelo A	78
Figura 4.19 – Modelo numérico de uma carroceria com dispositivo modelo A	79
Figura 4.20 – Primeiro modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 4,5539$ Hz	80
Figura 4.21 – Segundo modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 5,3282$ Hz	81
Figura 4.22 – Décimo primeiro modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 12,4178$ Hz....	81
Figura 4.23 – Décimo quinto modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 14,1406$ Hz	81
Figura 4.24 – Décimo sexto modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 14,5365$ Hz	82
Figura 4.25 – Décimo sétimo modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 14,9085$ Hz	82
Figura 4.26 – Detalhe regiões críticas modelo com dispositivo A.....	83
Figura 4.27 – Valores de tensões junta A do modelo com dispositivo A	83
Figura 4.28 – Valores de tensões junta B do modelo com dispositivo A.....	84
Figura 4.29 – Valores de tensões junta C do modelo com dispositivo A.....	84
Figura 4.30 – Valores de tensões junta D do modelo com dispositivo A	84
Figura 4.31 – Valores de tensões junta E do modelo com dispositivo A.....	85
Figura 4.32 – Valores de tensões junta F do modelo com dispositivo A	85
Figura 4.33 – Projeto estrutural de uma carroceria com dispositivo modelo B	86
Figura 4.34 – Modelo numérico de uma carroceria com dispositivo modelo B	87
Figura 4.35 – Primeiro modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 4,4713$ Hz.....	88
Figura 4.36 – Segundo modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 5,1479$ Hz.....	88
Figura 4.37 – Décimo primeiro modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 12,3383$ Hz....	88
Figura 4.38 – Décimo quinto modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 13,7430$ Hz.....	89
Figura 4.39 – Décimo sexto modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 14,0011$ Hz	89

Figura 4.40 – Décimo sétimo modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 14,6671$ Hz	89
Figura 4.41 – Detalhe regiões críticas modelo com dispositivo B	90
Figura 4.42 – Valores de tensões junta A do modelo com dispositivo B.....	90
Figura 4.43 – Valores de tensões junta B do modelo com dispositivo B	91
Figura 4.44 – Valores de tensões junta C do modelo com dispositivo B	91
Figura 4.45 – Valores de tensões junta D do modelo com dispositivo B.....	91
Figura 4.46 – Valores de tensões junta E do modelo com dispositivo B	92
Figura 4.47 – Valores de tensões junta F do modelo com dispositivo B	92
Figura 4.48 – Sugestão de projeto para alívio de tensões das juntas C e D	93
Figura 4.49 – Valores de tensões junta D após efetuado melhoria de projeto	93

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Comparação de tensões nas juntas teste experimental x simulação numérica	77
Tabela 5.1 – Dados dos modelos numéricos das carrocerias de ônibus	94
Tabela 5.2 – Valores de frequência dos modos naturais de vibração	95
Tabela 5.3 – Comparação das tensões nas juntas Modelo Referência x Modelo A	95
Tabela 5.4 – Comparação das tensões nas juntas Modelo Referência x Modelo B	96

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANTT	Agência Nacional de Transportes Terrestres
CONMETRO	Conselho Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
CMTC	Companhia Municipal de Transportes Coletivos – São Paulo
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
FABUS	Associação Nacional dos Fabricantes de Ônibus
GDL	Graus de liberdade
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
MEF	Métodos de Elementos Finitos
MHS	Movimento Harmônico Simples
NBR	Norma Brasileira
PBT	Peso Bruto Total
PEE	Plataforma elevatória estacionária
PEV	Plataforma elevatória veicular
TDD	Torção Dianteira Direita
TDE	Torção Dianteira Esquerda
TTD	Torção Traseira Direita
TTE	Torção Traseira Esquerda

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área, m ²
D	Dano acumulado
E	Módulo da elasticidade, N/m ²
F	Matriz coluna
G	Módulo de elasticidade transversal ou módulo de rigidez, N/m ²
i, j	Graus de liberdade
K	Matriz de rigidez
m	Massa do corpo, kg
N	Número de ciclos com uma determinada amplitude de tensão
n	Número de ciclos com uma determinada amplitude em um intervalo de tempo
P	Força, N
S_e	Tensão de resistência à fadiga modificada
S_f	Tensão de fadiga
S_y	Parâmetro do escoamento do material
$S-N$	Curva de tensão deformação do material
u	Componente do deslocamento na direção x , m
U	Matriz coluna
v	Componente do deslocamento na direção y , m
\bar{X}	Força de superfície por unidade de área paralela ao eixo x , N/m ²
x	Coordenada cartesiana x
\bar{Y}	Força de superfície por unidade de área paralela ao eixo y , N/m ²
y	Coordenada cartesiana y
y_n	Resposta dinâmica
y	Determinação do fator de participação de cada modo de vibrar
\bar{Z}	Força de superfície por unidade de área paralela ao eixo z , N/m ²
z	Coordenada cartesiana z
γ	Deformação angular, rad
ε	Deformação específica normal
ν	Coefficiente de Poisson
ρ	Massa por unidade de volume, kg/m ³

σ	Tensão normal, N/m ²
σ_a	Tensão alternada, N/m ²
σ_m	Tensão média, N/m ²
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima, N/m ²
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima, N/m ²
σ'	Tensão de Von Mises, N/m ²
τ	Tensão de cisalhamento, N/m ²
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima de cisalhamento, N/m ²
\ddot{u}	Aceleração do corpo, m/s ²
c	Coefficiente de amortecimento
\dot{u}	Velocidade do corpo, m/s
k	Constante de rigidez da mola
u	Deslocamento do corpo, m
$F(t)$	Força externa variável
ω	Frequência natural, Hz
$[M]$	Matriz de massa da estrutura
$\{\ddot{U}\}$	Matriz de acelerações nodais
$[C]$	Matriz de amortecimento da estrutura
$\{\dot{U}\}$	Matriz de velocidades nodais
$[K]$	Matriz de rigidez da estrutura
$\{U\}$	Matriz de deslocamentos nodais
$\{F(t)\}$	Matriz de forças nodais variáveis com o tempo
$\{U_0\}$	Matriz ou vetor do perfil associado ao modo de vibrar da estrutura

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Justificativa.....	18
1.2	Objetivos	20
1.2.1	Objetivo Geral	20
1.2.2	Objetivos Específicos	21
1.3	Estrutura do Trabalho	21
2	REFERENCIAL TEÓRICO	22
2.1	Fundamentos da mecânica elástica.....	22
2.1.1	Notação para forças e tensões.....	22
2.1.2	Componentes de tensão	24
2.1.3	Componentes de deformação.....	24
2.1.4	Lei de Hooke.....	26
2.1.5	Limite elástico	28
2.1.6	Teoria de Tresca	28
2.1.7	Teoria de Von Mises.....	29
2.2	Elementos Finitos	30
2.2.1	Matriz de rigidez.....	33
2.2.2	Estudo dos fenômenos vibratórios.....	33
2.2.3	Sistemas com um grau de liberdade	35
2.2.4	Sistemas com n graus de liberdade.....	36
2.3	Estudo de Fadiga	41
2.3.1	A falha por fadiga	42
2.3.2	A curva $S-N$ de Wöhler.....	43
2.3.3	Mecanismo e método do acúmulo de dano.....	45
2.3.4	Método para contagem de ciclos	46
3	PROJETO DE CARROCERIAS DE ÔNIBUS.....	48
3.1	Surgimento do ônibus no Brasil	48
3.2	Descrição de uma carroceria de ônibus.....	50
3.2.1	Conjunto estrutural de uma carroceria de ônibus	51
3.3	Forças que atuam em um ônibus	52
3.3.1	Forças verticais	53
3.3.2	Forças longitudinais.....	54
3.3.3	Forças transversais.....	54
3.4	Dispositivos para transposição de fronteiras em ônibus.....	55

3.4.1 Surgimento do elevador em ônibus no Brasil.....	55
3.4.2 Dispositivos para transposição de fronteiras em ônibus rodoviários.....	58
3.4.2.1 Elevador fabricante A.....	58
3.4.2.2 Elevador fabricante B.....	59
3.5 Legislação.....	61
3.5.1 Acessibilidade.....	61
3.5.2 Dispositivos para transposição de fronteira.....	63
3.5.3 Segurança veicular.....	65
4 ANÁLISE ESTRUTURAL.....	67
4.1 Descrição da carroceria de ônibus.....	67
4.2 Modelo numérico.....	68
4.3 Análise dos modos naturais de vibração.....	69
4.4 Análise das tensões.....	72
4.5 Dados de tensões do modelo validado nas regiões em que são acrescentados dispositivos para transposição de fronteira.....	73
4.6 Carroceria com dispositivo para transposição de fronteira modelo A.....	78
4.6.1 Criação do modelo estrutural da carroceria de ônibus modelo A.....	78
4.6.2 Criação do modelo numérico da carroceria modelo A.....	79
4.6.3 Análise dos modos naturais de vibração da carroceria modelo A.....	80
4.6.4 Análise das tensões da carroceria modelo A.....	82
4.7 Carroceria com dispositivo para transposição de fronteira modelo B.....	85
4.7.1 Criação do modelo estrutural da carroceria de ônibus modelo B.....	85
4.7.2 Criação do modelo numérico da carroceria modelo B.....	86
4.7.3 Análise dos modos naturais de vibração da carroceria modelo B.....	87
4.7.4 Análise das tensões da carroceria modelo B.....	90
5 DISCUSSÕES DOS RESULTADOS.....	94
5.1 Dados dos modelos numéricos.....	94
5.2 Modos naturais de vibração.....	94
5.3 Análise das tensões de Von Mises.....	95
5.4 Considerações análise tombamento.....	97
6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	98
6.1 Conclusões.....	98
6.2 Trabalhos futuros.....	99
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	100

1 INTRODUÇÃO

Atualmente grande parte da população utiliza o transporte coletivo de passageiros, número este que vem aumentando muito nos últimos tempos, conseqüentemente cresce a preocupação com a segurança destes usuários, a durabilidade da carroceria de ônibus e também a acessibilidade destes veículos para pessoas com deficiência ou mobilidade reduzida.

Segundo a Agência Nacional de Transportes Terrestres (ANTT), a frota brasileira de veículos de transportes coletivos compreende mais de 350 mil ônibus, destes mais de 39 mil são ônibus da classe rodoviário para médias e longas distâncias, os quais se somam aos novos ônibus rodoviários produzidos anualmente pelas principais fabricantes do Brasil, formando uma frota brasileira de ônibus rodoviários que transportam mais de 151 milhões de usuários por ano e geram receitas superiores a 3,7 bilhões de reais para a economia do Brasil.

Conforme a Associação Nacional dos Fabricantes de Ônibus (FABUS), a produção acumulada de carrocerias no ano de 2013 chegou a 32.693 unidades, sendo mais de 28.500 unidades para o mercado nacional, e destas, mais de 7.600 unidades são do segmento rodoviário. Estes números tendem a se manter ou aumentar nos próximos anos.

Também se sabe que, com o envelhecimento da população, existe a expectativa que a proporção de pessoas com necessidades especiais venha a aumentar nos próximos anos. Isto não significa apenas uma grande parcela de mercado que não pode ser ignorada como consumidores e clientes, mas também uma incontestável necessidade social e direito fundamental das pessoas em países que estabelecem a igualdade social como premissa, para que estas possam realmente exercer o seu direito de ir e vir de forma mais autônoma possível.

Diante desta preocupação crescente, foram elaboradas normas técnicas que regulamentam a fabricação de ônibus com a finalidade de prover a acessibilidade. Em se tratando de ônibus urbano, estes já saem de fábrica com plataformas elevatórias, assegurando assim o conforto e a segurança do passageiro na hora do embarque/desembarque. Já os rodoviários são considerados acessíveis se apresentarem um dos dispositivos para transposição de fronteiras, ou seja, pelo menos um dos equipamentos de embarque/desembarque citados em normas, não havendo uma obrigatoriedade da instalação de elevadores.

Para garantir a segurança e acessibilidade dos usuários dos transportes de passageiros, dentre as maiores dificuldades encontradas pelos fabricantes de ônibus está a construção de um projeto eficiente e com redução de peso, pois ao mesmo tempo em que buscam a melhoria do produto, os fabricantes devem estar atentos para este tipo de alteração que pode ocasionar problemas de engenharia, afetando principalmente a integridade estrutural da carroceria.

A durabilidade é uma medida de qualidade de um produto que indica sua capacidade de resistir às condições de utilização para o qual foi dimensionado durante um período especificado, ou, vida. Ela está relacionada a dois parâmetros: a condição de utilização, que determina os esforços aos quais o produto será submetido, e a vida do componente, relacionada ao período até a falha. Para carrocerias, a falha se caracteriza pelo surgimento de uma trinca que possa se propagar e comprometer o desempenho estrutural do veículo ou a sua estética.

Métodos analíticos não são capazes de fornecer soluções que satisfaçam as exigências de desempenho e de otimização dos materiais empregados. Grande parte dos problemas encontrados normalmente não podem ser resolvidos de forma analítica e, portanto, são utilizadas ferramentas que possibilitam a criação de modelos representativos das estruturas reais, onde podem ser inseridas condições do meio, obtendo resultados numéricos com uma maior precisão e rapidez. Na área de análise estrutural, que é abordada neste trabalho, faz-se uso de métodos numéricos, sendo neste caso o Método dos Elementos Finitos (MEF).

O MEF é um procedimento numérico para a análise de estruturas e meios contínuos, com a finalidade de determinar, entre outros aspectos, o estado de tensão e deformação de diferentes geometrias sujeitas a ações exteriores. Já a simulação numérica é uma forma de analisar algum eventual problema que está ocorrendo, mas também é uma forma eficaz de averiguação na prevenção de problemas que estão por vir, validando assim a proposta do projeto, que é a de analisar o comportamento de uma estrutura de carroceria de ônibus com características rodoviárias, verificando sua capacidade de resistência com a instalação das plataformas elevatórias como dispositivo de transposição de fronteira para prover acessibilidade.

1.1 Justificativa

Conforme o Art. 2º do Decreto nº 3.298 de 1999, cabe aos órgãos e às entidades do poder público assegurar à pessoa portadora de deficiência o pleno exercício de seus direitos básicos, inclusive dos direitos à educação, à saúde, ao trabalho, ao desporto, ao turismo, ao lazer, à previdência social, à assistência social, ao transporte, à edificação pública, à habitação, à cultura, ao amparo à infância e à maternidade, e de outros que, decorrentes da Constituição e das leis, propiciem seu bem-estar pessoal, social e econômico.

As pessoas com deficiência ou mobilidade reduzida devem estar em interação constante com seu meio sócio cultural. Quanto mais essa população estiver num ambiente que lhe restrinja

a mobilidade e a acessibilidade aos serviços, maior a dificuldade para conseguir uma vida plena e autônoma, levando-a a uma situação de desvantagem.

A acessibilidade envolve as possibilidades de deslocamento do indivíduo com adequada segurança, dependendo tanto da mobilidade, quanto do ambiente físico. A mobilidade é um aspecto intrínseco do ser humano, está ligada às suas sensações, percepções, história pessoal e ao contexto sócio cultural. A acessibilidade possibilita que as pessoas utilizem todos os serviços, inclusive os de transportes, disponíveis de acordo com as suas necessidades.

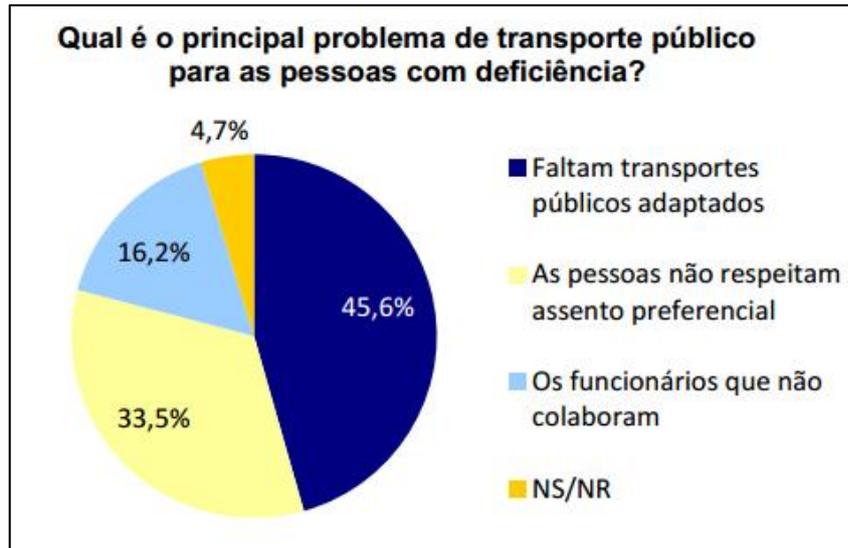
Segundo dados do IBGE, o Brasil possui hoje cerca de 8% de sua população com dificuldade de locomoção, com mais de 15 milhões de pessoas. Se somar com as demais deficiências, o total ultrapassa a casa dos 45 milhões de habitantes com alguma deficiência permanente, número expressivo que não encontra salvaguarda em termos de condições adequadas à acessibilidade tanto em veículos coletivos, como em espaços públicos.

Analisando tais números, fica evidenciado um mercado com grande potencial para o desenvolvimento de sistema que provêm a acessibilidade, o qual merece uma atenção em especial, e avaliando as inúmeras Leis definindo direitos e mencionando atendimentos prioritários para que todos sejam tratados de igual para igual, é possível constatar que apesar de estarem em acordo com as regras técnicas da ABNT, existem poucos produtos disponíveis no mercado para ônibus rodoviários que atendam a essas mesmas Leis de Acessibilidade, realizando o embarque de pessoas portadoras de deficiências com segurança, autonomia, conforto, agilidade e a dignidade quais elas merecem.

No transporte urbano, o Decreto Federal nº 5.296/2004 estabelece que todos os ônibus para essa categoria tenham algum elemento que proporcione acessibilidade, seja por elevadores/plataformas ou rampa de acesso em nível. Porém, em se tratando de modelos rodoviários ainda não há obrigatoriedade para a instalação de tais equipamentos, sendo a nova versão da norma NBR 15320, que se encontra em revisão, o principal instrumento para que os novos veículos venham com algum recurso, tornando-os assim acessíveis, com conforto e rapidez. Não se descarta o uso da cadeira de transbordo, mas é sabido que existirá ao menos um percentual mínimo de ônibus que deverão ter elevadores ou prover embarque em nível.

Pesquisas identificaram que o transporte público brasileiro não está atendendo as condições de acessibilidade, como mostra a recente pesquisa realizada em dezembro de 2013 pelo DataSenado, ilustrado na Figura 1.1.

Figura 1.1 – Pesquisa DataSenado



Fonte: www.senado.gov.br

Devido aos problemas do transporte público para as pessoas com deficiência ou mobilidade reduzida e às lacunas da legislação vigente, as normas estão sendo revisadas, no objetivo do transporte público atender as condições de acessibilidade aos passageiros de ônibus, tendendo a exigir que todos os novos veículos venham com algum recurso, tornando-os assim acessíveis. Desta forma a intenção deste trabalho é analisar a estrutura das carrocerias de ônibus rodoviários, buscando identificar o impacto causado no casulo estrutural com a instalação das plataformas elevatórias, viabilizando a aplicação dos mesmos para prover acessibilidade em ônibus rodoviários, pois atualmente menos de 1% destes ônibus saem de fábrica com elevadores para facilitar o embarque das pessoas com mobilidade reduzidas, logo o percentual é baixo para evidenciar estatísticas de quebras e demais problemas estruturais que possam ocorrer nas carrocerias de ônibus rodoviários devido à aplicação de elevadores.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em analisar o arranjo estrutural de uma carroceria de ônibus rodoviário, verificando sua capacidade de resistência com a inclusão de plataformas elevatórias para prover acessibilidade.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos deste trabalho consistem em realizar os seguintes estudos para viabilizar a aplicação dos elevadores a fim de atender acessibilidade em ônibus rodoviários:

- Análise estrutural de uma carroceria de ônibus com a aplicação de plataformas elevatórias, buscando avaliar o comportamento do arranjo estrutural com a instalação dos dois modelos de elevadores, comparando os resultados obtidos com uma carroceria sem os dispositivos para transposição de fronteira, a qual possui o modelo estrutural validado experimentalmente;
- Analisar e identificar o efeito sobre a estrutura do casulo devido à colocação dos diferentes tipos de portas;
- Propor soluções e/ou sugestões para viabilizar a estrutura que irá receber estes dispositivos de transposição de fronteira.

1.3 Estrutura do Trabalho

Esta dissertação está estruturada em seis capítulos, os quais estão descritos nos parágrafos subsequentes.

O primeiro capítulo traz além da introdução, as justificativas e os objetivos gerais e específicos, bem como a estrutura do trabalho.

O capítulo dois apresenta o referencial teórico, onde foi realizada uma revisão bibliográfica sobre os assuntos relacionados a este trabalho.

No capítulo três é descrito o projeto de uma carroceria de ônibus, detalhando o arranjo estrutural e as forças atuantes. Além disso, apresenta o surgimento do ônibus, das plataformas elevatórias veiculares, e uma revisão sobre a legislação vigente referente à acessibilidade no transporte de passageiros e os dispositivos para transposição de fronteira, além das normas sobre segurança veicular.

No capítulo quatro são apresentados os dados, as descrições e as análises estruturais dos modelos de carrocerias de ônibus rodoviários sem e com a inclusão de elevadores, buscando avaliar as tensões e os modos naturais de vibração.

O capítulo cinco traz os resultados obtidos com as respectivas discussões.

No capítulo seis são apresentadas as conclusões e propostas para trabalhos futuros.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Fundamentos da mecânica elástica

A mecânica elástica estuda as tensões, deformações e deslocamentos de um corpo elástico, causados por ação de forças externas e/ou mudança de temperatura. Estas tensões, deformações e deslocamentos são analisados mediante a adoção das hipóteses básicas da teoria clássica da elasticidade linear, apresentadas por Timoshenko e Goodier (1980), relacionadas a seguir.

- i) A matéria de um corpo elástico é distribuída continuamente, isto é, não se considera a microestrutura do material com grãos de cristais, poros, fissuras, etc. Assim, as tensões, deformações e deslocamentos são contínuos;
- ii) A matéria é homogênea (mesmas propriedades físicas para quaisquer elementos retirados de qualquer parte do corpo) e isotrópica (as propriedades físicas são as mesmas em todas as direções);
- iii) Os corpos são perfeitamente elásticos, ou seja, eles retomam completamente sua forma inicial quando as forças externas deixam de atuar;
- iv) Os deslocamentos e deformações máximos do corpo são muito pequenos em relação à dimensão mínima do corpo.

Os materiais estruturais não satisfazem completamente as hipóteses acima. O aço, por exemplo, apresenta-se constituído de cristais de várias espécies e com diversas orientações. Desta forma ele não é homogêneo por microscopia. No entanto, desde que as dimensões geométricas de um corpo elástico sejam muito grandes em comparação com as dimensões de um único cristal, a hipótese da homogeneidade pode ser usada com grande precisão e, se os cristais forem orientados aleatoriamente, o material pode ser tratado como isotrópico, conforme Timoshenko e Goodier (1980).

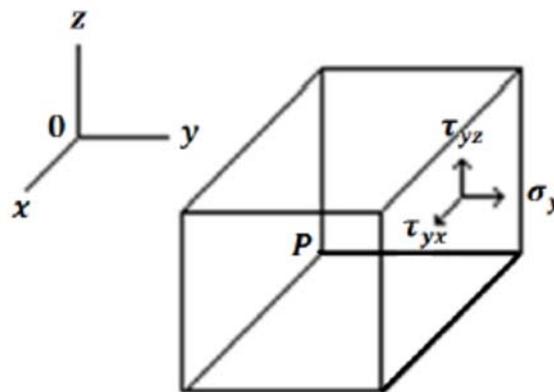
2.1.1 Notação para forças e tensões

Geralmente as forças externas que atuam sobre um corpo elástico são classificadas em dois tipos. As forças de superfície, que são distribuídas sobre a superfície do corpo, tais como a pressão de um corpo sobre outro ou a pressão hidrostática, e as forças de massa ou forças de volume, distribuídas pelo volume do corpo, como forças gravitacionais, magnéticas, ou forças de inércia, no caso de um corpo em movimento. A força de superfície por unidade de área pode

ser decomposta em três componentes paralelas aos eixos coordenados cartesianos x , y , z , denotadas por \bar{X} , \bar{Y} , \bar{Z} . A força de massa por unidade de volume também pode ser decomposta em três componentes, designadas por X , Y , Z .

As letras σ e τ são usadas para representar, respectivamente, a tensão normal e a tensão cisalhante, sendo que, para indicar a direção do plano no qual a tensão está atuando, são usados índices subscritos a estas letras. Consideremos um elemento cúbico infinitesimal num ponto P , com faces paralelas aos eixos coordenados, conforme ilustra a Figura 2.1.

Figura 2.1 – Elemento cúbico sujeito a tensões nas faces



Fonte: TIMOSHENKO E GOODIER, 1980.

Para as faces do elemento, perpendiculares ao eixo y , por exemplo, as componentes normais da tensão são designadas por σ_y . O índice y indica a ação da tensão num plano normal ao eixo y . A tensão normal será positiva quando produzir tração, e negativa no caso de compressão.

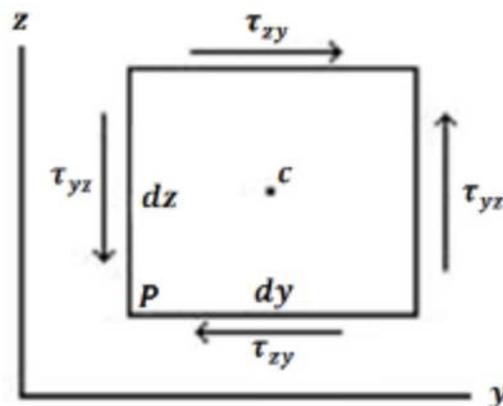
A tensão de cisalhamento é decomposta em duas componentes, que são paralelas aos outros dois eixos coordenados. Usam-se duas letras subscritas, a primeira indicando a direção da normal ao plano considerado e a segunda a direção da componente da tensão. Os sentidos positivos das componentes da tensão cisalhante em uma face do elemento cúbico são tomados como os sentidos positivos dos eixos coordenados se uma tensão de tração na mesma face tiver o sentido positivo do eixo correspondente. Se a tensão de tração tiver sentido oposto ao eixo positivo, os sentidos positivos das componentes da tensão de cisalhamento devem ser invertidos.

2.1.2 Componentes de tensão

O estado de tensões em um ponto é um tensor de nove componentes no espaço: σ_x , σ_y e σ_z para indicar as tensões normais e τ_{xy} , τ_{yx} , τ_{xz} , τ_{zx} , τ_{yz} e τ_{zy} para as tensões cisalhantes. Sobre cada uma das seis faces de um cubo elementar há uma tensão normal e duas tensões de cisalhamento. Quando não houver momento atuando no corpo, pode-se provar que somente três das seis tensões de cisalhamento são independentes, conforme Timoshenko e Goodier (1980). Portanto, para duas faces perpendiculares de um elemento cúbico, as componentes da tensão de cisalhamento perpendiculares à linha de intersecção destas faces são iguais, como ilustrado na Figura 2.2.

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{zx} = \tau_{xz}, \tau_{zy} = \tau_{yz} \quad (2.1)$$

Figura 2.2 – Tensões cisalhantes em um elemento cúbico



Fonte: TIMOSHENKO E GOODIER, 1980.

Desta forma, as seis componentes de tensão: σ_x , σ_y , σ_z , $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{zx} = \tau_{xz}$, $\tau_{zy} = \tau_{yz}$ são suficientes para descrever o estado de tensões em um ponto.

2.1.3 Componentes de deformação

Considera-se a deformação de um cubo elementar. A Figura 2.3 mostra a face infinitesimal $dx dy$, enquanto na Figura 2.4 observa-se o que acontece com este corpo após ocorrer deformação no plano xy , onde

$u + \frac{\partial u}{\partial x} dx$: é o deslocamento linear de A na direção x;

$v + \frac{\partial v}{\partial y} dy$: é o deslocamento linear de B na direção y;

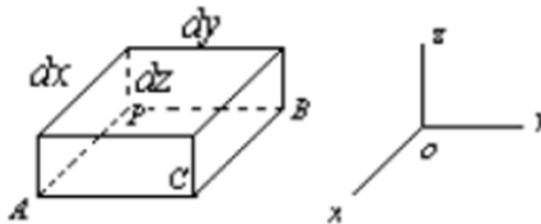
$v + \frac{\partial v}{\partial x} dx$: é o deslocamento angular de A na direção y;

$u + \frac{\partial u}{\partial y} dy$: é o deslocamento angular de B na direção x;

u : é a componente do deslocamento de P na direção x;

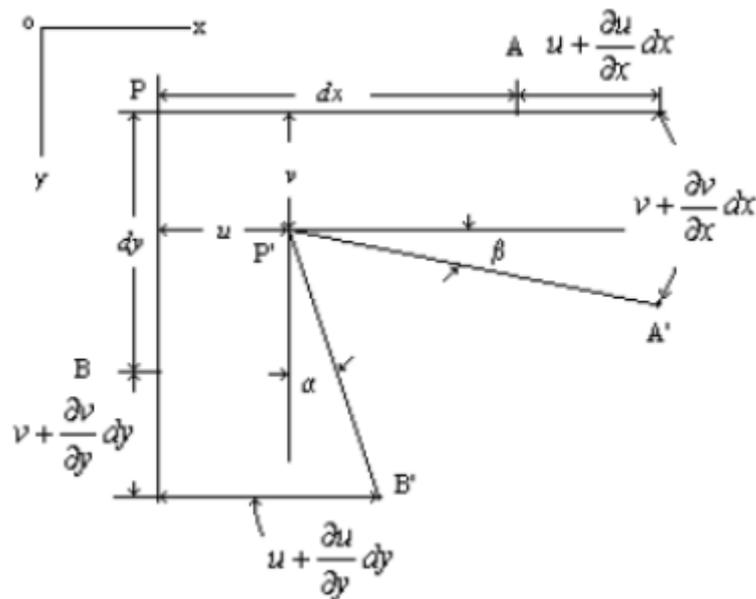
v : é a componente do deslocamento de P na direção y.

Figura 2.3 – Elemento infinitesimal $dx dy$ de um corpo elástico



Fonte: TIMOSHENKO E GOODIER, 1980.

Figura 2.4 – Deformações no plano xy



Fonte: TIMOSHENKO E GOODIER, 1980.

Observa-se na Figura 2.4 que o aumento no comprimento do elemento PA devido à deformação é $(\partial u / \partial x) dx$. Consequentemente, o *alongamento unitário* ou *deformação linear*

unitária no ponto P, na direção x é $\partial w / \partial z$. Da mesma forma podem-se ter os alongamentos unitários nas direções y e z, dados respectivamente por $\partial v / \partial y$ e $\partial w / \partial z$.

Verifica-se ainda que o ângulo inicialmente reto, APB, teve alteração do ângulo $\partial v / \partial x + \partial u / \partial y$, chamado de deformação angular ou deformação por cisalhamento ou distorção entre os planos xz e yz. Da mesma maneira, podem-se obter as distorções entre os planos xy e xz e entre os planos yx e yz. Representando o alongamento unitário ou deformação específica normal pela letra ε e a deformação angular por γ e, ainda, usando os mesmos índices das componentes de tensão para indicar as direções das deformações tem-se

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} & \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} & \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} & \gamma_{xz} &= \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \end{aligned} \quad (2.2)$$

Estas seis quantidades são chamadas componentes de deformação.

2.1.4 Lei de Hooke

A Lei de Hooke estabelece relações lineares entre as componentes de tensão e componentes de deformação em corpos perfeitamente elásticos. No ensaio de tração, por exemplo, tem-se um alongamento por unidade de comprimento na direção x da forma

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} \quad (2.3)$$

e contrações laterais nas direções y e z dadas por

$$\varepsilon_y = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad \varepsilon_z = -\nu \frac{\sigma_x}{E} \quad (2.4)$$

onde E é o *módulo de elasticidade* e ν é o *coeficiente de Poisson*. No aço estrutural, por exemplo, o módulo de elasticidade longitudinal é em torno de 210 GPa, enquanto que o coeficiente de Poisson é de 0,3.

Se o elemento considerado estiver sujeito à ação simultânea das tensões normais σ_x , σ_y e σ_z , uniformemente distribuídas sobre as faces, e se os alongamentos e contrações produzidos por cada uma das três tensões forem superpostos, obtêm-se então as componentes de deformações lineares

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)]\end{aligned}\quad (2.5)$$

que estabelecem a relação entre as deformações lineares e as tensões normais, definidas pelas constantes físicas E e ν . Tem-se também a relação entre as deformações angulares e as tensões cisalhantes em função de E e ν , que são:

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (2.6)$$

onde G é o módulo de elasticidade transversal, que é dado por:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (2.7)$$

No caso de um estado plano de tensões, ou seja, quando atuam no corpo somente as componentes de tensão σ_x , σ_y , τ_{xy} , obtêm-se

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu\sigma_y] \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu\sigma_x] \\ \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G} = \frac{2(1 + \nu)}{E} \tau_{xy}\end{aligned}\quad (2.8)$$

2.1.5 Limite elástico

Conforme Dias de Meira Junior (2010), existem duas teorias de uso comum para relacionar a tensão de escoamento obtida a partir de um teste simples de tração com a tensão de escoamento para um sistema complexo de tensões. Ambos fazem uso do fato observado experimentalmente de que muitos materiais tornam-se substancialmente incompressíveis para o escoamento estático, de tal forma que não ocorre nenhuma mudança subsequente no volume. Desta forma, a tensão hidrostática pode ser ignorada e somente ser considerada a tensão desviadora. Ambos utilizam a diferença entre as principais normais para caracterizar as tensões desviadoras e ambos produzem resultados razoáveis para materiais dúcteis. Uma dessas teorias é atribuída a Tresca e a outra a Von Mises. A diferença entre ambas não é grande (em torno de 15%), mas a teoria de Von Mises é mais elegante e representa o comportamento observado de forma mais precisa [SHIGLEY et al., 2005].

2.1.6 Teoria de Tresca

Conforme Shigley (2005), a teoria da tensão máxima de cisalhamento (MSS) também é conhecida como teoria de Tresca ou de Guest. Esta teoria prevê que o escoamento começa sempre que a tensão máxima de cisalhamento em qualquer elemento iguala-se ou excede à tensão máxima de cisalhamento em um espécime de ensaio de tração do mesmo material quando aquele espécime começa a escoar. Ela constitui-se em um instrumento de previsão de falha aceitável, ainda que conservador, e é empregada com frequência pelos engenheiros.

Ainda conforme Shigley (2005), para a tensão de tração simples, $\sigma = P/A$, de modo que a tensão máxima de cisalhamento ocorre em uma superfície a 45° da superfície de tração, com magnitude $\tau_{\max} = \sigma/2$. Portanto, a tensão máxima de cisalhamento no momento de escoamento é $\tau_{\max} = S_y/2$. Para um estado geral de tensão, três tensões principais podem ser determinadas e ordenadas de modo que $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. A tensão máxima de cisalhamento é então $\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3) / 2$. Logo, para um estado de tensão geral, a teoria da tensão máxima de cisalhamento prevê escoamento quando

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad \text{ou} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \geq S_y \quad (2.9)$$

2.1.7 Teoria de Von Mises

Conforme Shigley (2005), a teoria da energia de distorção é também denominada teoria de Von Mises. Ela prevê que ocorre escoamento quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume alcança ou excede à energia de deformação por distorção por unidade de volume correspondente ao escoamento sob tração ou compressão do mesmo material. Essa teoria originou-se a partir da observação de que materiais dúcteis tensionados hidrostáticamente exibiam resistências de escoamento muito acima dos valores fornecidos pelo ensaio de tração simples. Consequentemente, postulou-se que o escoamento não era em absoluto um fenômeno simples de tração ou compressão; do contrário, estava relacionado, de alguma maneira, com a distorção angular do elemento tensionado.

Também de acordo com Shigley (2005), considerando um caso simples de tração σ , em que ocorreria escoamento quando $\sigma' \geq S_y$, em que o material é elástico e as tensões se desenvolverão de acordo com as relações tensão-deformação elásticas, para o estado geral de tensão completo fornecido por meio de σ_1 , σ_2 e σ_3 , tem-se uma tensão *única, equivalente* ou *efetiva*. Essa tensão equivalente é denominada *tensão de Von Mises* (σ'), e que pode ser escrita como

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.10)$$

Quando a tensão equivalente (Von Mises) é igual ao parâmetro de escoamento do material ($\sigma' = S_y$), o material desenvolverá deformações plásticas. Utilizando as componentes xyz de um tensor tridimensional de tensões, a tensão de Von Mises pode ser escrita como

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2} \quad (2.11)$$

e, para as tensões planas,

$$\sigma' = \left(\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2 \right)^{1/2} \quad (2.12)$$

Conforme Dias de Meira Junior (2010), a tensão equivalente nunca deve exceder o limite de escoamento do material, uma vez que isso causa deformações plásticas que se desenvolverão instantaneamente, desse modo reduzindo a tensão para a tensão de escoamento do material.

2.2 Elementos Finitos

Conforme Alves Filho (2000), a “solução pronta” do problema de flexão de vigas, que os engenheiros utilizam, a partir das tabelas e soluções analíticas encontradas nos livros de resistência dos materiais, é o produto do tratamento matemático clássico baseado no estudo das equações diferenciais, que descrevem o equilíbrio da estrutura. Embora a utilização dessas expressões finais seja até certo ponto “cômoda” no dia-a-dia dos trabalhos de engenharia, o desenvolvimento dessas soluções é bastante trabalhoso e necessita de um conhecimento matemático não muito agradável para a maioria dos profissionais.

Segundo Alves Filho (2013), os métodos analíticos clássicos permitem o cálculo da resposta exata dos deslocamentos, acelerações e tensões da estrutura em todos os seus pontos, isto é, nos seus infinitos pontos, porém estas soluções são somente conhecidas para alguns casos, que fogem da maioria das aplicações práticas encontradas no ambiente de trabalho da engenharia. Portanto, desenvolvem-se procedimentos aproximados, que podem ser aplicados em caráter geral, independente da forma da estrutura e das condições de contorno exercidas, e estes procedimentos têm precisão aceitável para o problema de engenharia. Esse caminho alternativo aos procedimentos analíticos clássicos constitui o foco central que dá origem ao Método dos Elementos Finitos (MEF).

Ainda segundo Alves Filho (2000), as soluções dos problemas podem ser analisadas subdividindo-se os sistemas em seus componentes individuais, ou em seus elementos, surgindo assim a ideia de que a partir do entendimento do comportamento de cada elemento é possível entender o comportamento do conjunto, por mais complexo que possa parecer. Assim, um sistema contínuo realiza sua solução para todos os pontos que constituem o corpo contínuo. Entretanto, esse tipo de solução infelizmente não está disponível para a maioria dos problemas práticos, portanto busca-se outra estratégia para a resolução dos problemas, ou seja, tratam-se os problemas através de sistemas discretos.

Os sistemas discretos representam um sistema contínuo, considerando a divisão da estrutura em partes separadas distintas, conectadas entre si nos pontos discretos. Eles subdividem o sistema em um número finito de partes ou elementos. Nestes sistemas calculam-

se somente os deslocamentos de alguns pontos de conexão entre os elementos, que são chamados de nós do modelo. Porém, o número de pontos discretos escolhidos tem que ser suficiente para representar o deslocamento do conjunto inteiro de forma aproximada. Para modelar os problemas reais por intermédio da discretização utilizam-se alguns tipos de modelo, como elemento de mola, elemento de barra, elemento de viga, elemento de casca, elemento sólido e elemento de tubo.

O modo pelo qual a estrutura se comporta entre os nós do modelo dependerá das propriedades atribuídas ao elemento escolhido, que representará aquele trecho da estrutura entre os nós. Assim, a partir do conhecimento dos deslocamentos dos nós, pode-se calcular o comportamento interno de cada elemento. Quanto mais bem especificado for esse comportamento interno, mais as respostas do modelo irão se aproximar do comportamento real da estrutura.

Tendo o conhecimento sobre o carregamento atuante na forma de forças, pressão, cargas gravitacionais, e as condições de fixação da estrutura, ou seja, suas condições de contorno, é possível determinar as regiões mais solicitadas do componente, estabelecendo-se previsões a respeito do seu comportamento. Assim, as devidas correções serão efetuadas no âmbito do desenvolvimento do projeto, evitando gastos excessivos em ferramentais, inerentes à execução de projetos desenvolvidos pelo processo de tentativa e erro. O uso do método dos elementos finitos revela um grande diferencial, reduzindo os prazos, enxugando os custos e desenvolvendo assim o poder competitivo das empresas.

Outra questão relevante no estabelecimento das condições de contorno do problema são os graus de liberdade da estrutura. O número de graus de liberdade de um sistema é o número de coordenadas generalizadas requeridas para especificar completamente a configuração do sistema. Considerando um pêndulo simples que pode mover-se somente no plano, é necessária apenas uma coordenada independente para sua descrição. Assim, esse sistema possui apenas um grau de liberdade. Já uma partícula no espaço possui três graus de liberdade. Já um elemento de viga alocado em um espaço de coordenadas cartesianas possui dois nós, e cada um destes seis graus de liberdade (três graus de rotação e três graus de translação).

A formulação do MEF pode ser baseada no método dos deslocamentos, em modelos de equilíbrio ou em métodos híbridos e mistos. De todos estes métodos, o que representa uma maior simplicidade é o método dos deslocamentos. Associados a ele surgem muitos conceitos na área de estruturas reticuladas, como por exemplo, noções de grau de liberdade, deslocamentos generalizados, forças generalizadas, equilíbrio, matriz de rigidez, vetor

solicitação, introdução de condições de apoio, entre outros. Os tipos de análises utilizadas são análises estáticas ou dinâmicas, análise linear ou não linear, reticulada, sólida ou laminares.

Como o método dos elementos finitos tem como ponto de partida a relação entre forças nodais e deslocamentos nodais para cada elemento individual, se relaciona ao conceito de rigidez. Os diversos componentes de rigidez de um elemento estão relacionados aos diversos componentes de forças e deslocamentos presentes, e que podem ser contabilizados por intermédio de relações matemáticas que descrevem o comportamento físico associado a cada rigidez presente.

A concepção do modelo matemático que representa de forma discreta a estrutura pode ser estabelecida a partir de algumas leis importantes da mecânica estrutural. A estrutura em equilíbrio deve satisfazer três relações fundamentais:

- Equilíbrio das forças. Considerando a condição de equilíbrio da estrutura, pode-se aplicar as equações de equilíbrio da mecânica a cada um dos elementos isoladamente.
- Compatibilidade de deslocamentos. A estrutura conectada por um nó deve manter-se conectada pelo mesmo na condição deformada.
- Lei de comportamento do material. As forças internas aumentam proporcionalmente às deformações (Lei de Hooke).

A relação geral linear entre todas as forças externas e todos os deslocamentos nodais é melhor expressa em notação matricial, portanto:

$$F = K \cdot U \quad (2.13)$$

sendo F a matriz coluna, com todas as cargas nodais, K a matriz de rigidez da estrutura, que representa os coeficientes de rigidez da estrutura inteira (relacionando todas as forças e deslocamentos nodais), e U uma matriz coluna, com todos os deslocamentos nodais.

A montagem da matriz de rigidez da estrutura deve considerar o modo pelo qual os elementos são arranjados na estrutura e como são conectados entre si, contabilizando a partir da rigidez de cada elemento a rigidez do conjunto. Os diversos componentes de deslocamento presentes nas estruturas reais são chamados de graus de liberdade (GDL) da estrutura, que são as variáveis de estado do problema.

2.2.1 Matriz de rigidez

Os termos da matriz de rigidez do elemento finito representam relações de causa e efeito. A causa é um deslocamento unitário imposto em um nó, e os efeitos são as forças que surgem.

Uma matriz é normalmente representada indicando-se cada um de seus elementos por uma letra minúscula com dois índices, sendo que o primeiro índice indica em que linha está o elemento e o segundo indica a coluna. Portanto o coeficiente k_{ij} da matriz de rigidez de um elemento finito representa a força no grau de liberdade i devido ao deslocamento unitário imposto ao grau de liberdade j , mantendo os outros graus de liberdade bloqueados.

No procedimento de montagem da matriz de rigidez de uma estrutura, estabelecido a partir das equações de equilíbrio e compatibilidade, as matrizes de rigidez dos elementos são superpostas adequadamente, seguindo um plano de montagem. Nesse procedimento são adicionados coeficientes de rigidez de acordo com os vetores de localização. Assim, para determinar as propriedades de rigidez da estrutura completa, a partir da rigidez de cada elemento, as forças e os deslocamentos associados a cada elemento individual devem ser relacionados a um sistema de referência comum.

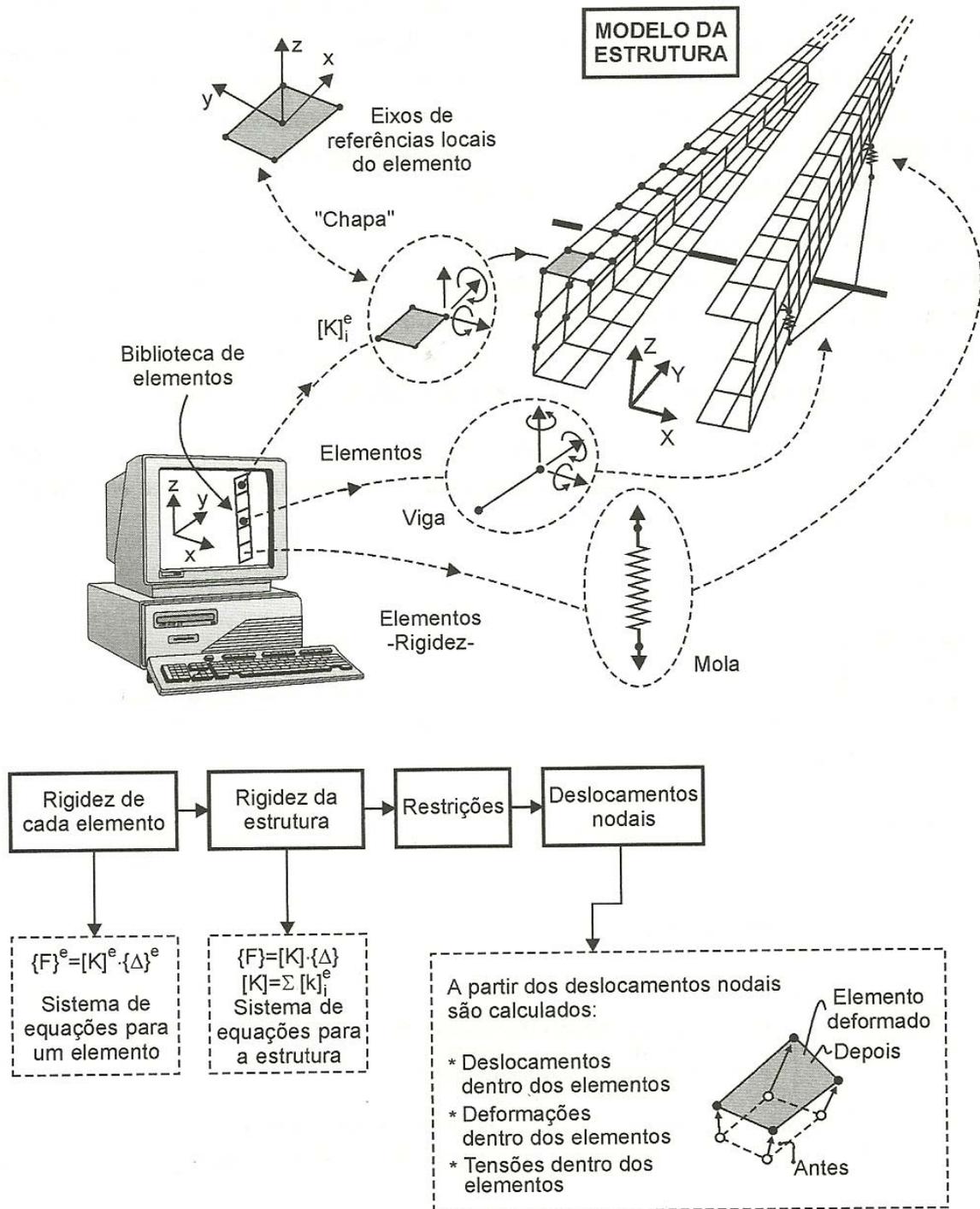
Dois sistemas de coordenadas são usados para representar a montagem de elementos, o sistema de coordenada “local”, ou do elemento e o sistema de coordenadas “global”, ou da estrutura. Sendo que para um elemento em equilíbrio, sua matriz de rigidez é inicialmente definida no sistema local e representa a relação entre forças e deslocamentos no âmbito do elemento e os componentes de força e deslocamento são diferentes nos sistemas local e global.

2.2.2 Estudo dos fenômenos vibratórios

Conforme Alves Filho (2013), do ponto de vista prático, os “*softwares*” de elementos finitos oferecem uma biblioteca de elementos do programa contendo diversos elementos, cada qual tentando representar um diferente comportamento físico conhecido da mecânica estrutural (placas, cascas, membranas, sólidos, vigas, etc.). Esse comportamento é descrito por intermédio de funções matemáticas que em última análise contabilizam a rigidez daquele elemento individual. A forma mais compacta de representar essas características dos elementos no computador é por intermédio da matriz de rigidez de um elemento. Baseando-se na matriz de rigidez de cada elemento, o *software* monta a matriz de rigidez da estrutura que em última análise contabiliza a rigidez da estrutura toda. Após obtidos os deslocamentos nodais, são

calculados os deslocamentos, as deformações e as tensões dentro dos elementos. A Figura 2.5 evidencia os passos principais realizados na análise pelo método dos elementos finitos.

Figura 2.5 – Passos principais efetuados na análise pelo MEF



Fonte: ALVES FILHO, Avelino, 2013.

Segundo Alves Filho (2013), o número de graus de um sistema mecânico é o número de componentes de deslocamento que é necessário para localizar completamente todas as

massas constituintes do sistema. Nas estruturas reais a massa é sempre continuamente distribuída e o sistema é composto por infinitas massas elementares. Logo, qualquer estrutura real deve ser considerada um sistema de infinitos graus de liberdade.

Também conforme Alves Filho (2013), quando se aplica uma força externa a um sistema mecânico e, em seguida, remove-se esta força o sistema vibra em torno da sua posição original de equilíbrio. Estas vibrações que o sistema experimenta são denominadas vibrações livres, pois não são mantidas por nenhuma fonte externa ao sistema. Por fim, o sistema vibra livremente. Sob condições reais, as vibrações livres de um sistema mecânico desaparecem após algum tempo. Depois de alguns ciclos, o movimento oscilatório tende a se extinguir em consequência da perda de energia mecânica devido à presença de resistências internas e externas, representadas pelos atritos internos e nos suportes. Enfim, os sistemas mecânicos estão sujeitos ao fenômeno de amortecimento. Portanto, na prática após abandonar-se o sistema, as vibrações serão livres e amortecidas.

Assim sendo, surge o conceito de vibrações naturais. O nome natural está ligado ao fato de que os modos de vibrar de uma estrutura e as correspondentes frequências de vibração de cada modo dependem somente da natureza do sistema, ou seja, dos parâmetros inerentes a ele, tais como a distribuição de massa, a rigidez da estrutura nos seus diversos pontos e as condições de apoio. Um sistema discreto com n graus de liberdade apresenta n modos possíveis naturais de vibração e a cada um desses modos associa-se uma frequência de vibração.

2.2.3 Sistemas com um grau de liberdade

Segundo Alves Filho (2013), as equações do movimento de qualquer sistema dinâmico podem ser obtidas por meio da aplicação da 2ª Lei de Newton ou Princípio Fundamental da Dinâmica. A Equação (2.14) avalia a ação de todas as forças que agem no corpo de massa m , e constitui o ponto de partida para o estudo do comportamento dinâmico de um grau de liberdade da estrutura.

$$m \cdot \ddot{u} + c \cdot \dot{u} + k \cdot u = F(t) \quad (2.14)$$

onde:

m – Massa do corpo;

\ddot{u} – É a segunda derivada do espaço em relação ao tempo (aceleração a do corpo);

c – É o coeficiente de amortecimento;

- \dot{u} – É a primeira derivada do espaço em relação ao tempo (velocidade v do corpo);
 k – É a constante de rigidez da mola;
 u – É o deslocamento do corpo;
 $F(t)$ – É a força externa aplicada ao corpo, variável com o tempo.

2.2.4 Sistemas com n graus de liberdade

Segundo Alves Filho (2013), nas estruturas reais, o analista estrutural se vê diante de um modelo representativo da estrutura formado por muitos elementos e, conseqüentemente, de muitos componentes de deslocamentos a determinar. A partir da aplicação da 2ª Lei de Newton serão geradas milhares de equações que traduzem o comportamento dinâmico dos graus de liberdade da estrutura e o meio mais eficaz de armazenar essas equações e processá-las é por intermédio de matrizes.

E ainda, de acordo com Alves Filho (2013), têm-se muitos componentes de deslocamentos nodais, velocidades nodais, acelerações nodais e forças nodais. A resolução desta questão pode ser representada pela Equação (2.15) na sua forma matricial, ou seja, para todos os graus de liberdade da estrutura.

$$[M] \cdot \{\ddot{U}\} + [C] \cdot \{\dot{U}\} + [K] \cdot \{U\} = \{F(t)\} \quad (2.15)$$

onde:

$[M]$ – Matriz de massa da estrutura

$\{\ddot{U}\}$ – Matriz das acelerações nodais

$[C]$ – Matriz de amortecimento da estrutura

$\{\dot{U}\}$ – Matriz das velocidades nodais

$[K]$ – Matriz de rigidez da estrutura

$\{U\}$ – Matriz dos deslocamentos nodais

$\{F(t)\}$ – Matriz das forças nodais variáveis com o tempo

Conforme Alves Filho (2013), uma estrutura com vários graus de liberdade apresenta vários modos possíveis de vibração. Ao tentar determinar como esta estrutura responde dinamicamente ao carregamento externo, primeiro é preciso determinar os seus modos e frequências naturais, que é a chamada análise modal. Esta reflete o comportamento dinâmico

básico da estrutura e constitui uma indicação de como responderá ao carregamento dinâmico atuante sobre ela.

Em se tratando do cálculo dos modos e frequências naturais de vibração da estrutura (análise modal), o amortecimento não é considerado em razão de acontecer a baixas frequências. E também, as frequências naturais e os modos de vibrar de uma estrutura praticamente independem do amortecimento quando esse é pequeno, isto é, tanto faz calcular as frequências naturais com ou sem amortecimento [Alves Filho, 2013].

Segundo Alves Filho (2013), como o sistema de n graus de liberdade pode ser representado pela rigidez e massa associada a cada GDL, cada GDL apresenta um movimento de vibração livre que se processa harmonicamente, ou seja, cada GDL da estrutura durante uma vibração livre executa um Movimento Harmônico Simples (MHS). As massas associadas aos diversos GDL oscilam de modo que atingem seus deslocamentos máximos simultaneamente e passam em seus pontos de equilíbrio do MHS também simultaneamente. Este estado de movimento que ocorre nas vibrações naturais é chamado de *modo normal* ou *modo principal de vibração*. Assim, todos os pontos nodais do modelo em elementos finitos vibram com a mesma frequência e harmonicamente, mas cada modo de vibrar tem o perfil e frequência próprios.

Portanto, para vibrações livres, a equação de movimento (2.15) reduz-se à equação (2.16).

$$[M] \cdot \{\ddot{U}\} + [K] \cdot \{U\} = 0 \quad (2.16)$$

Para calcular os modos e frequências naturais da estrutura, aplica-se a equação de equilíbrio dinâmico do sistema vibrando harmonicamente (Equação 2.17).

$$([K] - \omega^2 [M]) \cdot \{U_0\} = 0 \quad (2.17)$$

onde:

$[K]$ – Matriz de rigidez da estrutura

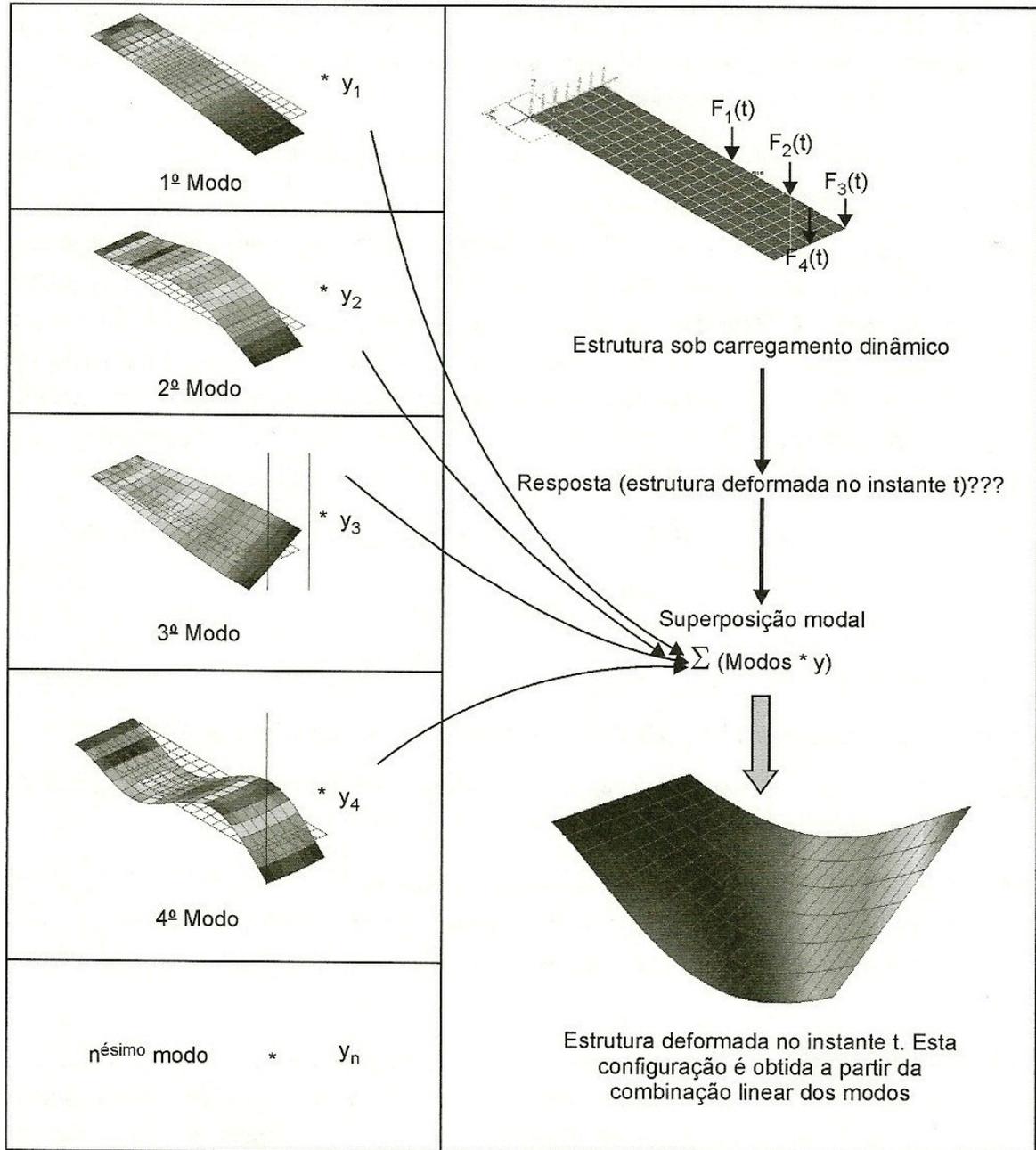
ω – Frequência natural

$[M]$ – Matriz de massa da estrutura

$\{U_0\}$ – Matriz ou vetor do perfil associado ao modo de vibrar da estrutura

A determinação da resposta dinâmica forçada de um sistema linear está baseada na hipótese da superposição modal. A Figura 2.6 mostra a representação de uma estrutura e os diversos modos de vibração.

Figura 2.6 – Hipótese da superposição modal



Fonte: ALVES FILHO, Avelino, 2013.

A estrutura está sujeita ao carregamento dinâmico, indicado pelas forças $F_1(t)$, $F_2(t)$, $F_3(t)$ e $F_4(t)$ que atuam nos nós representados. Deseja-se determinar a configuração deformada da estrutura em um instante t qualquer. De acordo com a hipótese da superposição modal, a configuração deformada em um dado instante pode ser obtida somando-se as configurações de

cada modo de vibrar, resultando na configuração deformada da estrutura. Enfim, essa soma de configurações é uma combinação linear dos modos naturais de vibração da estrutura. Cada modo de vibrar vem nessa soma, multiplicado por um coeficiente que representa o fator de participação daquele modo no cálculo da resposta dinâmica. Esses fatores de participação associados a cada modo variam de instante para instante, sendo que ao efetuarmos a combinação linear, em cada instante teremos uma resposta diferente. Assim sendo, é possível construir o histórico da estrutura ao longo do tempo, podendo ser representado pela Equação (2.18) [Alves Filho, 2013].

$$\text{RESPOSTA DINÂMICA} = (1^\circ \text{ MODO}) * y_1 + (2^\circ \text{ MODO}) * y_2 + \dots + (n^\circ \text{ MODO}) * y_n = \sum (\text{MODOS} * y) \quad (2.18)$$

onde:

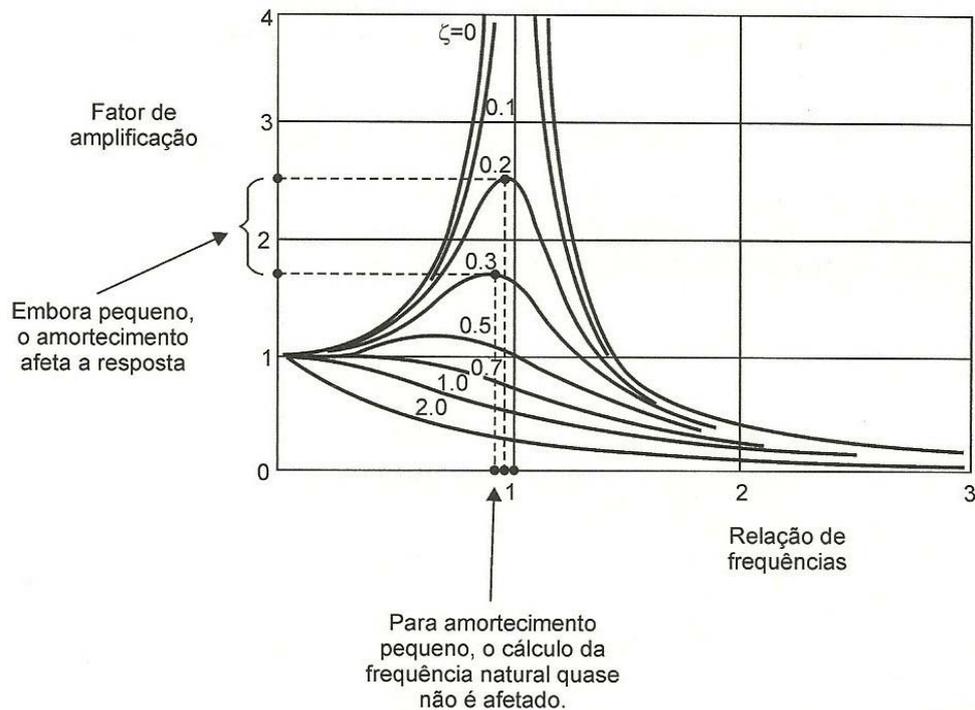
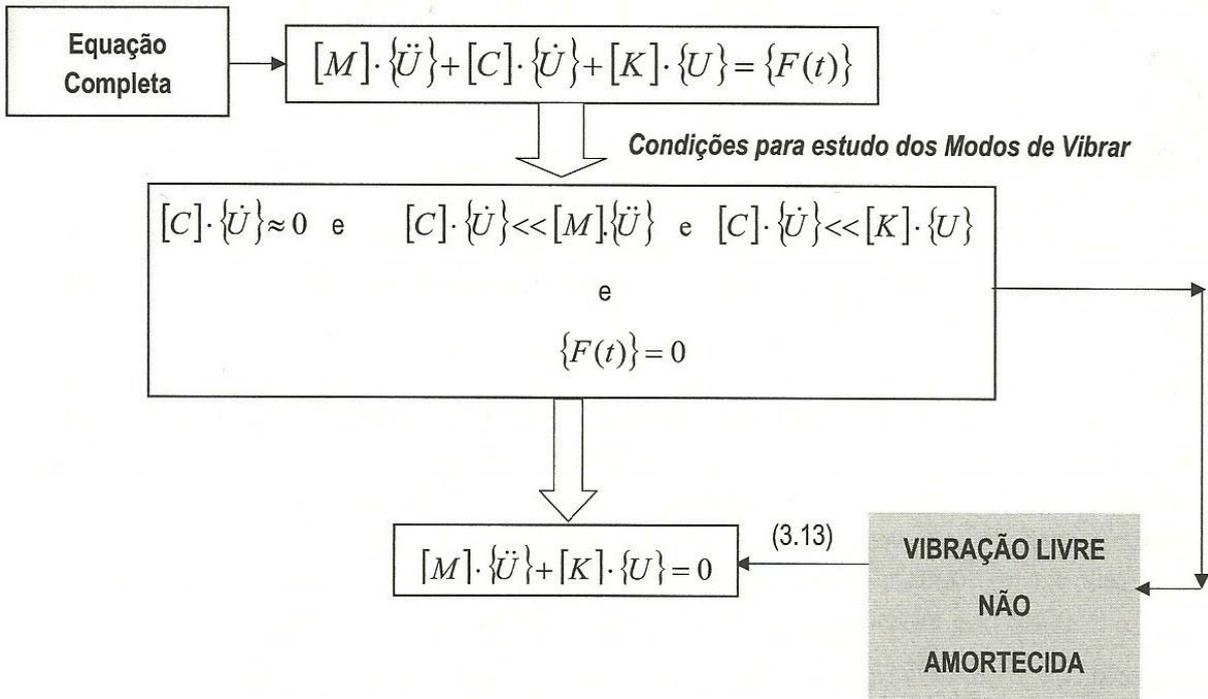
y_n – Resposta dinâmica;

y – Determinação do fator de participação de cada modo de vibrar na resposta (y_1, y_2, \dots, y_n).

Segundo Alves Filho (2013), a obtenção da resposta dinâmica da estrutura ao carregamento externo passa pela execução de duas etapas: cálculo dos modos e frequências naturais de vibração da estrutura (análise modal) e a determinação do fator de participação de cada modo de vibrar na resposta por intermédio do desacoplamento das equações de equilíbrio.

Conforme Alves Filho (2013), ao se calcular as frequências naturais e os modos de vibrar de uma estrutura utilizando um *software* de análise por elementos finitos, este considera nulo o amortecimento. De outro modo, mesmo sendo pequeno, o amortecimento presente tem forte influência na resposta forçada da estrutura sob ação do carregamento dinâmico, como mostra a Figura 2.7.

Figura 2.7 – Frequências naturais e modos de vibrar de uma estrutura



Fonte: ALVES FILHO, Avelino, 2013.

Conforme Alves Filho (2013), pode-se observar que as frequências de ressonância, correspondentes aos picos dos gráficos, praticamente não se alteram em função do amortecimento, quando ele é pequeno. Todas ocorrem em torno da relação de frequências igual a um (1). O método de superposição modal consiste na transformação de coordenadas passando de geométricas para modais. Essa transformação admite trocar o sistema de n equações de

movimento de um sistema acoplado para um sistema de equações independentes. Sendo assim, este método permite avaliar a resposta de qualquer estrutura elástica linear cujos deslocamentos são obtidos em função de um conjunto finito de n graus de liberdade onde são amortecidos e podem ser expressos por meio de relações de amortecimentos modais.

2.3 Estudo de Fadiga

O fenômeno de fadiga ocorre quando um componente mecânico é submetido a carregamentos variáveis onde sofre degradação e falha sob a ação de tensões menores que a resistência ao escoamento do material. A nucleação e o crescimento da trinca ocorrem para cada flutuação do estado de tensão causando a ruptura lenta do material, apresentando a característica macroscópica de uma fratura frágil. A fadiga é um problema local, que depende de fatores como material, geometria ou cargas atuantes, e gera falhas localizadas, progressivas e cumulativas [Ciapparini, 2012].

Conforme Dowling (2007), em uma estrutura sob tensão, alguns cristais podem atingir ou ultrapassar seu limite elástico. Isto ocorre devido à orientação que permite o escorregamento de planos cristalográficos. Esta situação e condição se agravam quando se passa a aplicar esforços cíclicos. Por outro lado, considerando as mesmas condições de tensão de um cristal para outro, essas condições aliadas com esforços possibilitam a formação e propagação de pequenas trincas que podem crescer e provocar a fratura. Falhas mecânicas decorrentes da fadiga dos materiais tem sido objeto de estudo de engenheiros por mais de 150 anos, mas o primeiro trabalho relevante nessa área foi desenvolvido por Augusto Wöhler na Alemanha entre os anos 1850 e 1860. Ele desenvolveu em seu laboratório diversos ensaios de fadiga em metais. A partir desses ensaios ele criou as curvas tensão deformação ($S-N$) de diversos metais, mostrando que a vida sob fadiga dos materiais diminui com o aumento das tensões aplicadas. Por esse motivo, August Wöhler é tido como o *pai* dos ensaios de fadiga em materiais.

Gerber e Goodman estudaram o efeito das cargas médias na vida sob fadiga dos materiais entre 1870 e 1890. Eles criaram diagramas relacionando essas variáveis que levam seus nomes [Castro; Meggiolaro, 2002].

No ano de 1920, Griffith desenvolveu um trabalho analisando trincas em barras de vidro, tornando-se o precursor da teoria da mecânica da fratura [Stephens et al, 2001].

Para os setores da indústria do ramo aeronáutico, naval, automobilístico e outros, que desenvolvem produtos sujeitos a carregamentos dinâmicos, os estudos de fadiga sob carregamentos multiaxiais são indispensáveis. Atualmente, muitos trabalhos nesta área de

fadiga multiaxial de componentes estão sendo analisados utilizando o MEF, onde através de um carregamento sob o qual o componente é solicitado pode-se definir qual a vida útil que o mesmo irá suportar.

2.3.1 A falha por fadiga

Fadiga é o tipo de falha caracterizada pela geração ou propagação paulatina da trinca até ocorrer à fratura do componente devido a variações das cargas de serviço. Esta falha possui três estágios distintos sendo: a nucleação de uma trinca, sua propagação e por fim a ruptura da estrutura. A propagação de uma trinca é lenta e localizada, que em geral não causam mudanças no comportamento global da estrutura, mas a falha final por propagação instável de uma trinca é muito rápida. Assim falhas terminais por fadiga ou por fratura podem ser catastróficas sem qualquer aviso prévio. Uma trinca por fadiga é causada pela aplicação de tensões alternadas que controlam a iniciação da trinca, e pode ocorrer mesmo que a estrutura esteja sem defeitos. O mecanismo de iniciação de trincas por fadiga nos metais é o movimento cíclico de discordâncias na direção paralela à máxima tensão cisalhante atuante no ponto crítico da peça. O movimento cíclico das discordâncias tende a agrupá-las, onde paulatinamente deslizam na superfície da peça, à medida que vão crescendo transformam-se em micro intrusões ou extrusões podendo ocasionar micro trincas por fadiga.

A principal característica microscópica das trincas de fadiga é a presença de estrias, visíveis somente em microscópio eletrônico. As estrias são causadas pelo crescimento da trinca a cada ciclo de carregamento, e seu espaçamento quantifica o crescimento da trinca a cada ciclo de carga. Ondulações superficiais concêntricas são chamadas de marcas de praia e ondulações radiais são chamadas de marcas de rio sendo as características mais comuns em trincas de fadiga.

A trinca inicia pela amplitude das tensões atuantes naquela região quando as solicitações cíclicas são baixas e a vida longa. O processo de fadiga ocorre, muitas vezes, a partir da raiz de um entalhe concentrador de tensão e é influenciado pelas propriedades dos materiais, acabamento superficial, tensões atuantes e tensões residuais presente nos entalhes. Com o aumento da tensão de ruptura, acabamento superficial melhor, aumento do gradiente de tensões e a presença de tensões residuais compressivas, consegue-se aumentar a resistência à fadiga.

Através das curvas $S-N$ e $\mathcal{E}-N$ é possível definir que a vida de um componente é devido ao número de ciclos necessários para iniciar a trinca e o número de ciclos necessário para sua propagação até a ruptura.

2.3.2 A curva $S-N$ de Wöhler

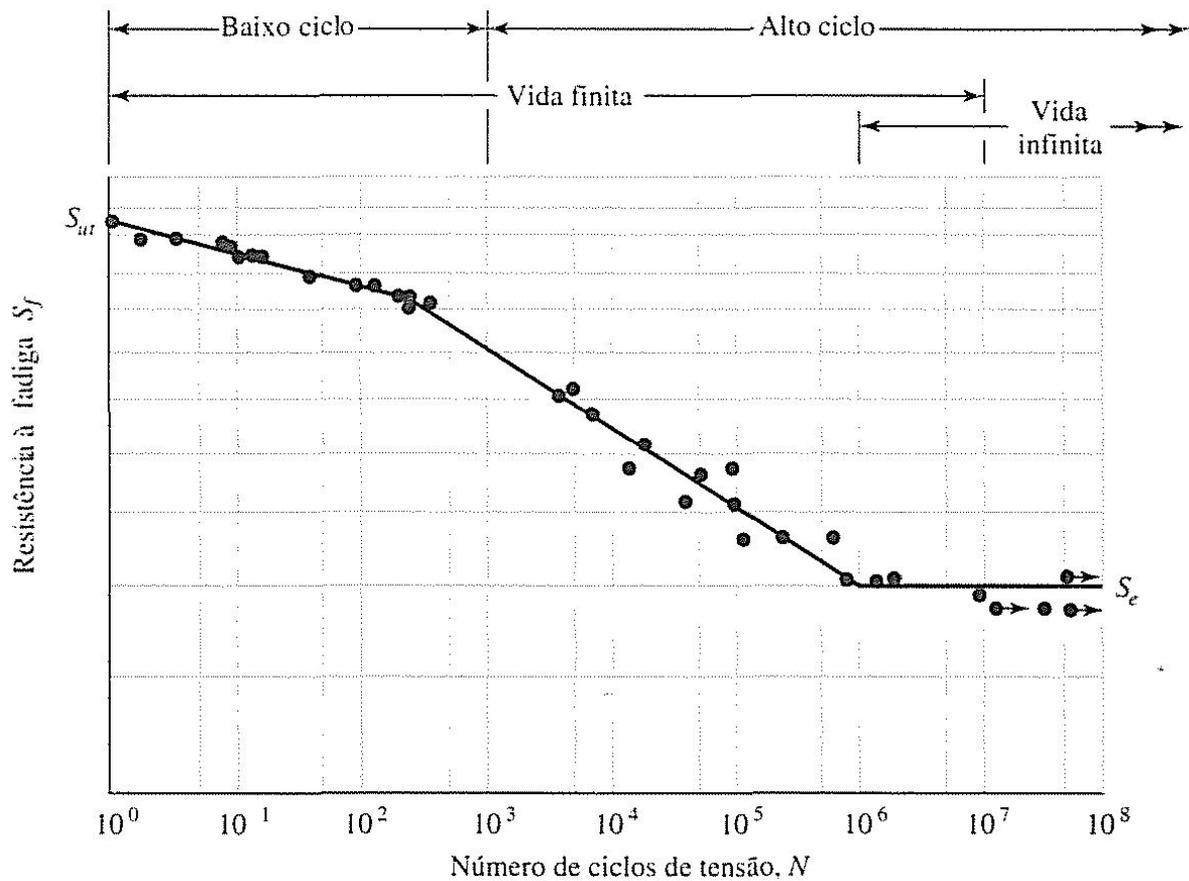
Para gerar dados úteis ao projeto de estruturas contra a fadiga pelo método baseado na tensão, ensaios de fadiga em amostras polidas sob diversos níveis de carregamento com amplitude constante devem ser executados. Esses ensaios realizados normalmente em ciclos completamente reversos são necessários para obter a curva tensão versus número de ciclos ($S-N$) de um determinado material. A tensão cíclica é aplicada até obter a falha da amostra que pode ser definida como sua fratura ou o início de trinca, por exemplo.

A falha por fadiga é resultante da aplicação e remoção contínua de um carregamento e pode ocorrer com elevado ou reduzido número de ciclos. Quando o número de carregamentos necessários para causar o dano por fadiga é menor que 10^4 ciclos, a fadiga é denominada de baixo ciclo. Quando o número de ciclos supera essa faixa é denominado alto ciclo [Colim, 2006].

Em estudos de fadiga com alto ciclo, utiliza-se a curva $S-N$ do material conhecida também como curva de Wöhler, onde se relaciona o número de ciclos até a falha do material com a amplitude do carregamento aplicado sobre ele. Já para fadiga de baixo ciclo até 10^3 ou carregamento elevado, o material pode suportar elevadas deformações superiores às associadas ao regime elástico correlacionando amplitude de deformação com número de ciclos. Com isso utiliza-se a curva $\mathcal{E}-N$ para o cálculo de fadiga.

A Figura 2.8 apresenta o gráfico da curva $S-N$ de um material gerado a partir de ensaios de fadiga.

Figura 2.8 – Curva $S-N$ do material a partir de ensaios de fadiga



Fonte: Shigley et al., 2005.

Conforme Shigley (2005), a ordenada do gráfico é denominada tensão de fadiga S_f , e a abscissa é o número de ciclos correspondente à tensão, N . Observando a curva do gráfico $S-N$, percebe-se que próximo de 10^6 ciclos a curva se torna praticamente horizontal. A tensão nesse ponto é denominada tensão de resistência à fadiga S_e , ou limite de fadiga, existentes para aço.

Conforme Ferreira (2011), a curva $S-N$ fornece a base de dados de fadiga para uma dada geometria, condição de carga e processamento do material para ser utilizada nas análises de resistência e vida à fadiga de alto ciclo. Essa base de dados pode ser ajustada de acordo com as condições de um componente real como: entalhes, tamanho, acabamento e tratamento superficial, temperatura e vários tipos de condições de carregamento. Esses fatores de correção são empíricos e são definidos através de ensaios.

Segundo Suresh (1998), o número de ciclos que define a vida total de um componente submetido a cargas cíclicas é a combinação entre o número de ciclos necessários à iniciação da trinca e o que corresponde a sua propagação até a falha final. Em alguns casos, onde há concentração de tensão ou defeitos de superfície, o tempo de iniciação é curto e a trinca é

formada logo no começo da vida total, enquanto que em materiais bem acabados e livres de defeito o tempo de iniciação pode chegar a 80% da vida útil, ou nem iniciar.

A curva $S-N$ para componentes reais ou estruturas representa o comportamento real de fadiga incluindo todas as variáveis previamente mencionadas. Por meio de ensaios com a curva $S-N$ do material é possível determinar o limite de resistência à fadiga de um material.

Qualquer carregamento que varia com o tempo pode causar fadiga. Esses carregamentos que ocorrem em toda a vida útil da estrutura são divididos em amplitude constante e amplitude variável. A análise de fadiga clássica foi desenvolvida considerando os esforços atuantes como de amplitude constante e os modelos propostos de previsão de vida e métodos de realização de ensaios foram desenvolvidos para o carregamento com amplitude constante. Contudo, os esforços sob os quais um componente é exposto em serviço variam por natureza podendo ter uma forma complexa com baixa repetitividade de eventos. Assim, vários métodos foram desenvolvidos de forma a tratar os carregamentos complexos de amplitude variável utilizando a base de conhecimento adquirida com os ensaios e modelos de amplitude constante.

2.3.3 Mecanismo e método do acúmulo de dano

Durante o carregamento cíclico pode ocorrer deformação plástica localizada no ponto de tensão máxima induzindo a um dano permanente e uma trinca se desenvolve. Ela se propaga com a continuidade do carregamento cíclico até causar a falha do componente. As trincas se iniciam no plano de cisalhamento local ou próximo a concentradores de tensão, como bandas persistentes de deslizamento, inclusões, porosidade ou descontinuidades. O plano de cisalhamento local usualmente ocorre na superfície, sendo a nucleação da trinca o primeiro passo no processo de fadiga. Uma vez nucleada, sob o carregamento cíclico, a trinca tende a crescer ao longo do plano de tensão cisalhante máxima e através dos contornos de grão.

O modelo de análise linear de dano universalmente usado foi primeiro proposto por Palmgren em 1924 para aplicação na indústria sueca de rolamentos. Langer em 1937, trabalhando para a Westinghouse na área de geração de energia elétrica, independentemente propôs uma regra similar para vasos de pressão e tubulações de aço. Miner, da Douglas Aircraft, baseado no trabalho de Langer criou a expressão matemática para o cálculo linear de acúmulo de dano e aplicou a teoria na análise de dados de fadiga da carenagem de um avião. Ele demonstrou uma correlação excelente entre as previsões utilizando a teoria do acúmulo linear e os resultados experimentais [LEE et al, 2005].

O método de acúmulo de dano é usado para estimar a vida em fadiga dos componentes. Segundo Castro e Meggiolaro (2002), o conceito de dano pode ser associado a qualquer perda parcial da funcionalidade de uma peça ou equipamento. O dano acumulado ciclo após ciclo é estimado e somado com os demais danos que ocorrem em um intervalo de tempo. A regra de Palmgren-Miner prevê que quando o somatório das frações do dano atingir 100% da vida do componente o mesmo poderá falhar por fadiga. A Equação (2.19) representa essa teoria matematicamente. [Branco *et al*, 1999].

$$D = \sum \frac{n_n}{N_n} = \frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \dots + \frac{n_n}{N_n} \quad (2.19)$$

onde,

N : é o número de ciclos com uma determinada amplitude de tensão obtida pelas curvas $S-N$ do material;

n : é o número de ciclos com uma determinada amplitude que aparece em um intervalo de tempo.

A maior parte dos dados de fadiga confrontados com a teoria de Miner tem origem em ensaios utilizando dois níveis de carregamento, sendo estes aplicados de forma crescente ou decrescente. Nesses ensaios existe uma tendência geral de que para ensaios de carregamento decrescente a falha ocorre para valores de dano menores do que 1 e para ensaios com amplitude de carregamento crescente os valores são maiores do que 1. Portanto, a teoria de Miner é não conservativa para ensaios com ciclo de carregamento decrescente. [LEE *et al*, 2005, p.61].

2.3.4 Método para contagem de ciclos

Para que se possa calcular a vida em fadiga de um determinado componente ou estrutura sujeita a um carregamento complexo necessita-se da curva $S-N$ (pelo método de tensões) e de um modelo de acúmulo de dano como visto. Os carregamentos complexos apresentam uma infinidade de valores de amplitude dispostos sem uma ordem específica e com uma grande diversidade de valores médios. O cálculo da tensão alternada e o número de vezes que ela ocorreu para comparação com a curva $S-N$ do material não é simples como em uma onda senoidal e, para isso, é necessário utilizar um método de contagem de ciclos. A contagem de ciclos irá transformar um carregamento complexo em uma grande quantidade de ciclos de

amplitude constante permitindo a sua utilização para a previsão de vida em fadiga. [LEE et al, 2005].

Ao utilizar uma medição de tensões flutuantes com amplitudes variáveis ao longo do tempo é possível estimar a vida por fadiga de um componente, porém, é necessário dividir o sinal em níveis de tensões e contar o número de ciclos que em cada nível se repetem. Essa técnica é conhecida como *Rainflow*.

Conforme LEE et al (2005), o método *Rainflow* de contagem de ciclos recebeu esse nome por uma analogia usada por Matsuishi e Endo, que em 1968 desenvolveram esse método, ao observar o modo como a água da chuva escorre pelo telhado dos tradicionais casarões japoneses. É o método que conduz aos resultados mais precisos para o cálculo de fadiga, pois ele é capaz de identificar eventos dentro de uma sequência de carregamento complexo que são compatíveis com os dados de fadiga de amplitude constante. E ainda, é o método mais utilizado para a contagem de ciclos com o objetivo de cálculo de fadiga.

Segundo Baek (2008), o resultado da aplicação do método rainflow em um bloco de carregamento é uma tabela de valores que relaciona as tensões $\sigma_{m\acute{a}x}$, $\sigma_{m\acute{i}n}$, σ_a , σ_m , e o número de ciclos que cada nível dessas tensões ocorre (n). Com esse resultado, extrai-se o número de ciclos para fadiga N correspondente a curva $S-N$ teórica do material. Tendo relacionado o número de ciclos em que cada nível de tensão aparece, aplica-se a regra de Palmgren-Miner que é comumente usada para esse tipo de análise.

3 PROJETO DE CARROCERIAS DE ÔNIBUS

3.1 Surgimento do ônibus no Brasil

Várias designações de veículos automóveis de transporte de passageiros têm origem em *omnibus* que, em latim, significa “para todos”, sendo este termo usado, desde o século XIX, para indicar um tipo de transporte coletivo de passageiros puxado a cavalo com características e funções afins aos transportes coletivos atuais. E no Brasil, os transportes coletivos de passageiros são nomeados “ônibus”, termo que se origina diretamente em “*omnibus*”.

Com a chegada ao Rio de Janeiro de um ônibus de dois andares, importado da França e puxado por burros, começa, em 1837 a história do ônibus no Brasil. E, no ano seguinte ocorre a fundação da primeira empresa de transporte coletivo do país, a Companhia Omnibus.

Em 1900, o transporte coletivo, com a instalação da primeira linha de bondes elétricos em São Paulo e operados pela *The São Paulo Tramway, Light & Power Co. Ltda*, entra na modernidade.

Também em 1900, tem-se notícia do primeiro auto-ônibus que chegou ao Nordeste brasileiro. Importado pela Companhia de Transporte de Goiânia, este veículo era da marca francesa Panhard – Levassor e destinava-se ao transporte de passageiros entre Goiânia e Recife. Esta fabricante francesa iniciou as atividades em 1895 e, em 1897 dispunha de ônibus leve com motor de 12 HP, 3,3 litros e 4 cilindros, funcionando a gasolina, os pneus eram maciços e a tração a corrente, com motor sob a carroceria. Aliou-se à Citroën, em 1954, produzindo diversos tipos de veículos leves e pesados, vindo a fechar em 1959.

Em 1916, a empresa Alves & Orteiral, de Porto Alegre – RS, constrói em suas oficinas um “bonde-automóvel” com motor Mitchel de 50 HP, com a finalidade de transportar passageiros e cargas, sendo que todo o material de ferro utilizado na construção deste bonde era fundido na própria oficina.

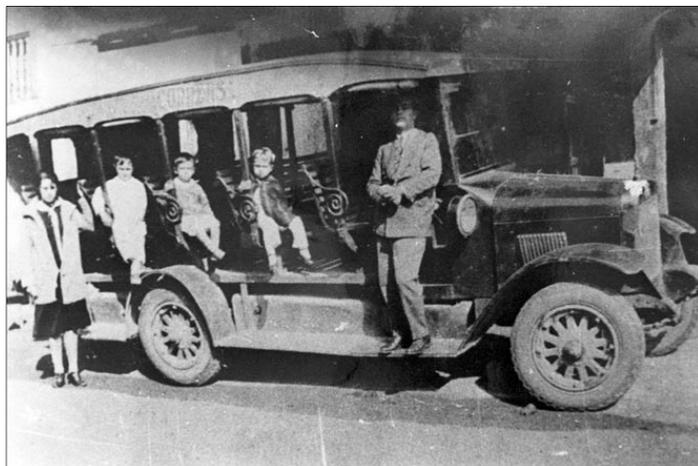
Em meados da década de 20 o bonde e o auto-ônibus foram dando espaço ao ônibus e assim foram surgindo as primeiras encarroçadoras, conforme Figura 3.1.



Fonte: <http://www.clicrbs.com.br>

A fabricação artesanal do primeiro ônibus, no Brasil, é atribuída aos imigrantes italianos e irmãos Luiz e Fortunato Grassi. Em 1904 eles fabricavam carruagens e, em 1911 em São Paulo, fabricaram o primeiro ônibus, encarroçando o chassi de um Ford Modelo T, produzindo assim aquele que é considerado o primeiro ônibus brasileiro, conhecido como “jardineira”, “auto-bonde” ou, popularmente, como “Mamãe, me leva” com capacidade de 12 passageiros, conforme ilustrado na Figura 3.2.

Figura 3.2 – Ônibus Mamãe, me leva



Fonte: <http://www.autoclassic.com.br>

E, em 1941, é fabricado pela encarroçadora Irmãos Grassi o primeiro ônibus fechado e motorizado a diesel, ilustrado na Figura 3.3. A Grassi foi um dos mais importantes encarroçadores de ônibus do Brasil até 1970, quando encerrou suas atividades.

Figura 3.3 – Carroceria fabricada pelos irmãos Grassi



Fonte: <http://www.museudantu.org.br>

Nos dias de hoje, o Brasil é um dos maiores fabricantes de carrocerias ônibus, exportando para todos os continentes do mundo.

3.2 Descrição de uma carroceria de ônibus

Conforme Walber (2009), o ônibus é formado pelo acoplamento de uma carroceria formada por um conjunto estrutural chamada “casulo” sobre um chassi veicular desenvolvido especificamente para ônibus. O chassi é fornecido pronto para as encarroçadoras pelos fabricantes especializados neste segmento de produto. Antes de acoplado com o casulo, o chassi recebe toda uma preparação, onde são fixadas as placas de amarração que tem a função de apoio dos componentes da estrutura, nos quais, após essa montagem, todo o peso da carroceria é transferido para as suspensões dianteira e traseira do mesmo. Sua função é suportar toda a massa da carroceria, além de seus componentes mecânicos.

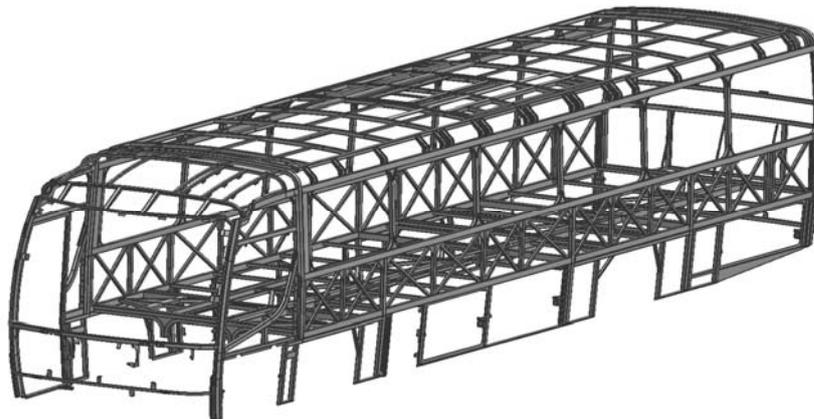
Já a carroceria é construída pelas encarroçadoras baseando-se no pedido configurado de acordo com o gosto do cliente e o chassi escolhido. Uma carroceria é constituída, basicamente, de um arranjo estrutural o qual é revestido interna e externamente por peças com materiais de diversas seções retas e curvas, tais como chapas de revestimento em alumínio, madeiras, vidros e demais peças de materiais plásticos e em fibra de vidro, de diferentes geometrias. Além de revestir e dar acabamento à carroceria, estas peças também têm por função dar forma ao veículo [Walber, 2009].

3.2.1 Conjunto estrutural de uma carroceria de ônibus

O conjunto estrutural de uma carroceria de ônibus é definido como a estrutura do veículo responsável por abrigar os ocupantes, promover a sua segurança, proporcionar conforto, privacidade e bem estar. Essa estrutura complexa possui interface com os demais componentes e sistemas que formam o veículo. Ela é dimensionada para resistir aos esforços induzidos nas mais diversas condições de serviço, proteger os ocupantes em caso de acidentes através da absorção da energia de impacto e isolar os ocupantes de forma acústica e vibracional dos sistemas mecânicos do veículo e do ambiente externo.

A Figura 3.4 mostra o conjunto estrutural de um projeto de casulo antes de seu acoplamento com o chassi.

Figura 3.4 – Casulo de uma carroceria de ônibus

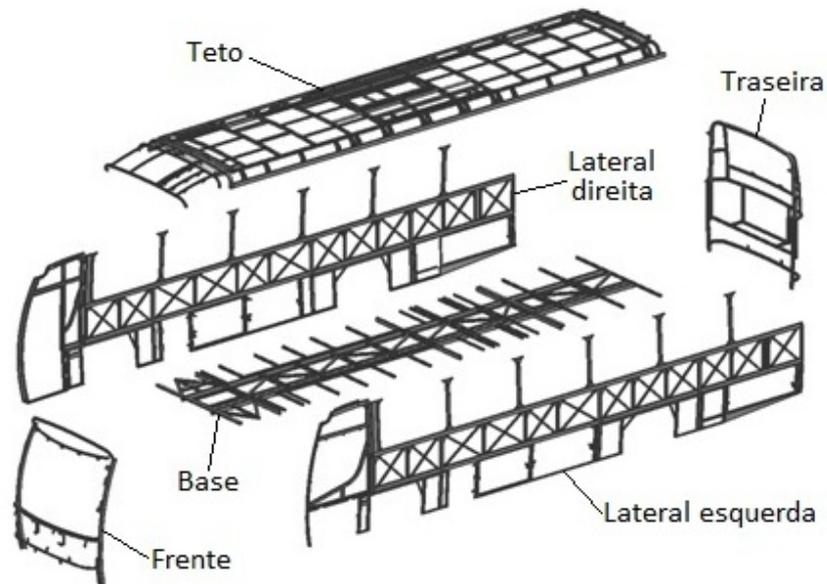


Fonte: Autor

Segundo Walber (2009), entendendo que as principais funções do casulo são dar forma e rigidez à carroceria do ônibus, pode-se concluir desta forma, que ele suporta todas as solicitações de esforços. Além da rigidez e forma, este arranjo estrutural também tem a responsabilidade de garantir a segurança dos usuários, pois mediante impacto ou tombamento a mesma irá absorver a energia durante a colisão.

Ainda conforme Walber (2009), o casulo é composto por seis componentes estruturais: frente, traseira, lateral direita e esquerda, base e teto, conforme mostra a Figura 3.5. Estes componentes, também chamados de subconjuntos são montados em gabaritos separados e, posteriormente, levados a um gabarito para montagem, onde são unidos pelo processo de soldagem, dando origem ao casulo.

Figura 3.5 – Componentes de um casulo



Fonte: Autor

Os componentes são formados por tubos com seções retangulares e quadrados, vigas, chapas e perfis de várias espessuras. Cada subconjunto é devidamente projetado, aplicando conceitos de treliças e contraventamentos, com o objetivo de obter maior rigidez nos componentes, gerando uma “gaiola” estrutural que possibilita distribuir da melhor forma as tensões originadas pelas forças atuantes na carroceria.

Cada componente é montado em seu determinado gabarito de forma a garantir a geometria e corte transversal do determinado modelo de carroceria, sendo todos os itens e os próprios conjuntos unidos pelo processo de soldagem.

3.3 Forças que atuam em um ônibus

Segundo BROWN (2002), as cargas induzidas à carroceria pela suspensão do veículo podem ser reduzidas a dois eventos principais: sobrecargas instantâneas e dano devido à fadiga. As sobrecargas ocorrem em situações eventuais e não são consideradas no dimensionamento da estrutura como cargas que induzem a fadiga. Elas caracterizam-se por sua duração curta e altas amplitudes. As sobrecargas ocorrem em acidentes ou condições de abuso na utilização do veículo. Como exemplo tem-se: grandes buracos, frenagem de pânico, batida no meio-fio, etc. Essas cargas são de caráter eventual e possuem como critério de aceitação a manutenção da função do veículo ou uma deformação permanente limitada.

As cargas que induzem a estrutura do veículo à falha são também chamadas cargas de serviço. Elas são induzidas no uso diário do veículo, onde sua natureza depende do tipo de pavimento ou manobra submetida. Exemplos como o calçamento, estradas acidentadas, curvas, frenagens, buracos e obstáculos, induzem esforços à estrutura que com os anos podem gerar a uma falha.

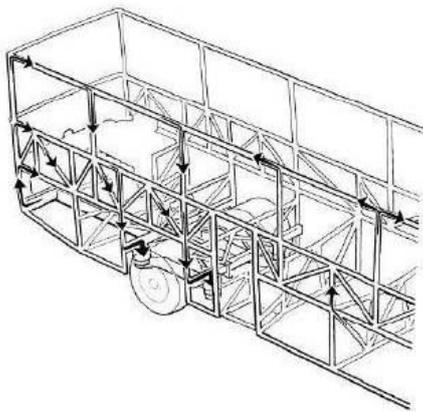
Os efeitos das forças que ocorrem em um arranjo estrutural podem ser classificados em tração, compressão, flexão, torção, flambagem e cisalhamento. As diferentes forças que atuam na estrutura precisam ser muito bem conhecidas na sua intensidade, direção e sentido, porque ajudará na concepção para que o arranjo estrutural seja coerente com o caminho que estas forças irão percorrer. Além disso, ajudarão no dimensionamento dos componentes estruturais. Inicialmente, as cargas podem ser definidas como permanentes (ocorrem durante toda a vida da estrutura) e forças acidentais (ocorrem eventualmente na vida da estrutura).

Na conceituação de um projeto de ônibus, devem ser levados em conta os esforços que a carroceria irá receber como cargas devido ao seu peso próprio e também forças dinâmicas que atuam quando em movimento. As principais forças dinâmicas que atuam em uma carroceria de ônibus são as forças verticais, longitudinais e transversais. Desta forma, percebe-se que a análise estrutural da carroceria de um ônibus é dificultada pela variedade do tipo de ações que sobre ela atuam e da complexidade geométrica deste tipo de sistema estrutural.

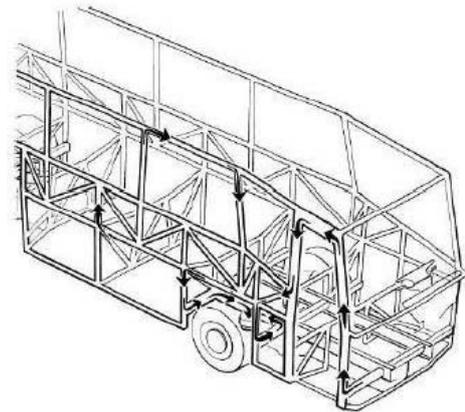
3.3.1 Forças verticais

As forças verticais são as originadas dos movimentos normais da suspensão e das forças adicionais que afetam as laterais da carroceria quando o ônibus é solicitado em uma curva. Essas forças no ônibus são absorvidas pela suspensão ou pelos feixes de molas, e elas entram na região da roda do chassi amortecidas pela suspensão e são distribuídas na carroceria. As forças na zona frontal são concentradas nas regiões de portas, exercendo pressão elevada sobre ela. A massa dos passageiros e bagagens está concentrada no entre-eixo, sendo que estas forças seguem pelas laterais da carroceria se distribuindo por todo o veículo chegando até as longarinas e suspensão do chassi, conforme Figura 3.6. A Figura 3.6 (a) ilustra como atuam as forças verticais na parte traseira da carroceria e a Figura 3.6 (b) mostra as forças concentradas na parte dianteira da carroceria.

Figura 3.6 – Forças verticais na carroceria



(a) Forças verticais na parte traseira



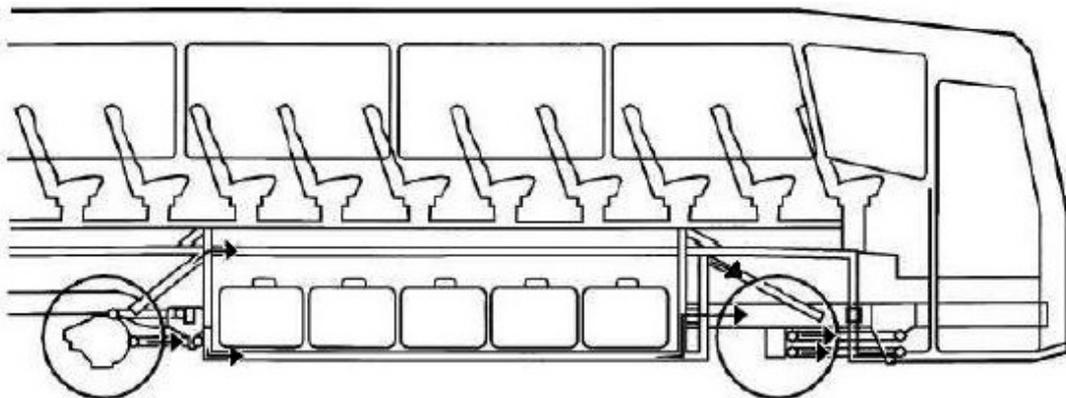
(b) Forças verticais na parte dianteira

Fonte: Manual dos construtores de ônibus, 2005.

3.3.2 Forças longitudinais

As forças longitudinais surgem quando o veículo passa por uma frenagem ou também quando o mesmo é submetido a um desnível de estrada. Quando o ônibus é solicitado por uma frenagem, o teto exerce forças nas laterais da carroceria, que são absorvidas pelos tubos das janelas chamados de “entre janelas”, transmitindo para as longarinas e travessas do chassi chegando até a suspensão, conforme Figura 3.7.

Figura 3.7 – Forças longitudinais na carroceria



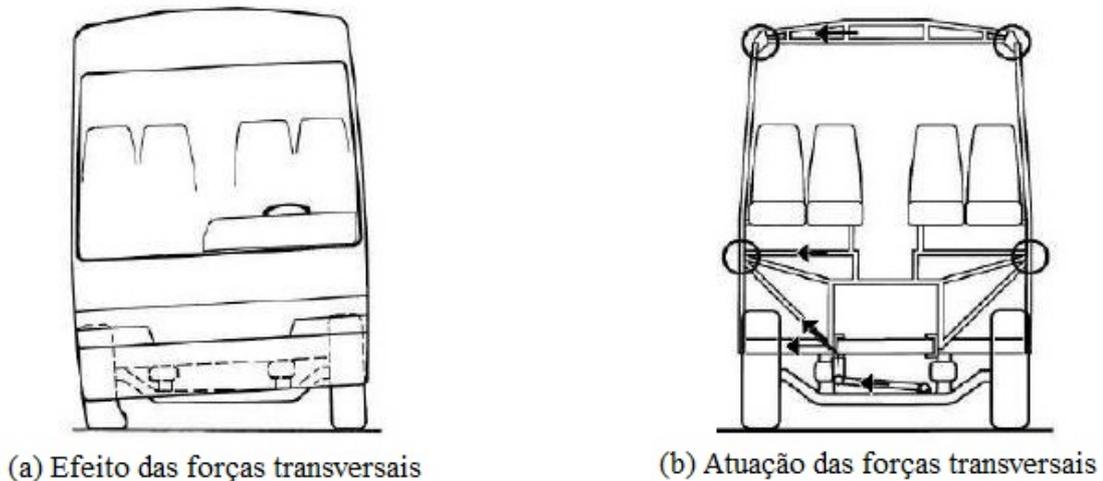
Fonte: Manual dos construtores de ônibus, 2005.

3.3.3 Forças transversais

Forças transversais ocorrem quando o veículo é submetido a estradas com grandes torções, mudanças de marchas severas, ou quando submetidas a curvas em médias ou altas

velocidades. As forças para essa condição movem-se de dentro para fora do veículo, na direção das extremidades dos barrotos da base. O teto é pressionado para fora do veículo, mas é impedido pelas ligações inferiores da carroceria, tubos verticais e rodas do chassi. A Figura 3.8 mostra através da vista frontal da carroceria, os esforços da carroceria para este tipo de carregamento, onde a Figura 3.8 (a) ilustra o efeito produzido por estas forças e a Figura 3.8 (b) mostra a atuação das mesmas.

Figura 3.8 – Forças transversais na carroceria



Fonte: Manual dos construtores de ônibus, 2005.

3.4 Dispositivos para transposição de fronteiras em ônibus

3.4.1 Surgimento do elevador em ônibus no Brasil

Partindo da origem da palavra ônibus, que vem do latim *omnibus*, e significa “para todos”, entende-se que toda e qualquer pessoa deve ter acesso a este transporte, sendo ela uma pessoa com ou sem alguma deficiência ou com mobilidade reduzida. Devido a essa necessidade surgiram as plataformas elevatórias para a adaptação dos ônibus.

Segundo Shimosakai (2010), o primeiro ônibus adaptado com elevador para cadeirantes e pessoas com mobilidade reduzida no Brasil foi apresentado pela CMTC (Companhia Municipal de Transportes Coletivos – São Paulo) somente em 1981, conforme Figura 3.9. Esse veículo teria sido adaptado de forma quase artesanal, nas próprias oficinas da CMTC, sendo o elevador também desenvolvido por eles e montado numa porta na região do entre-eixos da carroceria. Havia também um espaço para a fixação da cadeira de rodas durante a viagem. Já atualmente, há empresas especializadas no desenvolvimento desse tipo de equipamento.

Figura 3.9 – Primeiro ônibus adaptado com elevador no Brasil (Caio Bela Vista, Mercedes Benz, motor traseiro, prefixo 594)



Fonte: <http://turismoadaptado.wordpress.com>

Também de acordo com Shimosakai (2010), a partir deste primeiro passo da CMTC, pouco avanço se teve nesta área nas décadas de 80 e 90. Apenas em 2004, o Governo federal pelo decreto 5.296, determinou que todos os ônibus urbanos do país deveriam ser acessíveis. Mas foi somente em dezembro de 2006, pela Resolução CONMETRO nº 14, foi estabelecido que todos os ônibus com características urbanas zero quilômetro tivessem equipamento ou configuração com acessibilidade.

A partir desta determinação, todos os ônibus modelo urbano saem de fábrica com algum dos equipamentos obrigatórios que possibilitem acessibilidade das pessoas com deficiência ou mobilidade reduzida. Conforme ABNT NBR 15570:2011, estes dispositivos para transposição de fronteira podem ser as plataformas elevatórias ou rampas de acesso em nível. Ambos os dispositivos devem atender os requisitos mínimos de concepção e operação estabelecidos nesta norma e características técnicas e construtivas definidas na ABNT NBR 15646:2011.

Segundo o Diário Popular de 08/11/2002, a empresa Marcopolo produziu em 2002 o primeiro ônibus rodoviário brasileiro (Viaggio 1050) com elevador para o transporte de deficientes. Tendo sido desenvolvido totalmente no Brasil, esse modelo foi fabricado a pedido da empresa Auto Transportes Caribenhos, da cidade de São José, na Costa Rica, para atender a nova legislação desse país, que exigia a instalação deste equipamento em ônibus urbanos e rodoviários. O Viaggio 1050 foi montado sobre chassi Scania K124 4x2 e o elevador para cadeira de rodas foi produzido pela Ortobras, empresa líder nesse segmento.

Desde a fabricação da primeira plataforma elevatória para ônibus rodoviário, as montadoras brasileiras vêm utilizando esse sistema que é aderido por algumas empresas de

transporte de passageiros, na intenção de testar em suas frotas. Em se tratando de veículos exportados, esse sistema é mais utilizado principalmente em alguns países que possuem uma exigência minuciosa de acessibilidade no transporte rodoviário.

Mas somente em 2005, pela publicação da ABNT NBR 15320, foram estabelecidos os padrões e critérios que visam proporcionar à pessoa com deficiência a acessibilidade ao transporte rodoviário. Entretanto, conforme a norma, ainda não há obrigatoriedade para a instalação de plataformas elevatórias para prover acessibilidade, pois considera acessível o veículo que possuir um ou mais dos equipamentos de embarque e desembarque por ela descritos. Com isso, a maioria das empresas de transportes de passageiros opta pela cadeira de transbordo, equipamento de fácil obtenção e instalação nas carrocerias, além do menor custo em relação às demais soluções. Porém, este equipamento não atende plenamente as condições de segurança e conforto para o embarque/desembarque, uma vez que não é totalmente seguro e para sua utilização necessita do auxílio de pelo menos dois operadores, exigindo força demasiada, como pode ser observado na Figura 3.10, que apresenta uma demonstração do uso do referido equipamento. Seu uso é um assunto polêmico, conforme Shimosakai (2013) “As empresas defendem o uso da cadeira de transbordo, e as pessoas com deficiência não concordam”.

Figura 3.10 – Demonstração de uso de cadeira de transbordo



Fonte: <http://www.inmetro.gov.br/qualidade/acessibilidade/acessibilidadePalestras.asp>

No caso das plataformas elevatórias, de toda produção anual de ônibus com características rodoviárias, menos de 1% destes saem de fábrica com este dispositivo. Já os demais equipamentos praticamente não são aplicados, principalmente devido a dificuldades técnicas e adequação dos terminais para viabilizar a utilização destas soluções. Porém, a norma ABNT NBR 15320 encontra-se em fase de revisão, cujo principal objetivo é determinar que

novos veículos sejam fabricados com algum recurso mais eficaz para prover acessibilidade em ônibus rodoviários.

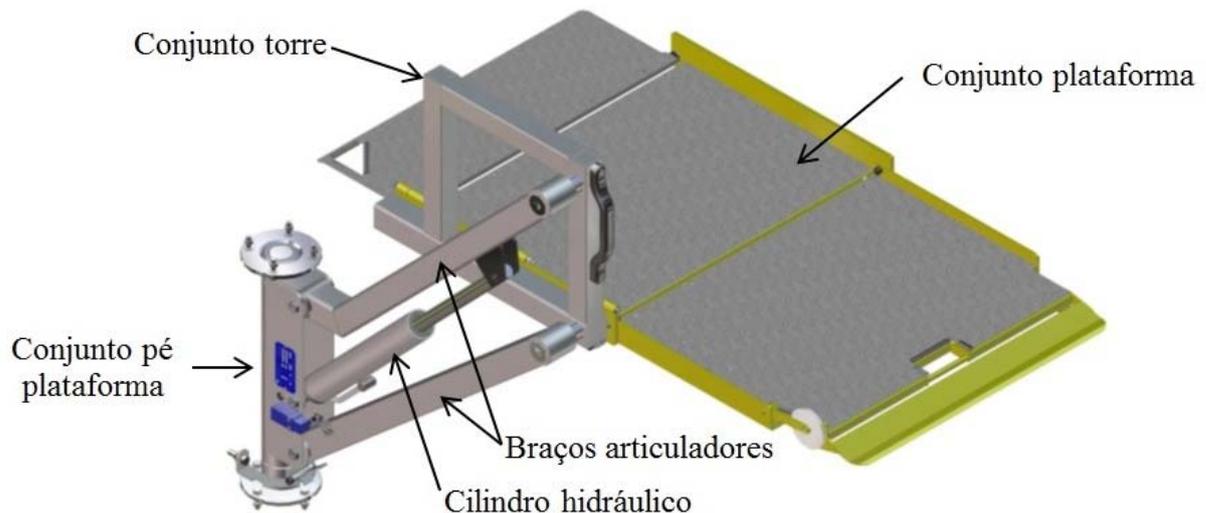
3.4.2 Dispositivos para transposição de fronteiras em ônibus rodoviários

Dentre os dispositivos para transposição de fronteiras desenvolvidos para ônibus rodoviários, existentes no mercado nacional e importados, estão as plataformas elevatórias do fabricante A e o dispositivo de poltrona móvel do fabricante B, modelos estes que serão utilizados para análises neste trabalho.

3.4.2.1 Elevador fabricante A

A Figura 3.11 apresenta imagem de um modelo de plataforma elevatória do fabricante A, desenvolvida especificamente para montagem em carrocerias de ônibus do segmento rodoviário.

Figura 3.11 – Plataforma elevatória do fabricante A



Fonte: Adaptada de www.ortobras.com.br

O elevador eletro-hidráulico de cadeira de rodas semiautomático rodoviário funciona automaticamente no sentido vertical e manualmente no sentido horizontal, sendo estas operações acionadas hidráulicamente via botoeira de comando. A velocidade de descida é controlada por orifícios calibrados e a plataforma está preparada com um sistema de travamento

das rodas que evita que a cadeira de rodas se movimente de maneira involuntária para fora da mesma.

Este modelo de elevador é instalado no bagageiro do ônibus e sua fixação com a carroceria se dá nas extremidades do conjunto pé da plataforma. Seu conceito demanda a instalação de portinholas com aberturas laterais na região do bagageiro e também uma porta na parte superior do assoalho da carroceria, região do salão do ônibus paralela ao mecanismo montado no bagageiro, conforme pode ser visto na Figura 3.12, que ilustra esta plataforma elevatória montada em uma carroceria de ônibus rodoviário.

Figura 3.12 – Carroceria com elevador do fabricante A



Fonte: Revista AutoBus

Esta plataforma funciona na parte externa da carroceria, de forma a transportar o cadeirante ou a pessoa com mobilidade reduzida do solo até o salão do ônibus, que possui um local exclusivo na região entre as poltronas dos passageiros para alojamento da cadeira de rodas, onde será transportado durante a viagem.

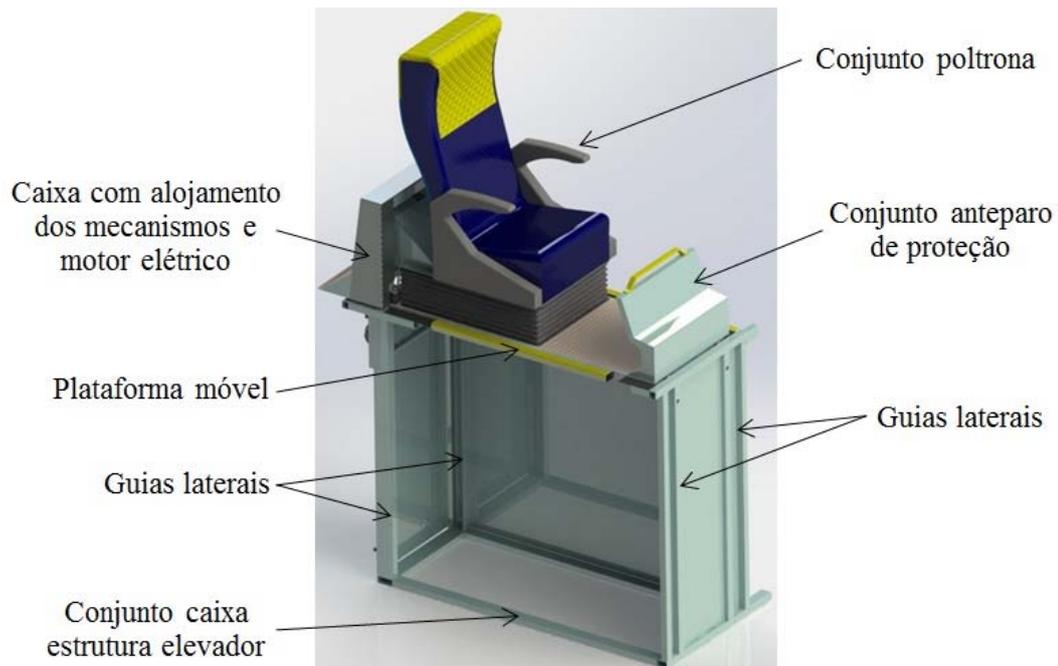
3.4.2.2 Elevador fabricante B

O elevador do fabricante B é um dispositivo de poltrona móvel desenvolvido especificamente para ônibus rodoviários de médias e longas distâncias. O sistema é composto por mecanismos de movimentação elétricos e dispositivos de segurança eletropneumáticos, preparado para a instalação de uma das poltronas do salão do veículo, com o objetivo de movimentar o posto completo com esta poltrona até a região inferior do ônibus, proporcionando

uma transposição de fronteira ao nível do box das rodoviárias ou pontos de ônibus, onde as pessoas embarcam diretamente na poltrona que seguirão viagem.

A Figura 3.13 ilustra o modelo de elevador com a representação de uma poltrona instalada.

Figura 3.13 – Dispositivo de poltrona móvel do fabricante B



Fonte: Adaptada de www.elevitta.com.br

A plataforma com sua poltrona são movidas entre guias laterais por meio de rolamentos, com a função de restringir movimentações involuntárias não verticais. A base abaixo da poltrona possui um sistema de movimentação vertical que continua a descer após a base do elevador chegar ao assoalho, alinhando o assento da poltrona com a cadeira de rodas do usuário.

Este modelo de elevador é instalado na parte interna da carroceria, com o assoalho do dispositivo de transposição de fronteira alinhado com o piso do salão e fixação junto às estruturas da lateral e base. Seu conceito demanda a instalação de uma porta na lateral do ônibus, em região inferior ao nível das janelas, conforme pode ser visto na Figura 3.14, que apresenta o elevador montado em uma carroceria de ônibus rodoviário.

Figura 3.14 – Carroceria com elevador do fabricante B



Fonte: www.elevitta.com.br

3.5 Legislação

Para o desenvolvimento de uma carroceria de ônibus é necessário seguir a legislação imposta pelo país no qual o veículo irá transitar. No Brasil existem normas regulamentadoras, portarias, resoluções, deliberações, leis e decretos, que foram criados dentre outros motivos, para estabelecer especificações técnicas e critérios de projeto para a fabricação de veículos destinados ao transporte de passageiros e garantir a segurança de seus usuários.

3.5.1 Acessibilidade

De acordo com as normas, define-se como acessibilidade a possibilidade e condição de alcance para a utilização, com segurança e autonomia, dos espaços, dos transportes e meios de comunicação por pessoa portadora de deficiência ou mobilidade reduzida.

O Decreto nº 3.298 de 1999, que regulamenta a Lei nº 7.853 de 1989 e dispõe sobre a política nacional para a integração da pessoa portadora de deficiência, descreve a deficiência como a perda ou anormalidade de uma estrutura ou função psicológica, fisiológica ou anatômica que pode gerar incapacidade ou dificuldade para o desempenho de uma atividade, dentro do padrão considerado normal para o ser humano. Já a Lei nº 10.098 de 2000, estabelece normas gerais e definições sobre acessibilidade, pessoas portadoras de deficiência e mobilidade reduzida, barreiras arquitetônicas nos transportes, ajuda técnica, entre outros, definindo como pessoa portadora de deficiência ou com mobilidade reduzida “a que temporária ou permanentemente tem limitada sua capacidade de relacionar-se com o meio e de utilizá-lo”.

Publicada no ano de 2000, a Lei nº 10.048 determina que tenham atendimento prioritário pessoas portadoras de deficiência e mobilidade reduzida por meio de serviços individualizados

que assegurem tratamento diferenciado e imediato. Conforme Art. 5º desta Lei “os veículos de transporte coletivo a serem produzidos após doze meses da publicação desta Lei serão planejados de forma a facilitar o acesso a seu interior das pessoas portadoras de deficiência”.

Em 2004 foi publicado o decreto nº 5.296 que regulamenta as Leis 10.048:2000 e 10.098:2000, e estabelece normas gerais e critérios básicos para a promoção da acessibilidade. Conforme o Art. 34 deste, os sistemas de transporte coletivo são considerados acessíveis quando todos os seus elementos são concebidos, organizados, implantados e adaptados segundo o conceito de desenho universal, garantindo o uso pleno com segurança e autonomia por todas as pessoas. Segundo o disposto no parágrafo 1º do Art. 38 do decreto citado, toda a frota de veículos de transporte coletivos rodoviários deverão estar totalmente acessíveis até o final do ano de 2014.

Também em 2004 foi publicada a norma ABNT NBR 9050 que estabelece critérios e parâmetros técnicos para promover condições de acessibilidade a serem observados quando do projeto, construção, instalação e adaptação de edificações, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos. Para isso, foram consideradas várias condições de mobilidade e de percepção do ambiente, com ou sem ajuda de aparelhos específicos. De acordo com o item 1.3 descrito na norma: “Esta Norma visa proporcionar à maior quantidade possível de pessoas, independentemente de idade, estatura ou limitação de mobilidade ou percepção, a utilização de maneira autônoma e segura do ambiente, edificações, mobiliário, equipamentos urbanos e elementos”.

Em 2005 foi publicada a norma ABNT NBR 15320 estabelecendo padrões e critérios que tem por objetivo proporcionar à pessoa com deficiência a acessibilidade ao transporte rodoviário, sendo aplicada a veículos novos e recomendando sua aplicação também em veículos em circulação. E ainda, os terminais e pontos de paradas devem ser acessíveis, observando as determinações da legislação. O item 3.1 desta norma define acessibilidade como “possibilidade e condição de alcance para a utilização do transporte rodoviário, com segurança e autonomia”, já o item 3.8 descreve que pessoa com deficiência é “toda pessoa cuja mobilidade está reduzida, em virtude de uma incapacidade motora ou sensorial, e que necessite de procedimentos especiais para embarque, desembarque ou durante a viagem”. E ainda, o item 3.12 define veículo acessível como “aquele que permite acesso, acomodação e uso, com segurança, por pessoa com deficiência”.

A ABNT NBR 14022:2011 estabelece parâmetros e critérios técnicos de acessibilidade em veículos de características urbanas para o transporte coletivo de passageiros, visando proporcionar fácil acesso com segurança à maior quantidade possível de pessoas aos

equipamentos e elementos que compõem o sistema de transporte coletivo de passageiros. Esta norma define pessoa com mobilidade reduzida aquela que possui dificuldade de movimentar-se permanente ou temporariamente, gerando redução efetiva de mobilidade, flexibilidade, coordenação motora e percepção.

3.5.2 Dispositivos para transposição de fronteira

Conforme a ABNT NBR 15570:2011, os dispositivos para transposição de fronteira são as tecnologias ou equipamentos projetados para possibilitar a transposição do local de transição entre as áreas de embarque/desembarque e o veículo.

O item 5 da norma ABNT NBR 15320:2005 refere-se aos equipamentos de embarque e desembarque, ou seja, ajuda técnica ou dispositivo destinado a possibilitar o acesso por pessoa com deficiência ao veículo, descrevendo que estes devem estar providos de componentes que garantam a segurança do usuário durante a sua operação. De acordo com o disposto no item 5.2.1, para o embarque e desembarque da pessoa com deficiência, deve-se usar uma ou mais das seguintes possibilidades como equipamento de embarque e desembarque:

- Passagem em nível da plataforma do terminal ou ponto de parada para o salão de passageiros;
- Dispositivo de acesso instalado no veículo, interligando este com a plataforma;
- Dispositivo de acesso instalado na plataforma de embarque, interligando esta ao veículo;
- Rampa móvel colocada entre o veículo e a plataforma;
- Plataforma elevatória;
- Cadeira de transbordo.

A norma ABNT NBR 15570:2011 apresenta especificações técnicas para fabricação de veículos de características urbanas para transporte coletivo de passageiros, de maneira a assegurar condições de segurança, conforto, acessibilidade e mobilidade aos seus condutores e usuários. Prevê também prescrições técnicas que facilitem o acesso das pessoas com deficiência ou mobilidade reduzida aos veículos abrangidos por esta. O item 36 desta norma descreve os dispositivos para transposição de fronteira, salientando que todos os veículos acessíveis devem estar equipados com dispositivo para possibilitar a acessibilidade de pessoas com deficiência ou com mobilidade reduzida. Descreve também que os dispositivos devem atender as características técnicas e construtivas definidas na ABNT NBR 15646:2011 e os requisitos

mínimos de concepção e operação estabelecidos nesta norma, podendo ser rampas de acesso em nível, utilizadas em veículos de piso baixo ou de piso alto com embarque/desembarque realizado por plataformas elevadas externas, e/ou plataforma elevatória veicular aplicada nos veículos piso alto.

A norma ABNT NBR 15646:2011 determina prescrições para o desempenho, projeto, instalação, inspeção e manutenção de plataformas elevatórias e rampas de acesso para acessibilidade em veículos com características urbanas para o transporte coletivo de passageiros abrangidos pela ABNT NBR 15570:2011, de maneira a assegurar segurança, conforto, acessibilidade e mobilidade aos seus usuários.

De acordo com a norma ABNT NBR 15646:2011 as plataformas elevatórias para ônibus com características urbanas podem ser divididas por características construtivas como: tipo escada automática, que substitui a escada de acesso do veículo quando se encontra na condição de transporte; escada semiautomática, que também substitui a escada de acesso do veículo, mas requer atuação manual do operador; basculante automática, instalada em porta dedicada, com mesa na posição vertical quando na posição de transporte e tipo basculante semiautomática, que requer atuação manual do operador para ser colocada em posição de utilização.

Em 01 de agosto de 2012 a Agência Nacional de Transportes Terrestres publicou a resolução ANTT nº 3.871, que de acordo com o Art. 1º, estabelece procedimentos a serem observados pelas empresas transportadoras, para assegurar condições de acessibilidade às pessoas com deficiência ou com mobilidade reduzida na utilização dos serviços de transporte rodoviário interestadual e internacional de passageiros, com o direito de receber tratamento prioritário e diferenciado. A Resolução citada determina que as transportadoras adotem uma ou mais possibilidades definidas em normas técnicas da ABNT, como passagem em nível da plataforma do terminal ao interior do ônibus, dispositivo instalado no veículo, dispositivo instalado na plataforma do terminal, rampa móvel, plataforma elevatória e cadeira de transbordo.

Conforme noticiado pelo Conselho Municipal da Pessoa com Deficiência (CMPD) da prefeitura de São Paulo em 2014, um dos motivos da norma ABNT NBR 15320 encontrar-se em revisão é a retirada da cadeira de transbordo como dispositivo para transposição de fronteira, atualmente utilizada para embarque/desembarque de pessoas com deficiência. Esta decisão entrará em vigor para os ônibus fabricados a partir da aprovação da norma, mas para os que já estão em circulação, provavelmente a cadeira de transbordo continuará sendo utilizada. A revisão desta norma apresentará como alternativas de embarque/desembarque de pessoas com deficiência os seguintes equipamentos:

- Plataforma elevatória veicular (PEV);
- Plataforma elevatória estacionária (PEE), fixa ou móvel;
- Passagem em nível da plataforma do terminal para o salão de passageiros;
- Dispositivo de interligação instalado no veículo ou na plataforma;
- Rampa veicular, manual ou motorizada, para acesso ao piso inferior dos ônibus de dois pisos;
- Dispositivo de poltrona móvel.

3.5.3 Segurança veicular

A resolução CONTRAN nº 811 de 1996 determina exigências de segurança veicular para transporte coletivo de passageiros, modelos ônibus e micro-ônibus, de fabricação nacional e estrangeira. O Anexo II desta resolução apresenta procedimentos para avaliação estrutural de carrocerias de ônibus e micro-ônibus, estabelecendo critérios de resistência mecânica que a estrutura do veículo deve apresentar frente a diversas condições estruturais rigorosas.

Também a resolução CONTRAN nº 316 de 2009, estabelece exigências de segurança para veículos de transporte coletivo de passageiros, tipos ônibus e micro-ônibus, de fabricação nacional e estrangeira. O Anexo II desta resolução descreve como obrigatório o ensaio de estabilidade em veículos M2 (veículos para o transporte de passageiros dotados de mais de 8 lugares além do condutor, com Peso Bruto Total inferior ou igual a 5,0 toneladas) e M3 (veículos para o transporte de passageiros dotados de mais de 8 lugares além do condutor, com Peso Bruto Total superior a 5,0 toneladas), somente para aplicação rodoviária. E o Anexo III estabelece critérios para avaliação estrutural das carrocerias de veículos M2 (com mais de vinte passageiros) e M3 de aplicação rodoviária e intermunicipal (com PBT superior a dez toneladas).

Com a publicação da resolução CONTRAN nº 445 de junho de 2013, conforme o Art. 12º, a partir de 1º de janeiro de 2014, as resoluções mencionadas acima, CONTRAN nº 811:1996 e nº 316:2009 ficam revogadas. Esta resolução estabelece os requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros e transporte de passageiros tipos micro-ônibus e ônibus, categoria M3 de fabricação nacional e importado. O Anexo II trata do ensaio de estabilidade em veículos das categorias M3. Já o Anexo III estabelece procedimentos para avaliação estrutural de carrocerias de veículos das categorias M3.

A ABNT NBR 15570:2011 determina no item 6.2 que as estruturas tanto da carroceria como do chassi ou do monobloco devem ser projetadas para atender a todas as especificações

funcionais, durante um período mínimo de 10 anos, equivalente a 1.000.000 km rodados. Já no item 6.3 estabelece que os projetos de carroceria e chassi-plataforma devem estar integrados no que diz respeito às forças que atuarão no conjunto e, portanto, as estruturas devem ser dimensionadas para suportar as seguintes cargas e solicitações:

- a) Solicitações advindas da operação, considerando os respectivos graus de interferência existentes no perfil viário, tais como lombadas, valetas, curvas críticas, aclives acentuados e concordâncias entre vias;
- b) Uma carga estática equivalente ao peso bruto total do veículo, uniformemente distribuída sobre o teto, sem que ocorra deformação estrutural permanente;
- c) Para veículos movidos a partir de outras fontes energéticas que não a óleo diesel, a estrutura deve estar dimensionada para suportar a carga adicional devida à instalação dos dispositivos e sistemas de armazenagem.

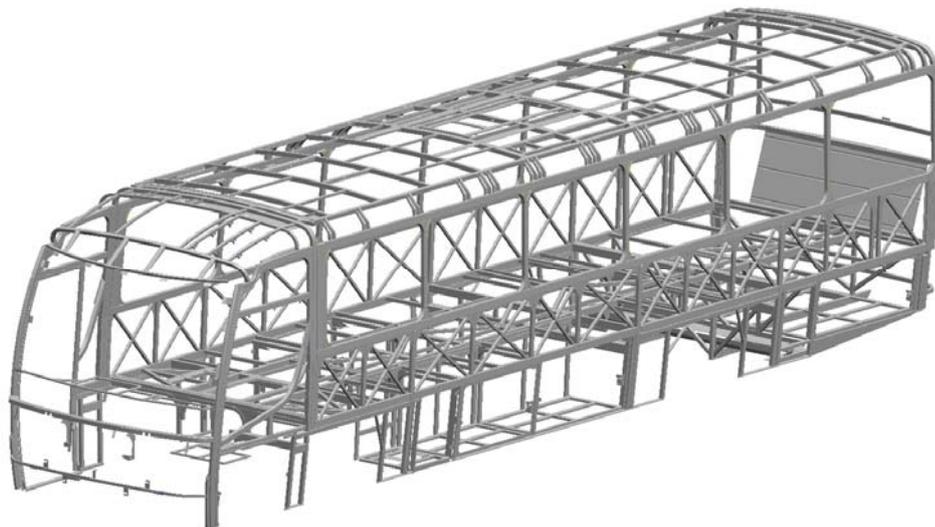
4 ANÁLISE ESTRUTURAL

Neste capítulo são apresentados inicialmente os dados de uma carroceria de ônibus rodoviário que não possui elevadores, com a descrição do seu modelo estrutural que foi analisado numericamente e validado experimentalmente, que é utilizado como referência para comparação com os dois conjuntos estruturais mostrados na sequência, aos quais são acrescentados os dispositivos para transposição de fronteira escolhidos para análise neste trabalho. Primeiramente é apresentada a criação dos arranjos estruturais, em seguida a geração dos modelos numéricos e, posteriormente a realização das análises para obter os valores de tensões de Von Mises e verificar os modos naturais de vibração.

4.1 Descrição da carroceria de ônibus

A carroceria de ônibus escolhida como referência neste estudo para analisar a colocação de elevadores é de um veículo rodoviário com comprimento de 12,5 metros, largura de 2,6 metros e altura de 3,5 metros, encarroçado sobre um chassi Volkswagen 17230 EOD. Este modelo dispõe de uma configuração composta com os principais opcionais ofertados para a versão desta linha de produto, o qual possui somente uma porta considerada padrão na lateral direita da parte dianteira do veículo, ar condicionado de teto, tanque de combustível transversal, com bagageiros nas duas laterais em toda extensão dos entre-eixos e inteiriço na região atrás do rodado traseiro. A Figura 4.1 mostra o arranjo estrutural da referida carroceria.

Figura 4.1 – Arranjo estrutural de uma carroceria sem elevadores



Fonte: Comil Ônibus S.A., 2013.

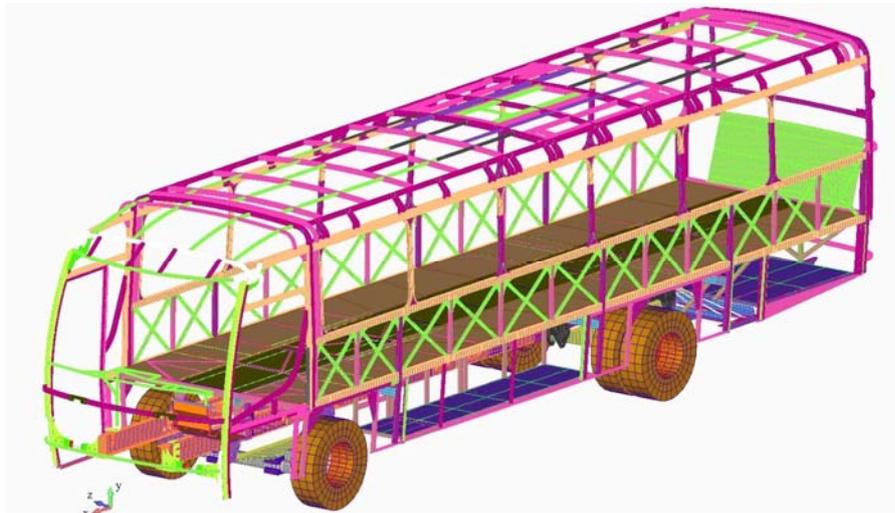
4.2 Modelo numérico

A partir do modelo estrutural tridimensional da carroceria completa, foi gerado o modelo numérico no *software* comercial UGS NX 8.0 utilizando a interface *Advanced Simulation*, onde foram geradas as malhas e realizadas as análises de elementos finitos. Para isso, inicialmente foram separadas as estruturas conforme a espessura e iniciada a discretização. Em seguida foi gerada a *midsurface* da carroceria, ou seja, transformado os componentes de sólido para elementos de casca, já que os componentes do conjunto estrutural são formados basicamente por tubos, chapas e perfis, feitos com material em aço, nos quais as espessuras são finas, o que se enquadra na teoria das placas, em que a espessura dos elementos estruturais é muito menor que a largura e o comprimento. Posteriormente foram geradas as malhas compostas por elementos planos do tipo casca com quatro (4) nós e seis (6) graus de liberdade cada nó. A discretização utilizou elementos com lados de dimensão máxima de 15 mm.

Quanto às propriedades dos materiais, foram atribuídas a cada respectivo material as mesmas propriedades usadas nos projetos para a fabricação dos componentes da carroceria, sendo chapas zincadas a quente NBR 7008:2012 ZAR 230 com limite de escoamento mínimo de 230 MPa, chapas NBR 6655:2011 LN-28 com limite de escoamento mínimo de 280 Mpa e tubos NBR 6591:2008 ZAR 230 com limite de escoamento mínimo de 230 MPa.

A Figura 4.2 apresenta o modelo numérico gerado para o arranjo estrutural mostrado no item 4.1, que é referenciado para comparação com os demais arranjos estruturais que são analisados com a implantação dos dispositivos para transposição de fronteira.

Figura 4.2 – Modelo numérico de uma carroceria sem elevadores



Fonte: Comil Ônibus S.A., 2013.

O modelo numérico discretizado possui 905.156 nós, 891.473 elementos e massa de 14.084 kg. No valor da massa está contemplada a carroceria completa com o chassi, onde foram consideradas as massas concentradas do ar condicionado, tanque de combustível completamente abastecido, bagageiros, poltronas, janelas, porta pacotes, revestimentos externos e internos, e opcionais internos com maior relevância de massa, além do peso dos passageiros com lotação máxima.

Como condições de contorno para as análises, foram fixadas as extremidades dos eixos nos dois lados da carroceria, restringindo as três rotações e as três translações, nas direções x , y e z , conforme necessidade para cada tipo de análise realizada.

4.3 Análise dos modos naturais de vibração

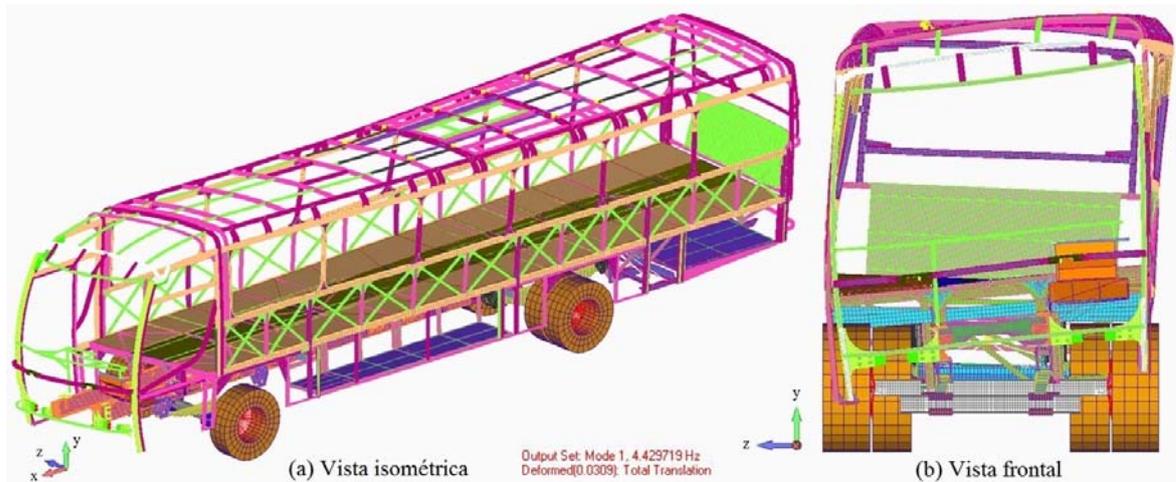
Para avaliar o comportamento dinâmico básico da carroceria como um todo em relação a carregamentos externos, foi realizada análise dos modos naturais de vibração, considerando a carroceria completa do modelo numérico sem elevadores apresentado no item 4.2. Com isso, primeiramente foi possível identificar se há algum elemento ou região soltos do arranjo estrutural, para em seguida verificar a rigidez da carroceria e apresentar as frequências naturais na situação de cada modo.

O modelo estrutural estudado é um sistema discreto com n graus de liberdade, que apresenta n modos de vibrar. Para esse arranjo de carroceria foram analisados os dezessete (17) primeiros modos naturais de vibração, pois apresentaram maior relevância na estrutura avaliada, condizente à situação prática, ou seja, envolvendo modos de vibração globais que podem ser excitados em condições reais. Destes analisados, foram separados seis (6) modos que de fato influenciaram diretamente na carroceria, os quais efetivamente contribuem para um dano estrutural maior. Os outros avaliados têm comportamentos mais relacionados ao chassi.

Como condições de contorno para a simulação foram utilizadas restrições nos rodados dianteiros e traseiros, deixando-os fixos nas três direções de rotação e translação, a fim de obter os modos de vibrar da estrutura e também a flexão do mesmo.

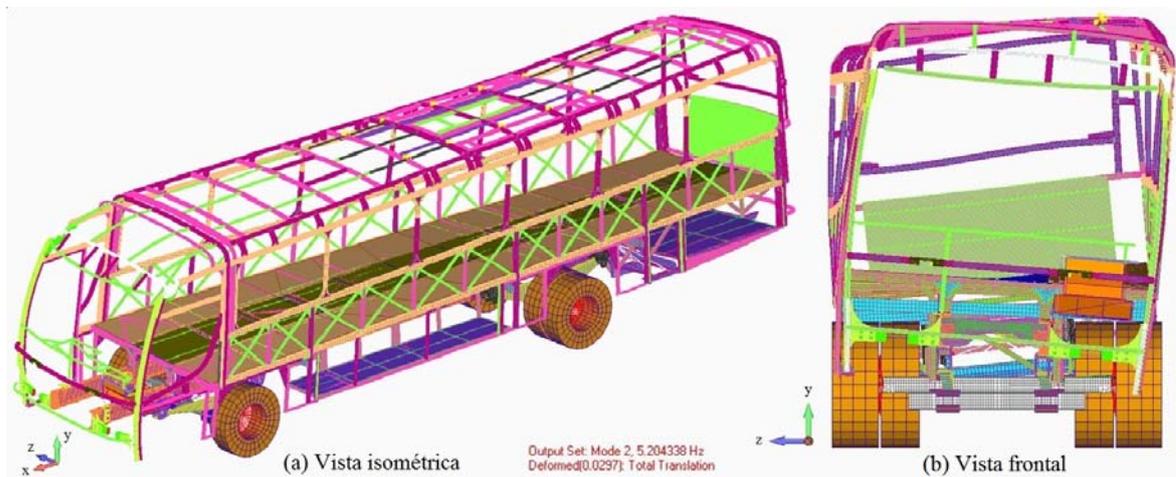
As Figuras 4.3 a 4.8 mostram, respectivamente, os seis modos naturais de vibração do modelo numérico estudado, nas quais estão ilustradas, através das vistas isométrica (lado esquerdo das imagens) e frontal (lado direito das imagens), o comportamento da carroceria em cada modo.

Figura 4.3 – Primeiro modo de vibrar da carroceria referência – $f = 4,4297$ Hz



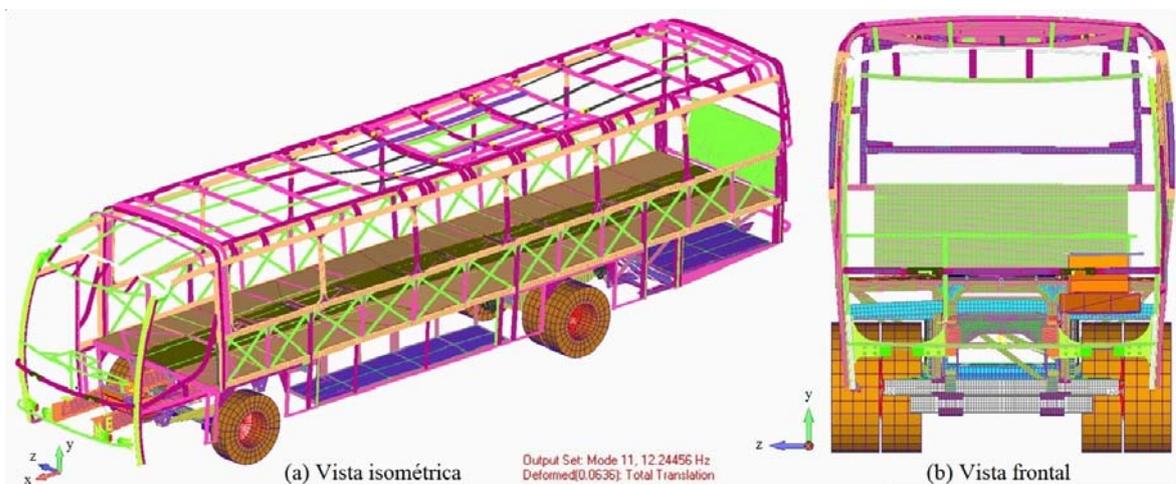
Fonte: Autor

Figura 4.4 – Segundo modo de vibrar da carroceria referência – $f = 5,2043$ Hz



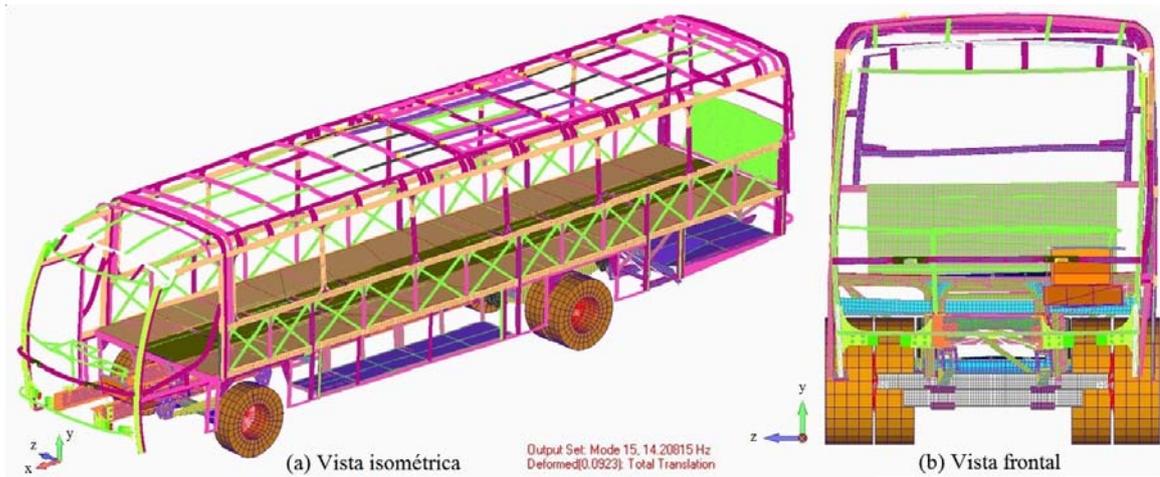
Fonte: Autor

Figura 4.5 – Décimo primeiro modo de vibrar da carroceria referência – $f = 12,2445$ Hz



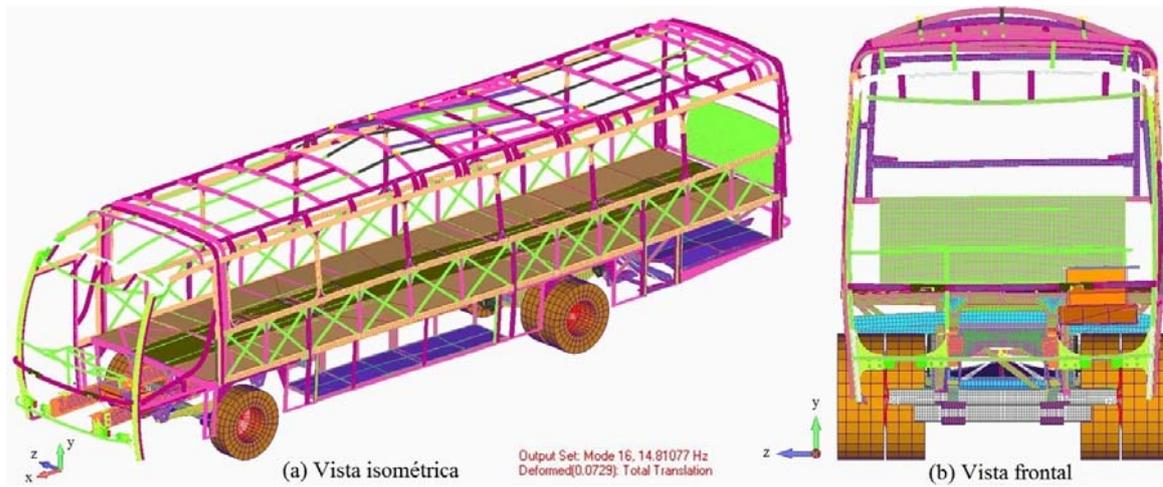
Fonte: Autor

Figura 4.6 – Décimo quinto modo de vibrar da carroceria referência – $f = 14,2081$ Hz



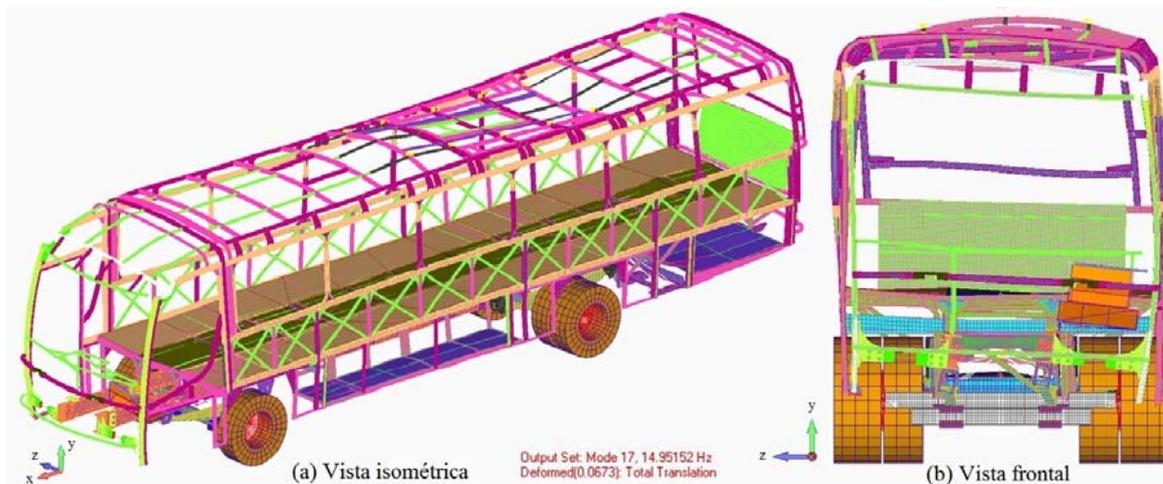
Fonte: Autor

Figura 4.7 – Décimo sexto modo de vibrar da carroceria referênciada – $f = 14,8107$ Hz



Fonte: Autor

Figura 4.8 – Décimo sétimo modo de vibrar da carroceria referênciada – $f = 14,9515$ Hz



Fonte: Autor

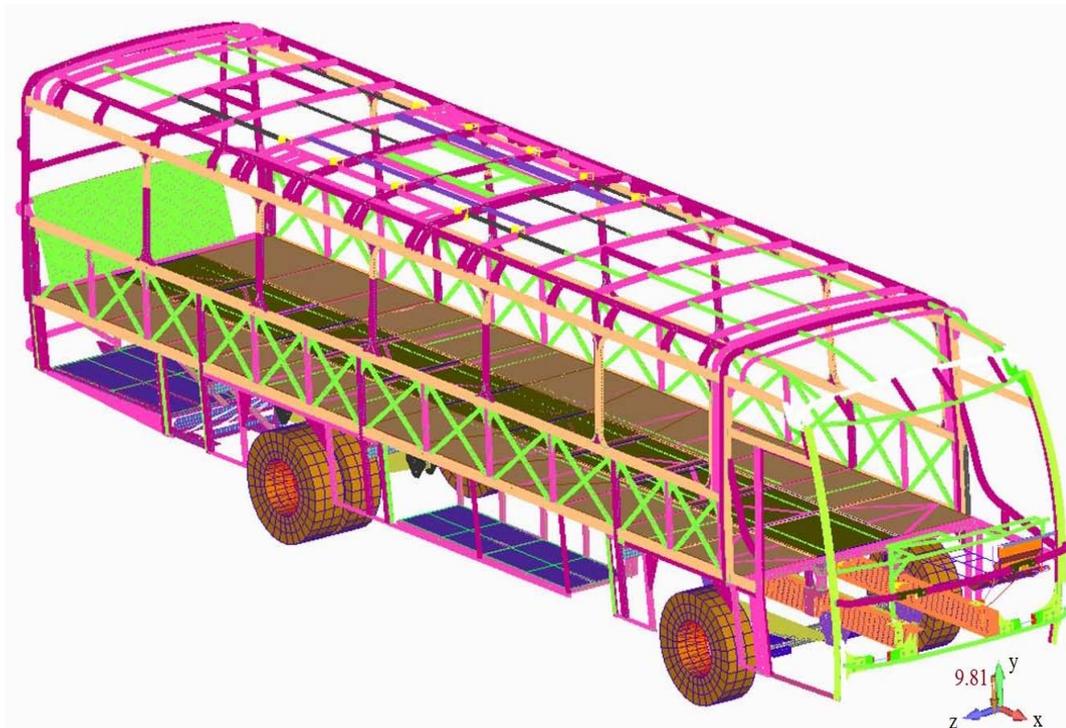
Através das figuras é possível verificar que o primeiro e segundo modo tem características predominantes de torção, já os modos seguintes apresentam comportamento de torção e flexão combinadas. Também se pode visualizar que as faixas de frequências ficaram entre aproximadamente 4 e 15 Hz.

4.4 Análise das tensões

Para obter os valores de tensões na análise numérica, foram aplicadas as torções dianteira direita (TDD), dianteira esquerda (TDE), traseira direita (TTD) e traseira esquerda (TTE) no modelo. A torção foi realizada aplicando a aceleração da gravidade de 1G na carroceria, considerando massa total da carroceria completa com chassis e passageiros, e retirando o apoio na extremidade direita ou esquerda do eixo pretendido, ou seja, liberando os graus de liberdade na direção vertical da extremidade do eixo restringido.

A Figura 4.9 apresenta o modelo numérico da carroceria sem plataformas elevatórias com a aplicação de uma TDD. Neste caso foi ativada a aceleração de 1G ($-9,81\text{m/s}^2$ na direção y) na carroceria, e como condições de contorno foram liberados os graus de liberdade na direção vertical do rodado dianteiro direito, o que deixa o eixo dianteiro solto, gerando a torção do modelo.

Figura 4.9 – Modelo numérico da carroceria referência com aplicação de uma TDD



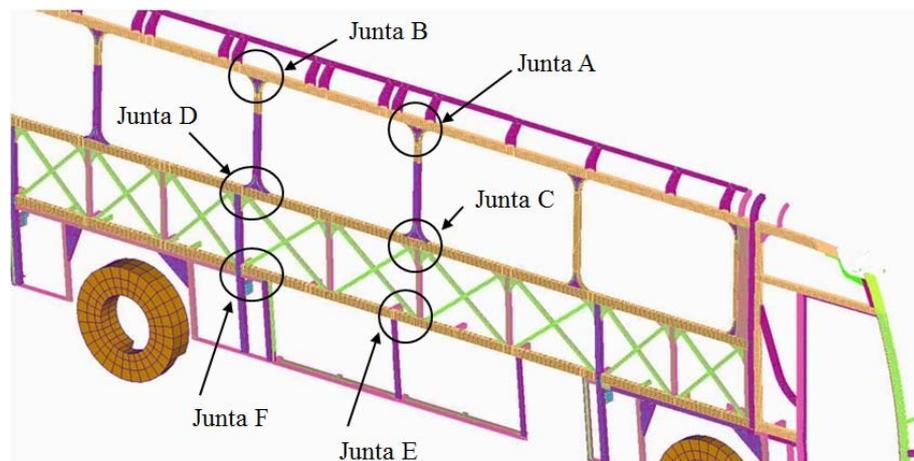
Fonte: Comil Ônibus S.A., 2013.

Como as carrocerias de ônibus são muito mais rígidas na flexão, não há necessidade de testar carregamento que causasse flexão além da torção, devido às próprias características estruturais de um ônibus. Este procedimento utilizado para analisar numericamente os valores de tensões que atuam em um arranjo estrutural de uma carroceria através da aplicação de torções no modelo numérico é uma metodologia válida por apresentar valores semelhantes aos encontrados nos testes experimentais. Assim, com a aplicação da torção foi possível estudar o modelo e identificar as regiões com os pontos críticos de interesse que devem ser instrumentadas para o teste experimental, viabilizando mapear as direções principais das tensões, a fim de determinar as orientações para fixação dos *strain gages*.

4.5 Dados de tensões do modelo validado nas regiões em que são acrescentados dispositivos para transposição de fronteira

A partir de um modelo estrutural validado, o qual foi utilizado como referência para analisar a implantação dos dispositivos para transposição de fronteira, foram separadas as regiões com tensões críticas do projeto, chamando-as de juntas estruturais, exatamente nas posições em que são acrescentados a plataforma elevatória veicular e o dispositivo de poltrona móvel, objetos de análise deste trabalho. Neste caso, os elevadores são posicionados na lateral direita, logo à frente do rodado traseiro, regiões de instrumentação das juntas A a F, conforme mostra a Figura 4.10.

Figura 4.10 – Detalhe regiões críticas de tensões do modelo referência

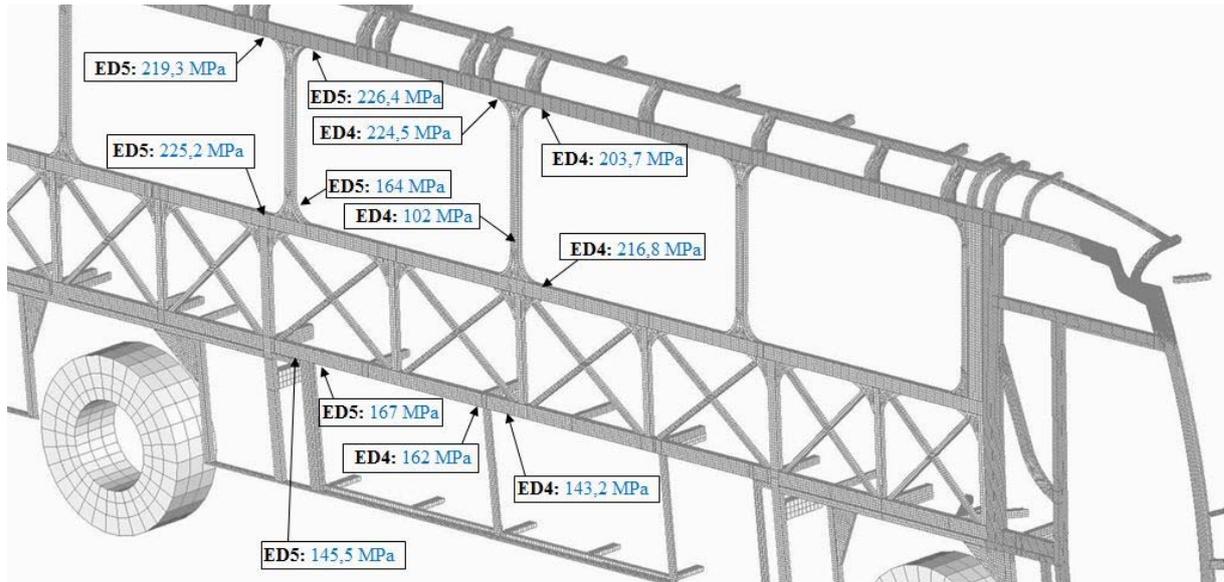


Fonte: Autor

A Figura 4.11 mostra os valores máximos das tensões em megapascal (Mpa) obtidas no teste experimental, concentradas nas regiões das juntas estruturais de interesse, em que

posteriormente foram acrescentados os elevadores. Estes valores foram adquiridos através dos picos máximo e mínimo de um determinado intervalo de tempo, que neste caso seria de todo trajeto da pista de testes, ou seja, as tensões máximas de tração ou compressão que ocorreram em um determinado momento do intervalo de tempo.

Figura 4.11 – Valores de tensões em teste experimental



Fonte: Adaptada de Comil Ônibus S.A., 2013.

Os valores de tensões encontrados experimentalmente são bastante altos, no entanto estão abaixo do limite de escoamento do material. Pelo critério adotado pela empresa de vida em fadiga, as juntas não irão falhar dentro do limite estabelecido pela norma para a durabilidade da carroceria, que deve ser durante um período mínimo de 10 anos ou equivalente a 1.000.000 km rodados. Também é possível dizer que a possibilidade de falhar por fadiga é reduzida pelo fato que estes valores máximos ocorrem num tempo infinitesimal, onde estes picos de tensões podem ter sido originados por um buraco na pista ou outros desníveis diversos, como na cabeceira de uma ponte.

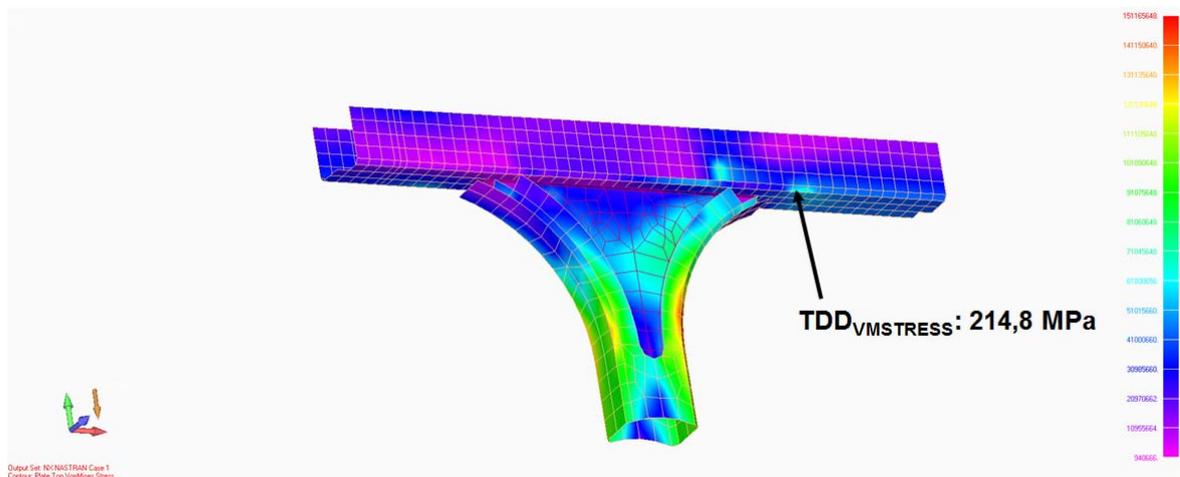
Com os dados de tensões de tração e compressão naquele determinado ponto da estrutura onde foi colado o *strain gage* e avaliado em campo, posteriormente é possível trabalhar com os arranjos estruturais, utilizando este valor de tensão para poder alterar a espessura do material ou a geometria de uma determinada região da carroceria, sem ter a necessidade de validar em campo ou retestar a carroceria.

Para posterior comparação dos valores de tensões nas juntas do modelo simulado numericamente em relação ao testado experimentalmente, que servem como dados para

comparar com os arranjos nos quais foram acrescentados os elevadores, as Figuras 4.12 a 4.17 mostram as regiões com os maiores valores de tensões das juntas A a F, respectivamente, encontrados através da análise numérica realizada no modelo estrutural referência, com a aplicação de uma TDD. Torção esta que apresentou os maiores e mais significativos valores de tensões para a região de posterior instalação dos dispositivos de transposição de fronteira.

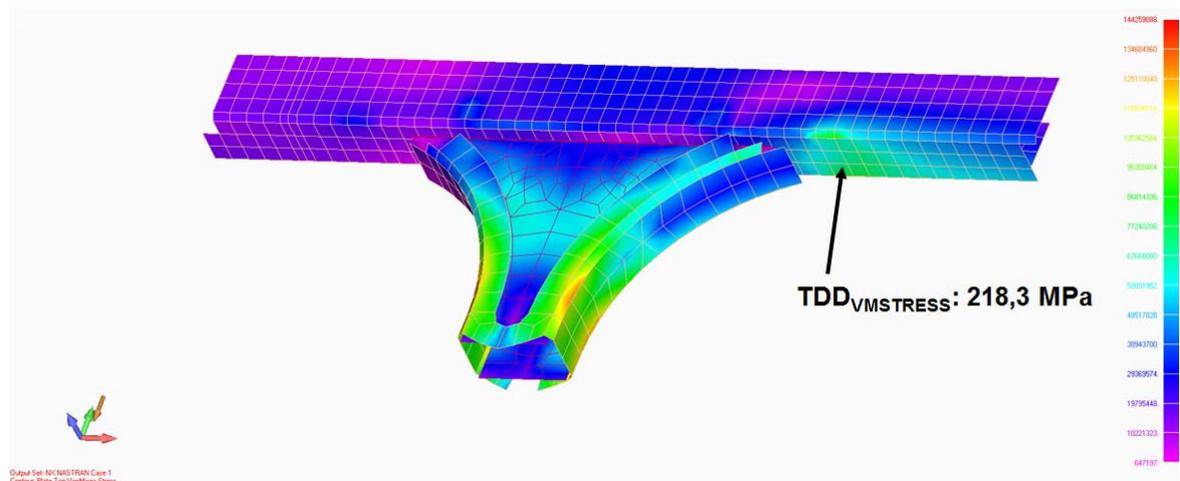
Devido à singularidade dos elementos nas regiões de soldas, gerando concentração de tensões, estes elementos foram desconsiderados para análise das juntas, pois não interessam para representar as tensões reais nas regiões importantes do arranjo estrutural. Portanto, as figuras das juntas, ao longo desse capítulo, mostram a estrutura sem estes elementos.

Figura 4.12 – Valores de tensões junta A do modelo referência



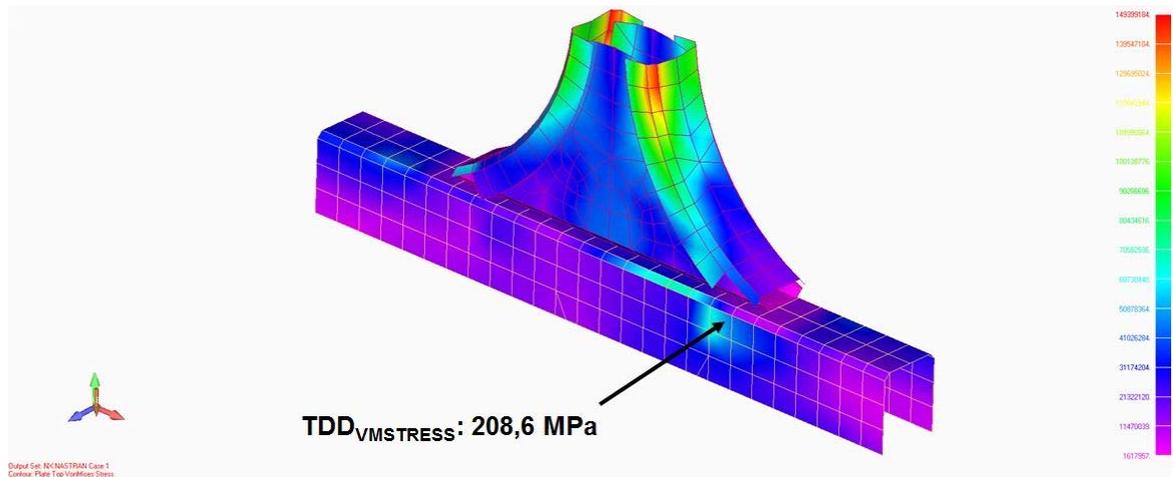
Fonte: Autor

Figura 4.13 – Valores de tensões junta B do modelo referência



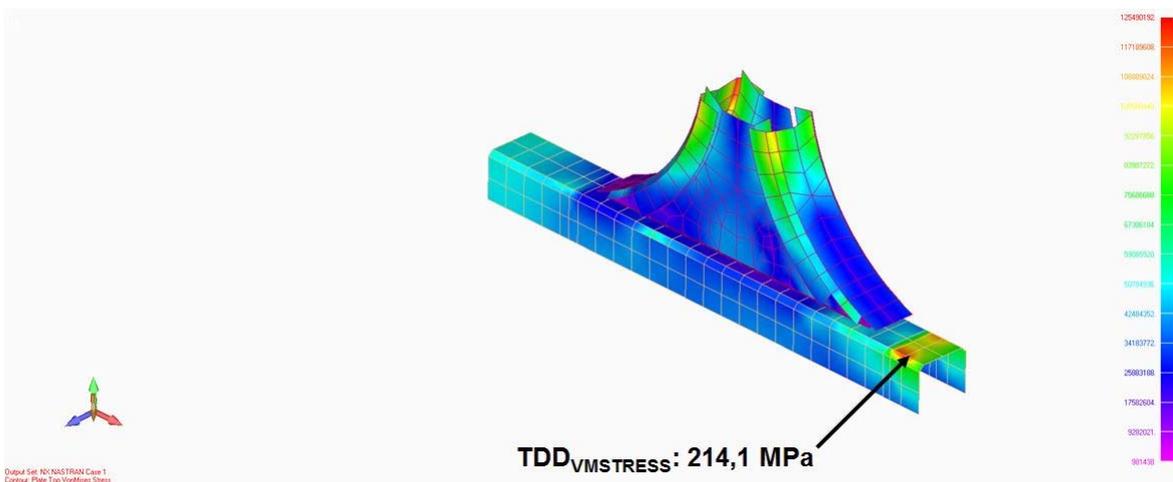
Fonte: Autor

Figura 4.14 – Valores de tensões junta C do modelo referência



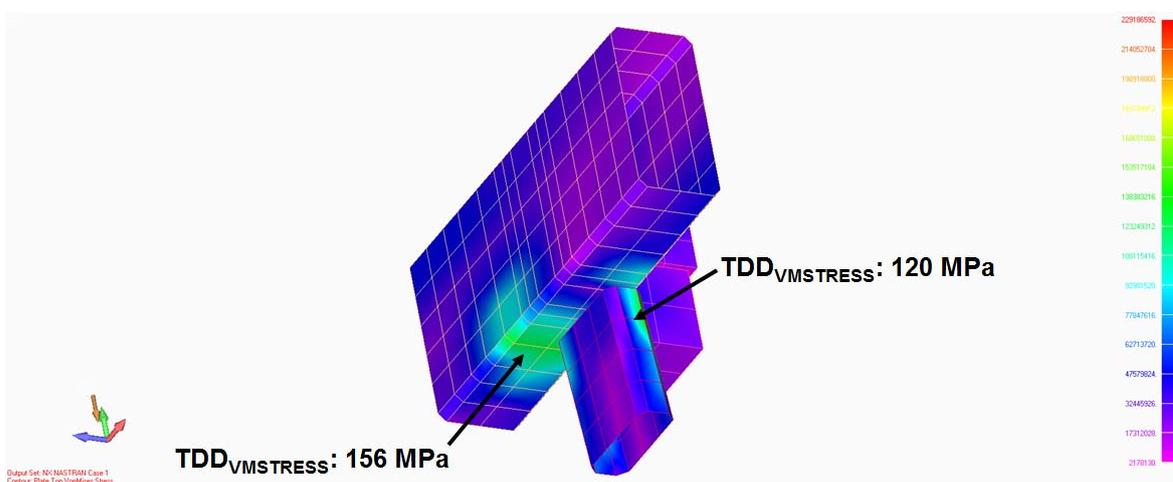
Fonte: Autor

Figura 4.15 – Valores de tensões junta D do modelo referência



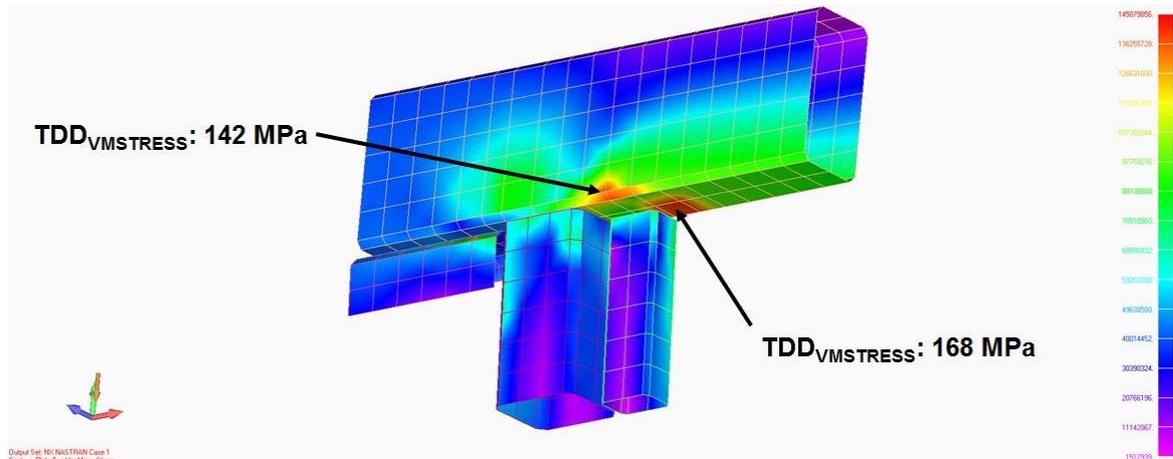
Fonte: Autor

Figura 4.16 – Valores de tensões junta E do modelo referência



Fonte: Autor

Figura 4.17 – Valores de tensões junta F do modelo referência



Fonte: Autor

A Tabela 4.1 apresenta a comparação dos valores de tensões encontrados nas regiões das juntas do modelo numérico em relação aos dados obtidos no teste experimental.

Tabela 4.1 – Comparação de tensões nas juntas teste experimental x simulação numérica

Juntas	Valores Máximos de Tensões (MPa)		
	Teste experimental	Simulação numérica	Diferença (%)
A	224,5	214,8	- 4,3
B	226,4	218,3	- 3,6
C	216,8	208,6	- 3,8
D	225,2	214,1	- 4,9
E	162	156	- 3,7
F	167	168	0,6

Fonte: Autor

Conforme pode ser visto na Tabela 4.1, os valores de tensões encontrados no ensaio experimental apresentaram diferenças de até 4,9% em relação aos dados encontrados na análise numérica. Segundo experiências e procedimentos utilizados em indústrias do ramo automotivas, são admissíveis até 10% de variação entre as tensões de projeto e as coletadas em campo. Essas variações admitidas são justificadas, dentre outros motivos, devido ao fator das intempéries do tempo, variações da pista por não ser controlada, erros na coleta de dados, diferença de distribuição das massas no ônibus em relação à considerada no modelo numérico, precisão na fixação dos *strain gages* conforme os pontos definidos através da análise computacional. Desta forma, pode-se concluir que as análises virtuais para determinar os

valores de tensões representam a situação real do comportamento da estrutura deste modelo de carroceria estudado. Portanto, é válida a metodologia utilizada para as análises numéricas.

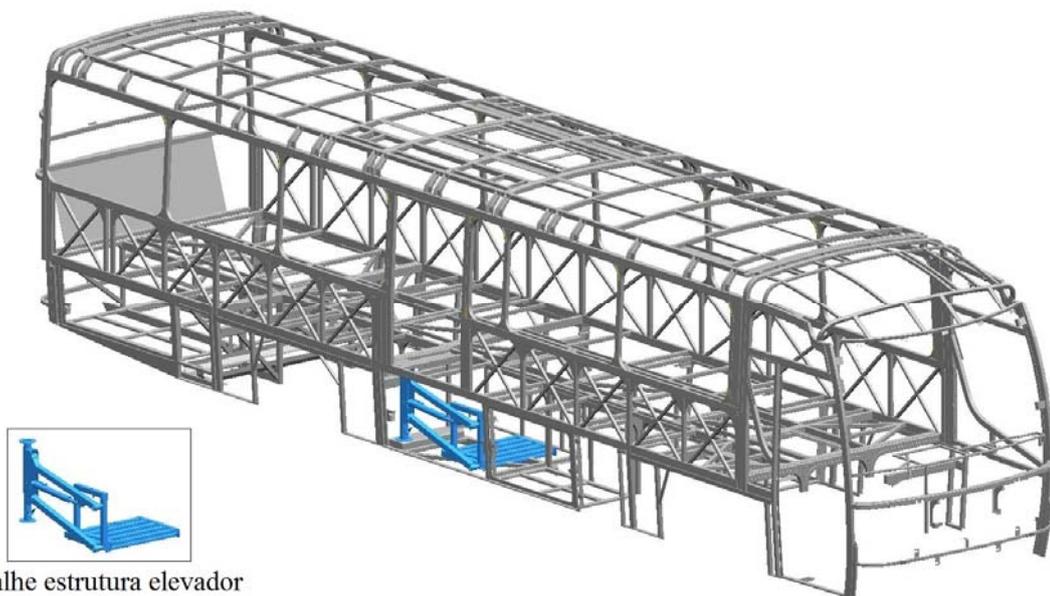
4.6 Carroceria com dispositivo para transposição de fronteira modelo A

A carroceria de ônibus rodoviário com o dispositivo modelo A corresponde ao arranjo estrutural apresentado como modelo referência, o qual foi validado experimentalmente, porém este com o acréscimo da plataforma elevatória do fabricante A.

4.6.1 Criação do modelo estrutural da carroceria de ônibus modelo A

A Figura 4.18 apresenta o arranjo estrutural gerado a partir do modelo tridimensional da carroceria referência, no qual os componentes da lateral direita, base e região dos bagageiros, foram modificados para viabilizar a montagem do elevador do fabricante A.

Figura 4.18 – Projeto estrutural de uma carroceria com dispositivo modelo A



Detalhe estrutura elevador

Fonte: Autor

Neste conceito, o dispositivo foi montado na lateral direita do ônibus, região do entre-eixos e em posição tecnicamente viável para a aplicação em diferentes modelos de chassis, os quais podem receber este modelo de carroceria. Foi desenvolvido um conjunto de estrutura tubular somado a reforços em chapa e perfis, para receber a porta na região superior da lateral, localizado entre as janelas laterais e abaixo da estrutura do teto. Também foi desenvolvido um

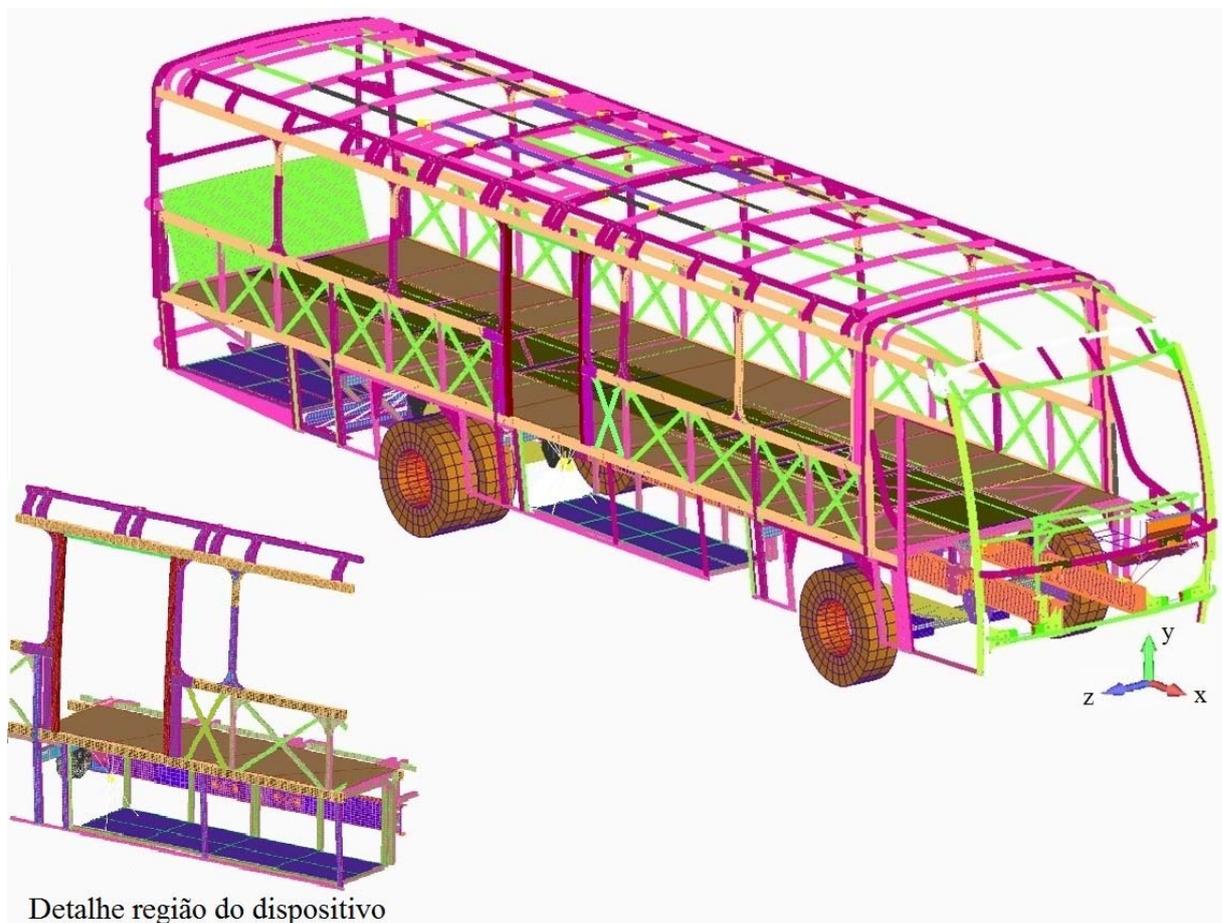
conceito diferenciado na parte inferior do assoalho, região do bagageiro, para receber a fixação e o alojamento da plataforma elevatória.

4.6.2 Criação do modelo numérico da carroceria modelo A

O modelo numérico criado para o arranjo estrutural em que foi implantado o dispositivo para transposição de fronteira do fabricante A foi gerado a partir do modelo referência sem aplicações de elevadores, seguindo o mesmo procedimento para a discretização das estruturas, geração da *midsurface* e malhas. Apenas foram adaptadas as regiões impactadas com o acréscimo do elevador, sendo eliminados alguns componentes e adicionado outros, mas mantendo as mesmas características do modelo referência.

A Figura 4.19 apresenta o modelo numérico gerado para o arranjo estrutural citado na Figura 4.18, ilustrando no detalhe a região na qual foi acrescentado o dispositivo para transposição de fronteira do fabricante A.

Figura 4.19 – Modelo numérico de uma carroceria com dispositivo modelo A



Fonte: Autor

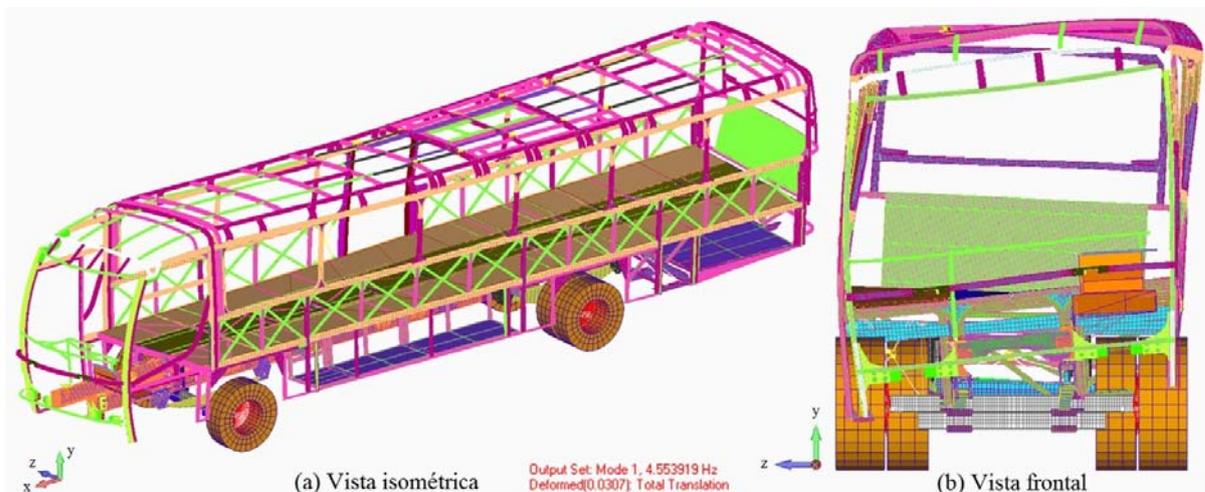
O modelo numérico discretizado possui 914.727 nós, 901.701 elementos e massa de 14.100 kg. Em relação ao modelo referência, foi acrescentada a massa da plataforma elevatória e eliminadas as massas das poltronas e dos passageiros localizados no lado direito junto à porta, e de volume do bagageiro, pois a área não poderá ser utilizada para bagagem, somente para alojamento do elevador.

4.6.3 Análise dos modos naturais de vibração da carroceria modelo A

As Figuras 4.20 a 4.25 mostram, respectivamente, os mesmos seis modos naturais de vibração do modelo estrutural sem plataformas elevatórias, porém estes com o acréscimo do dispositivo A. Estas figuras também ilustram através das vistas isométrica (lado esquerdo das imagens) e frontal (lado direito das imagens), o comportamento da carroceria em cada modo. Na simulação foram consideradas as mesmas restrições nas condições de contorno utilizadas no modelo referência. Por meio destas figuras é possível verificar que o comportamento dos modos ficou semelhante ao apresentado no modelo referência, onde o primeiro e segundo modo tem características predominantes de torção, e os seguintes apresentam comportamento de torção e flexão combinadas. As faixas de frequências também ficaram com valores entre 4 e 15 Hz.

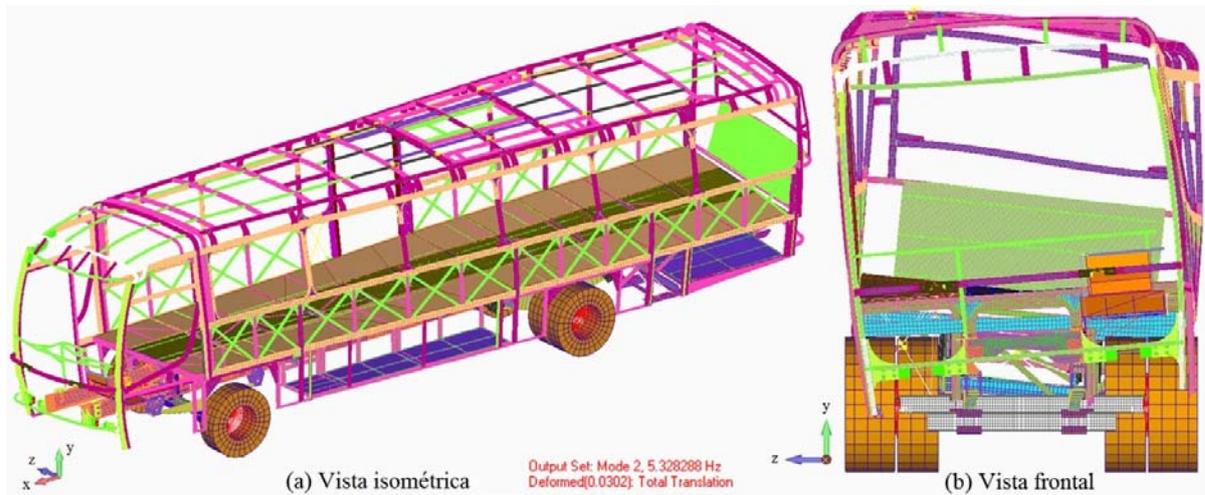
Através da análise foi verificado que não aparecem modos locais de vibração da carroceria na região da plataforma, devido à modificação da estrutura, que possam influenciar na rigidez global do arranjo estrutural.

Figura 4.20 – Primeiro modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 4,5539$ Hz



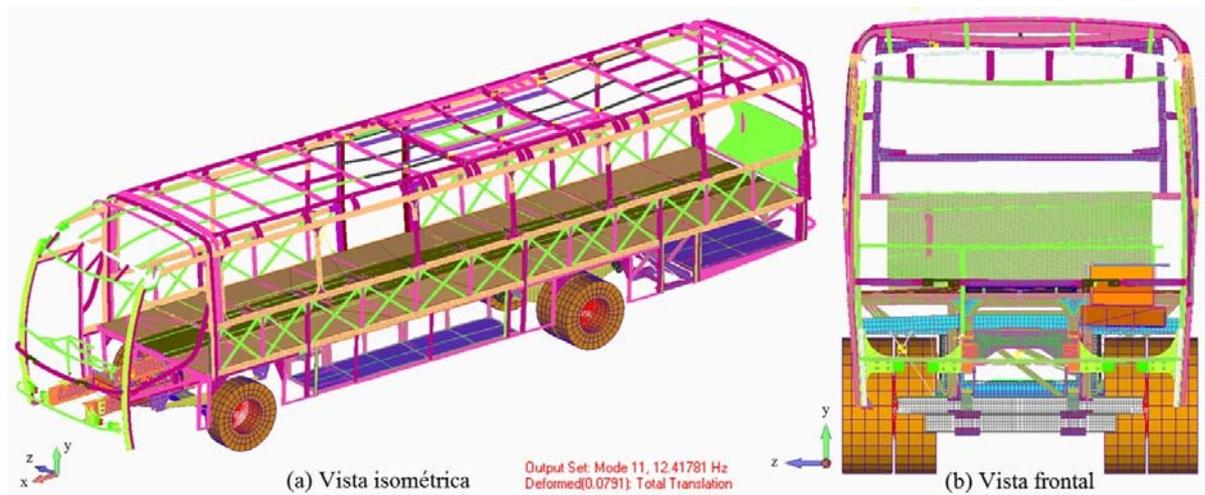
Fonte: Autor

Figura 4.21 – Segundo modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 5,3282 \text{ Hz}$



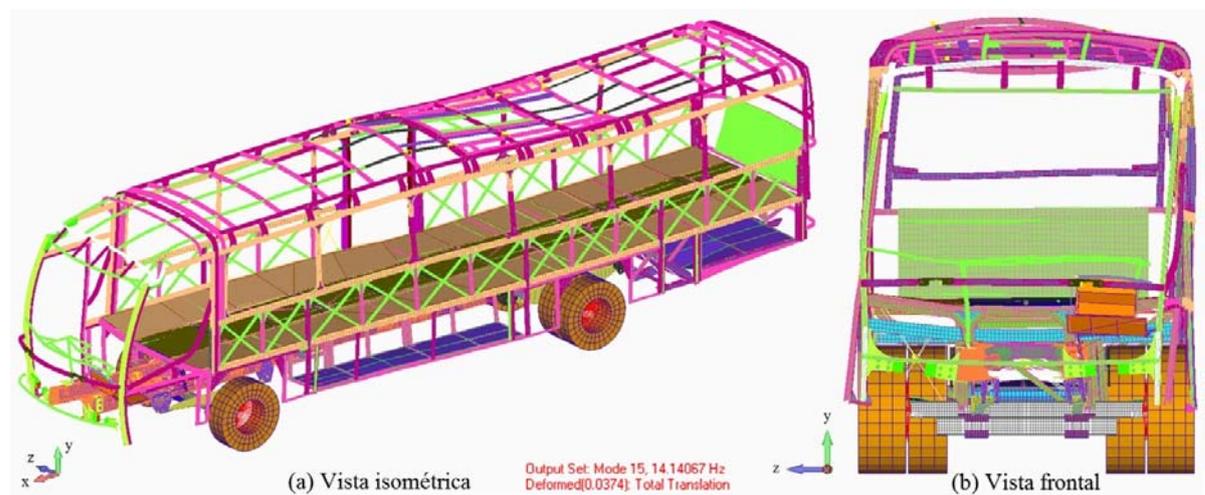
Fonte: Autor

Figura 4.22 – Décimo primeiro modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 12,4178 \text{ Hz}$



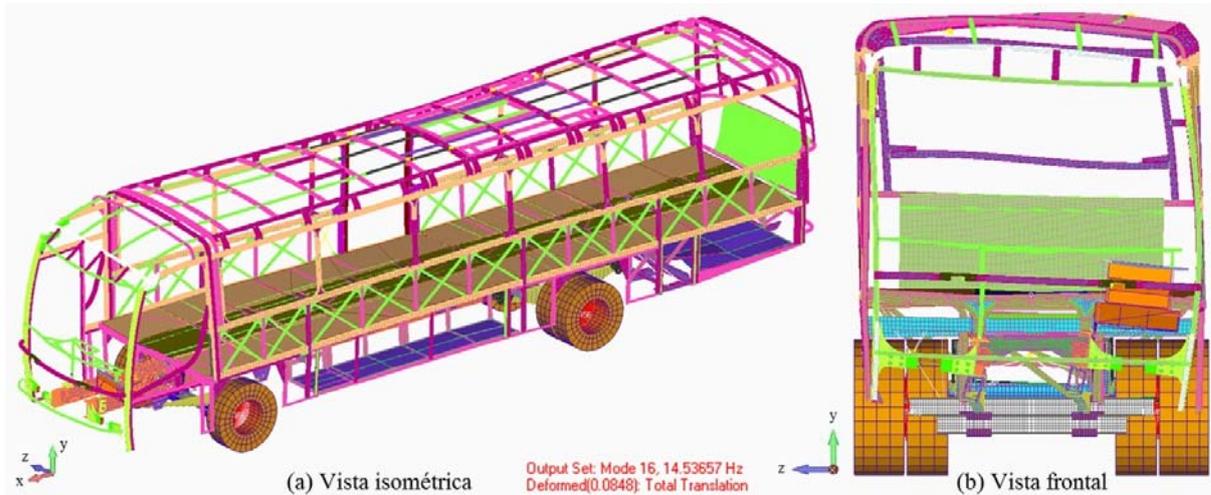
Fonte: Autor

Figura 4.23 – Décimo quinto modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 14,1406 \text{ Hz}$



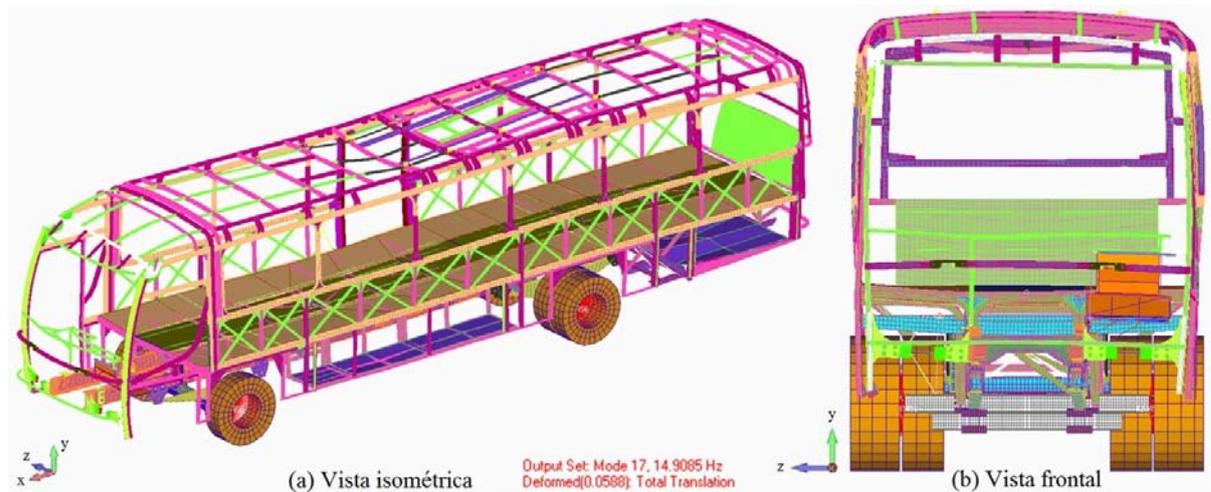
Fonte: Autor

Figura 4.24 – Décimo sexto modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 14,5365$ Hz



Fonte: Autor

Figura 4.25 – Décimo sétimo modo de vibrar da carroceria modelo A – $f = 14,9085$ Hz



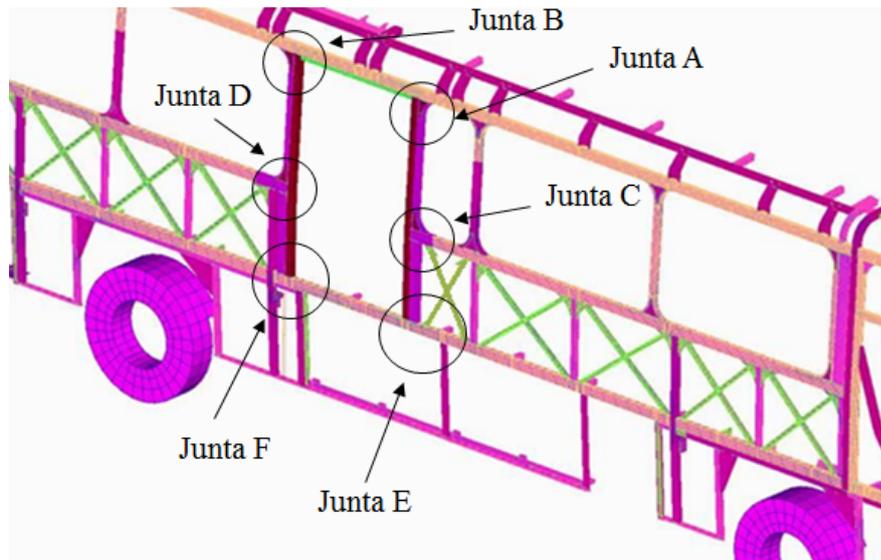
Fonte: Autor

4.6.4 Análise das tensões da carroceria modelo A

Para analisar as tensões de Von Mises no modelo numérico da carroceria com dispositivo do fabricante A, foram separadas as regiões das juntas utilizando as mesmas descrições e nas mesmas posições do modelo referência, o que possibilita a comparação dos valores de tensões.

A Figura 4.26 ilustra a representação das juntas com suas respectivas descrições e posições no modelo com dispositivo A.

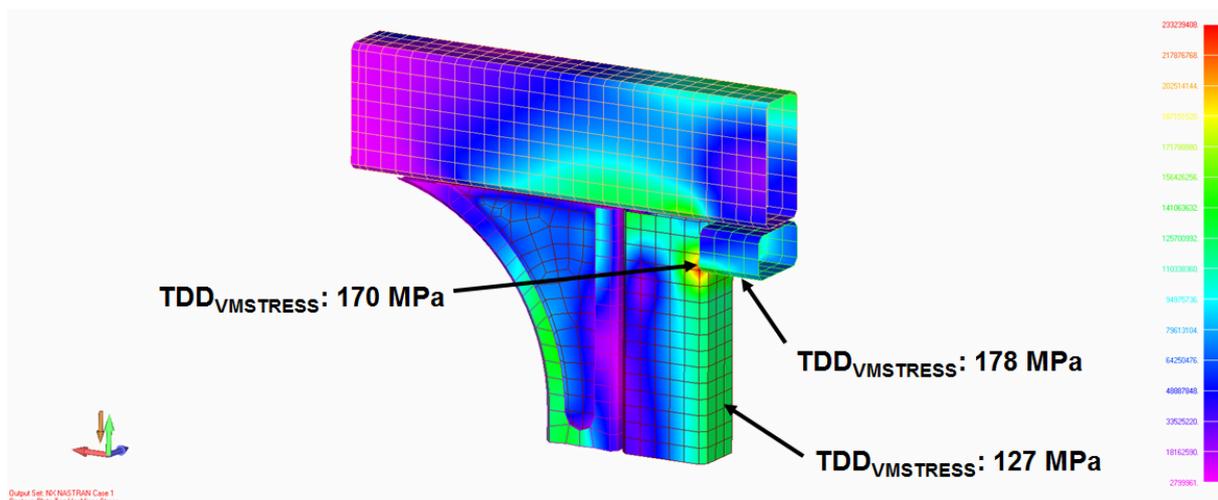
Figura 4.26 – Detalhe regiões críticas modelo com dispositivo A



Fonte: Autor

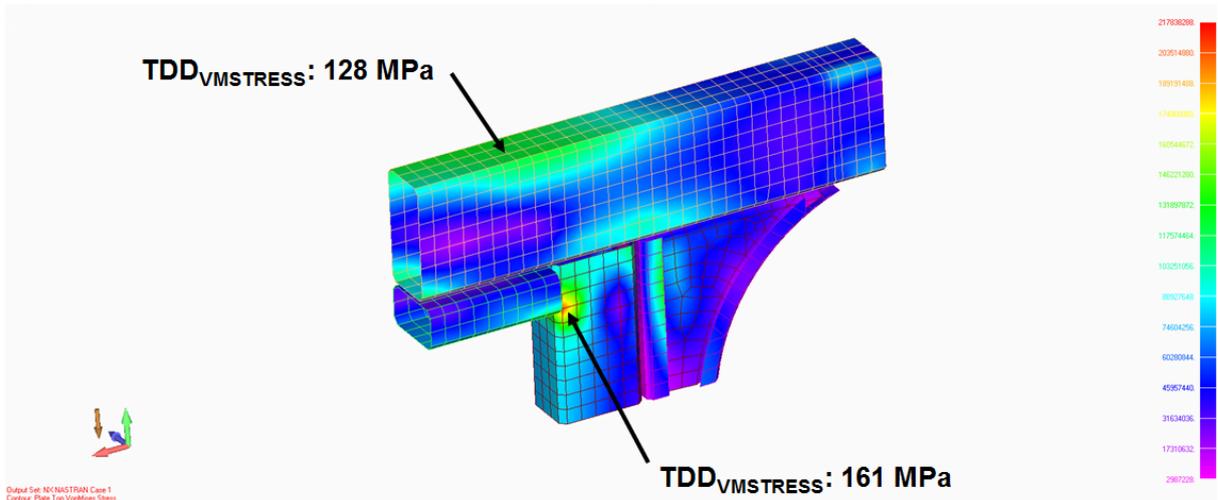
Os valores de tensões no modelo numérico com a instalação da plataforma elevatória do fabricante A foram obtidos seguindo o mesmo procedimento realizado no modelo referência, no qual foi aplicada uma torção dianteira direita (TDD). Também foram consideradas as mesmas restrições e condições de contorno. Assim, em cada junta foram identificados os pontos que concentram os maiores valores de tensão, juntas estas de A a F que estão representadas, respectivamente, nas Figuras 4.27 a 4.32.

Figura 4.27 – Valores de tensões junta A do modelo com dispositivo A



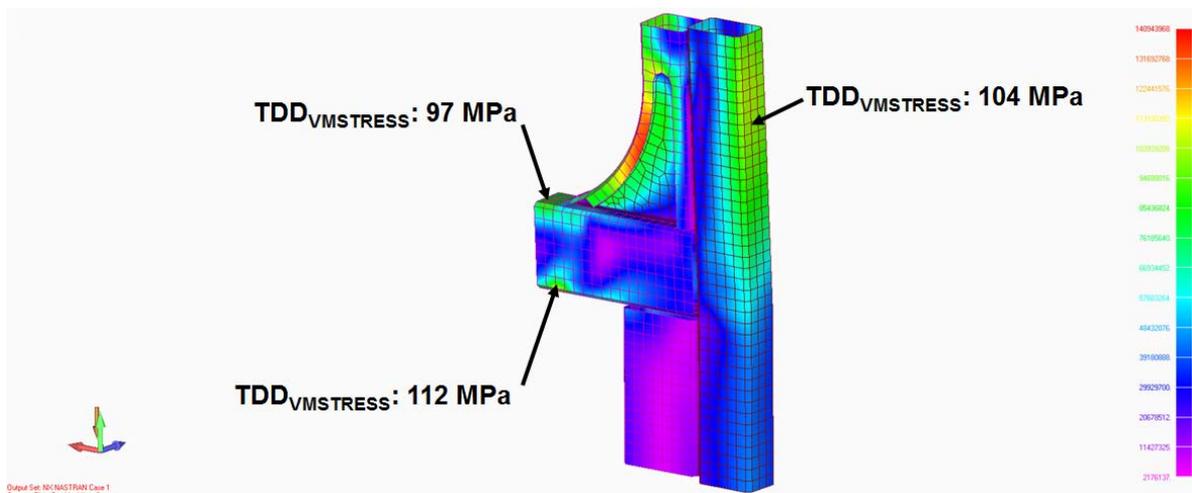
Fonte: Autor

Figura 4.28 – Valores de tensões junta B do modelo com dispositivo A



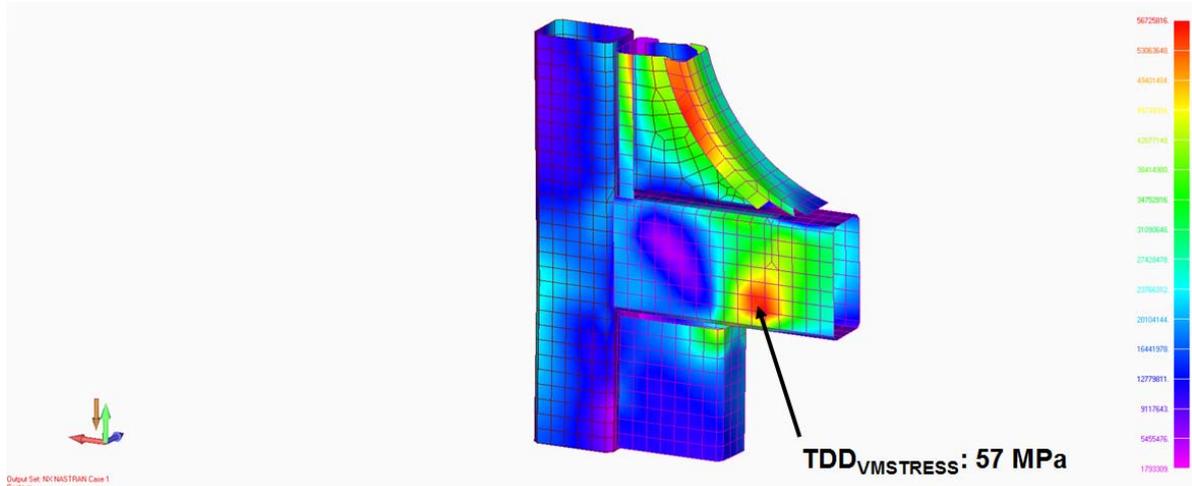
Fonte: Autor

Figura 4.29 – Valores de tensões junta C do modelo com dispositivo A



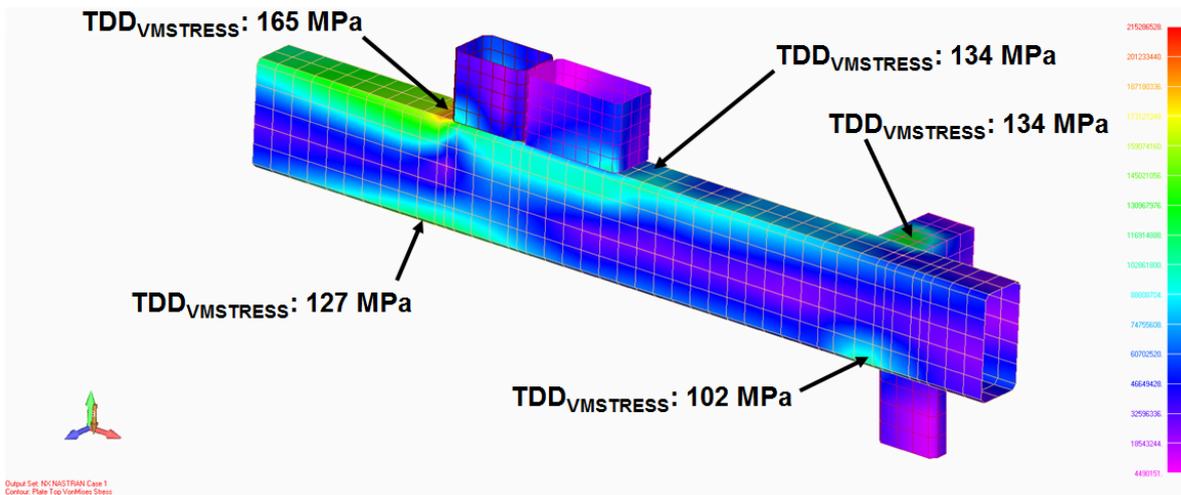
Fonte: Autor

Figura 4.30 – Valores de tensões junta D do modelo com dispositivo A



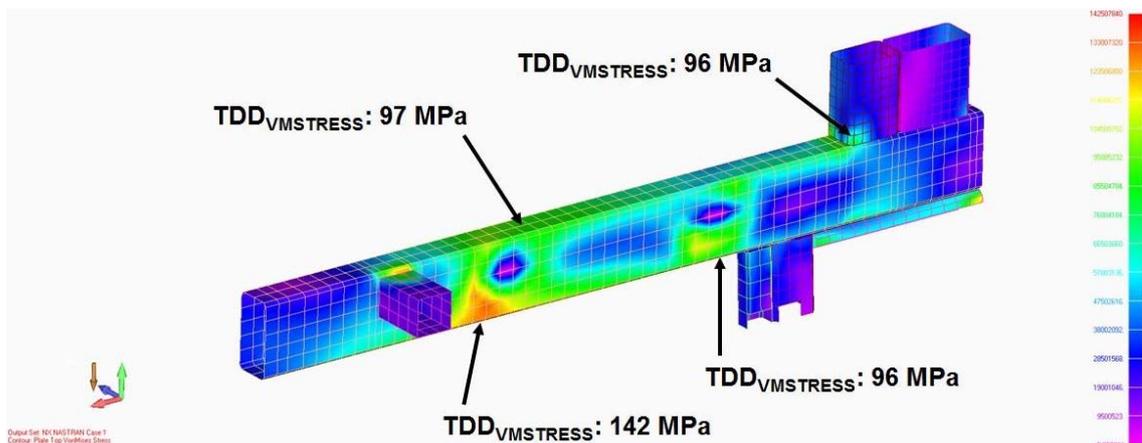
Fonte: Autor

Figura 4.31 – Valores de tensões junta E do modelo com dispositivo A



Fonte: Autor

Figura 4.32 – Valores de tensões junta F do modelo com dispositivo A



Fonte: Autor

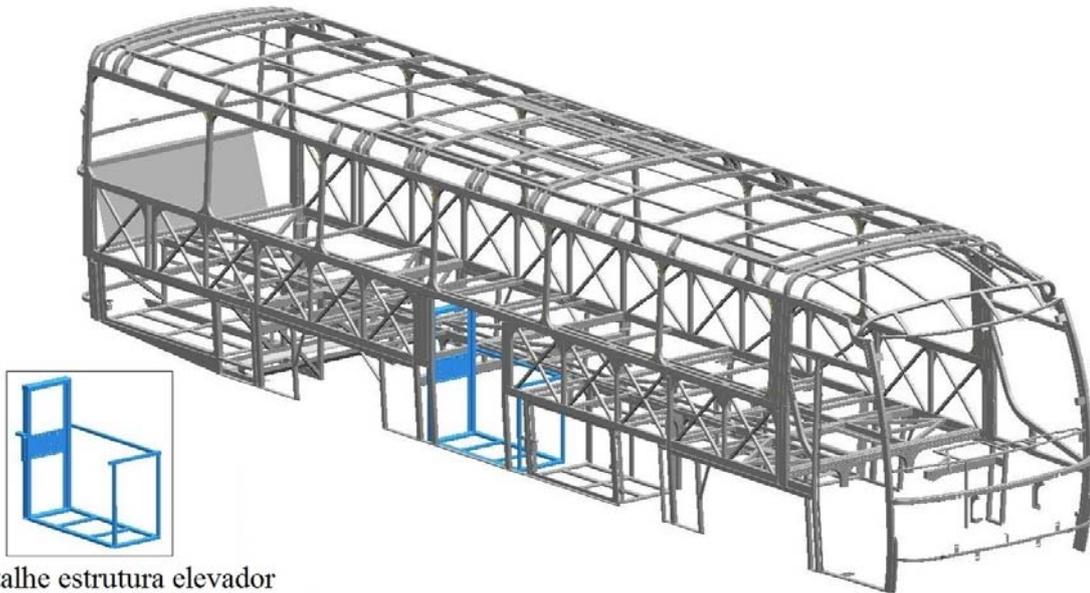
4.7 Carroceria com dispositivo para transposição de fronteira modelo B

A carroceria de ônibus com o dispositivo modelo B é formado pelo arranjo estrutural apresentado como modelo referência, o qual foi validado experimentalmente, porém este com o acréscimo do dispositivo de poltrona móvel do fabricante B.

4.7.1 Criação do modelo estrutural da carroceria de ônibus modelo B

A Figura 4.33 apresenta o arranjo estrutural gerado a partir do modelo tridimensional da carroceria referência, no qual os componentes da lateral direita, base e região dos bagageiros foram modificados para viabilizar a montagem do elevador do fabricante B.

Figura 4.33 – Projeto estrutural de uma carroceria com dispositivo modelo B



Detalhe estrutura elevador

Fonte: Autor

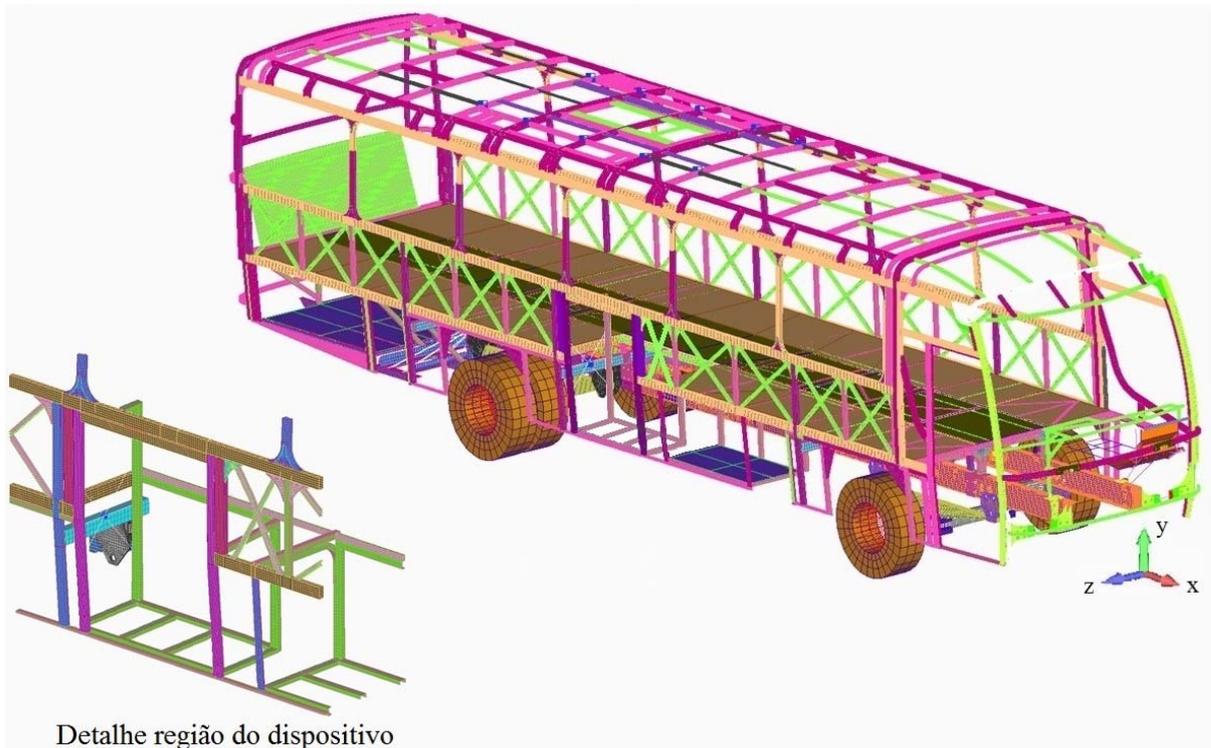
Para este modelo de elevador, a mesma também foi posicionada na lateral direita e região do entre-eixos da carroceria, de forma a tornar viável sua aplicação para todos os modelos de chassis. Também foi desenvolvido um conjunto estrutural em forma de tubos, perfis e chapas para receber a porta lateral, localizada abaixo das janelas. Também foi desenvolvido um novo conceito estrutural junto à estrutura da base e região inferior, para possibilitar a fixação do elevador em questão.

4.7.2 Criação do modelo numérico da carroceria modelo B

O modelo numérico criado para o arranjo estrutural em que foi implantado o dispositivo para transposição de fronteira do fabricante B também foi gerado a partir do modelo referência sem aplicações de elevadores, seguindo o mesmo procedimento para a discretização das estruturas, geração da *midsurface* e malhas. Apenas foram adaptadas as regiões impactadas com o acréscimo do elevador, sendo eliminados alguns componentes e adicionado outros, mas mantendo as mesmas características do modelo referência.

A Figura 4.34 apresenta o modelo numérico gerado para o arranjo estrutural citado na Figura 4.33, ilustrando no detalhe a região na qual foi acrescentado o dispositivo para transposição de fronteira do fabricante B.

Figura 4.34 – Modelo numérico de uma carroceria com dispositivo modelo B



Fonte: Autor

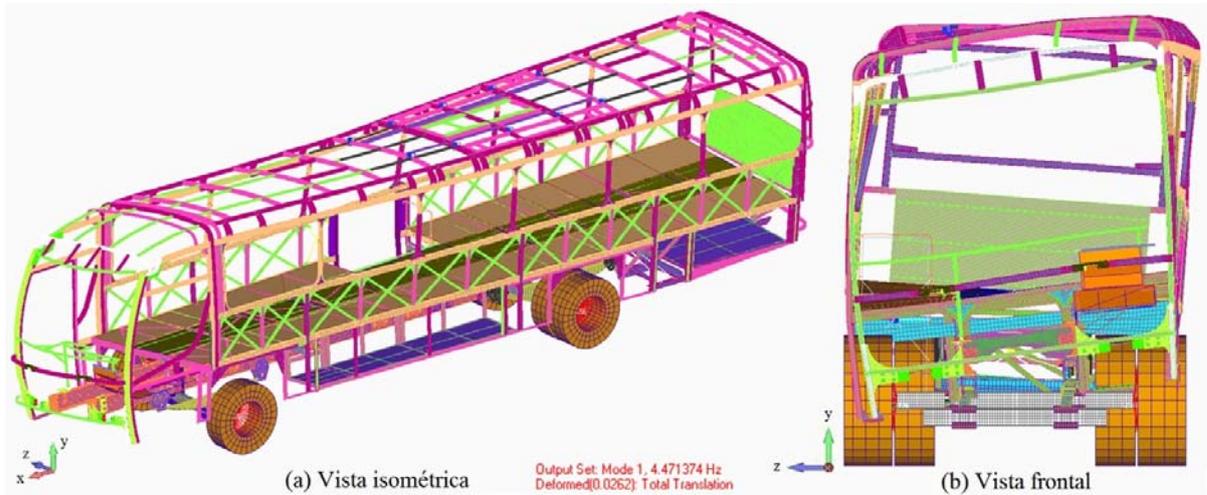
O modelo numérico discretizado possui 907.072 nós, 893.563 elementos e massa de 14.090 kg. Semelhante ao modelo numérico do fabricante A, em relação ao de referência, neste foi acrescentada a massa do dispositivo de poltrona móvel e eliminada a massa de volume do bagageiro, pois esta área também não poderá ser utilizada para bagagem, somente para alojamento do elevador.

4.7.3 Análise dos modos naturais de vibração da carroceria modelo B

Ilustradas através das vistas isométrica (lado esquerdo das imagens) e frontal (lado direito das imagens), as Figuras 4.35 a 4.40 mostram, respectivamente, os mesmos seis modos naturais de vibração do modelo estrutural sem plataformas elevatórias, porém estes com o acréscimo do dispositivo B, onde pode ser visualizado o comportamento da carroceria em cada modo. Na simulação foram consideradas as mesmas restrições nas condições de contorno utilizadas no modelo referência.

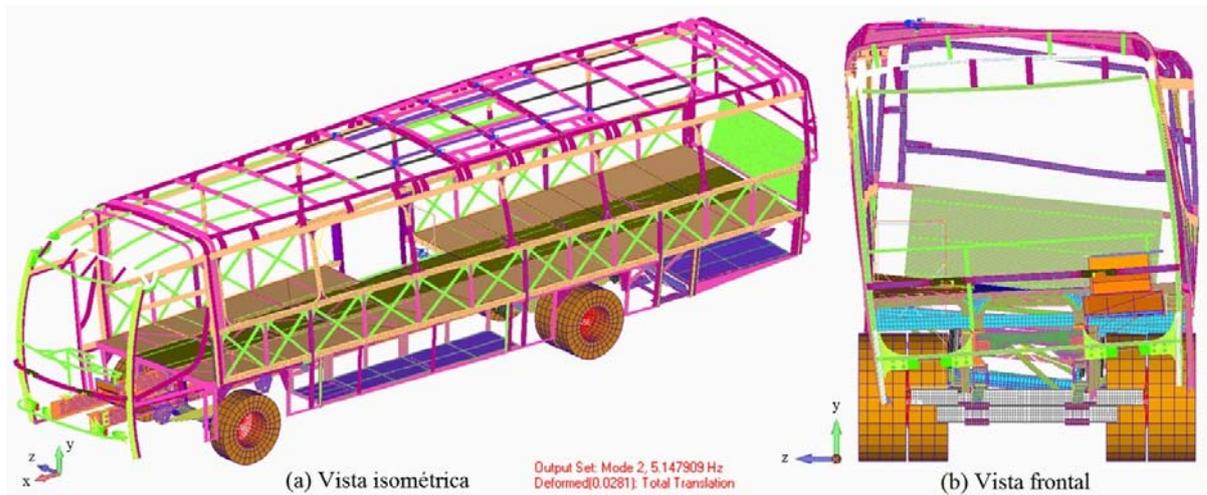
Através da análise também foi verificado que não aparecem modos locais de vibração da carroceria na região da plataforma, que possam influenciar na rigidez global do arranjo estrutural, devido à modificação da estrutura.

Figura 4.35 – Primeiro modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 4,4713$ Hz



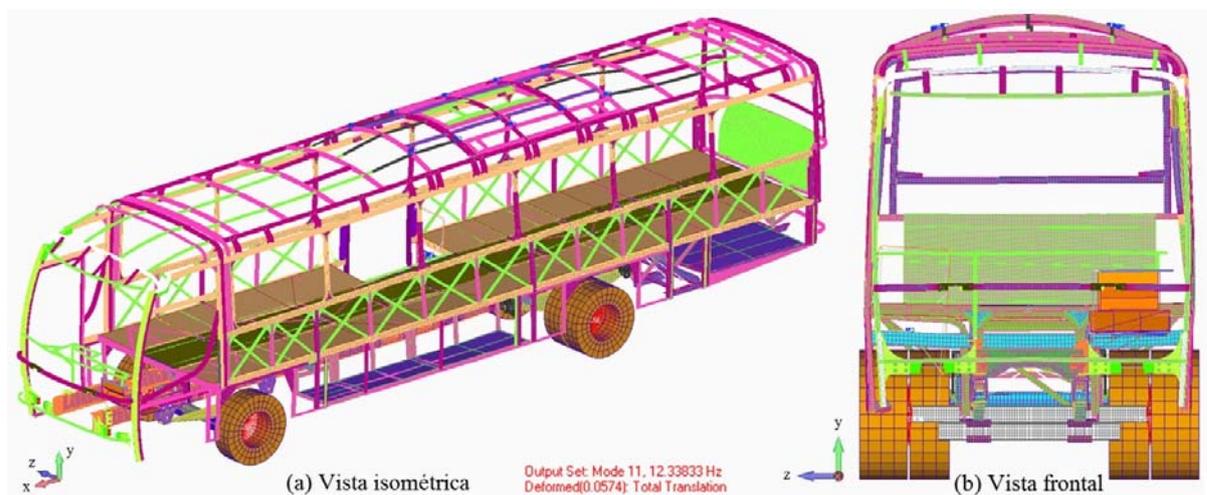
Fonte: Autor

Figura 4.36 – Segundo modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 5,1479$ Hz



Fonte: Autor

Figura 4.37 – Décimo primeiro modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 12,3383$ Hz



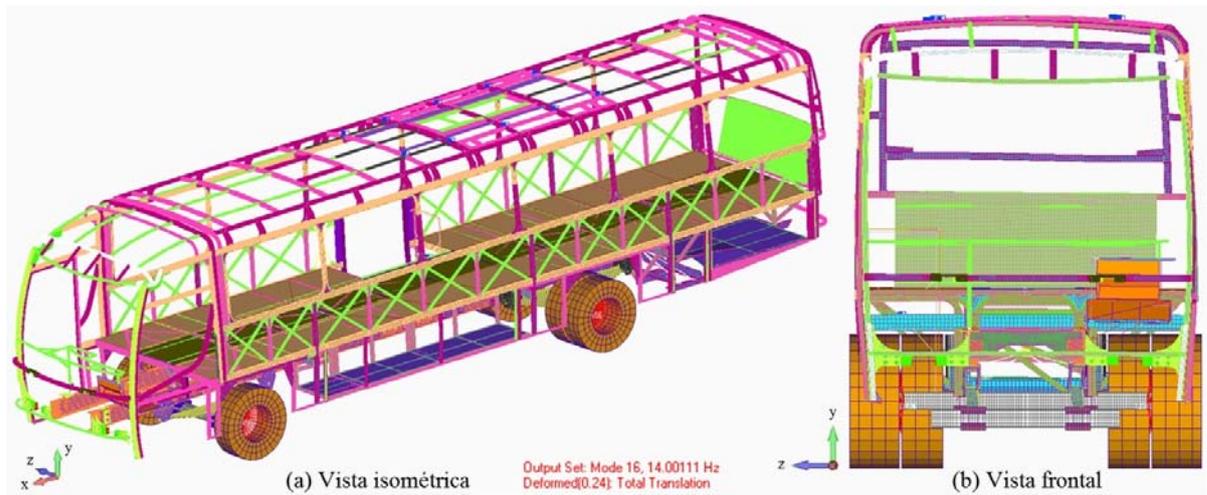
Fonte: Autor

Figura 4.38 – Décimo quinto modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 13,7430 \text{ Hz}$



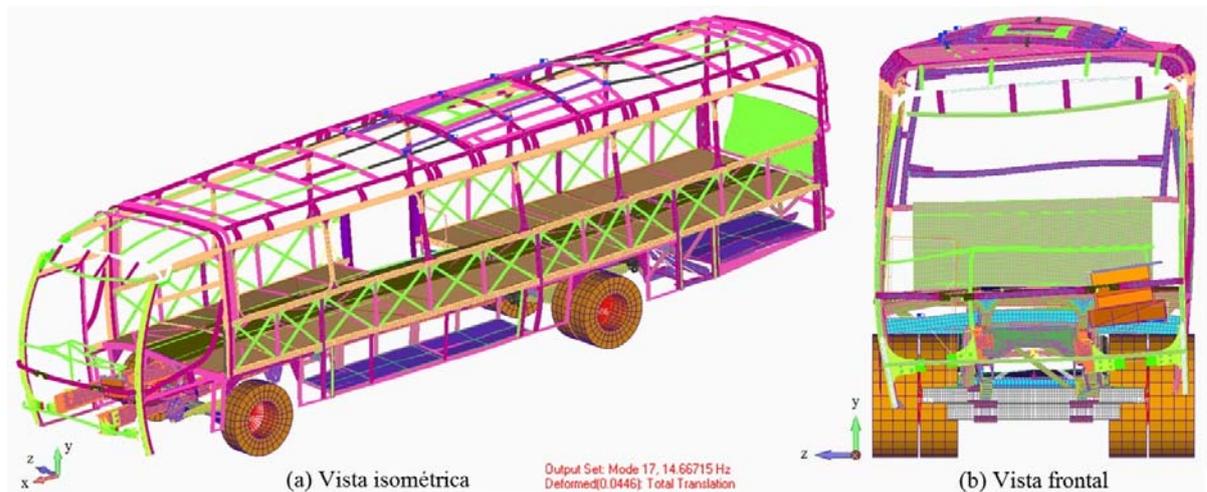
Fonte: Autor

Figura 4.39 – Décimo sexto modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 14,0011 \text{ Hz}$



Fonte: Autor

Figura 4.40 – Décimo sétimo modo de vibrar da carroceria modelo B – $f = 14,6671 \text{ Hz}$



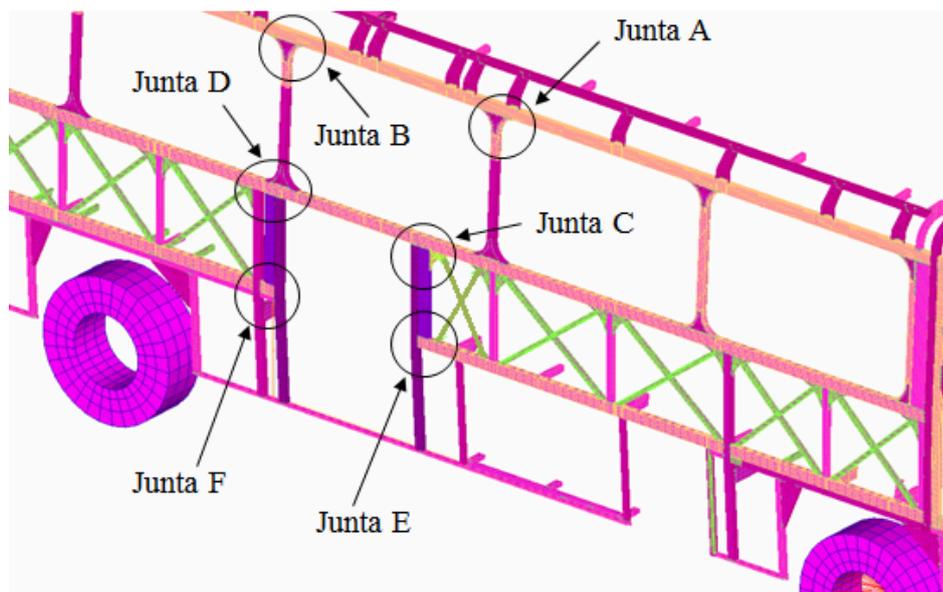
Fonte: Autor

Por meio das figuras é possível verificar que o comportamento dos modos também ficou semelhante ao do modelo referência, onde o primeiro e segundo modo tem características predominantes de torção, e os seguintes apresentam comportamento de torção e flexão combinadas. Também se repetiram os valores entre 4 e 15 Hz das faixas de frequências.

4.7.4 Análise das tensões da carroceria modelo B

A separação das juntas nas regiões em que foram analisadas as tensões no modelo numérico da carroceria com dispositivo do fabricante B, também foi realizada seguindo o mesmo conceito do modelo referência, com o objetivo de comparar os valores de tensões de Von Mises. A Figura 4.41 ilustra a representação das juntas com suas respectivas descrições e posições no modelo com dispositivo B.

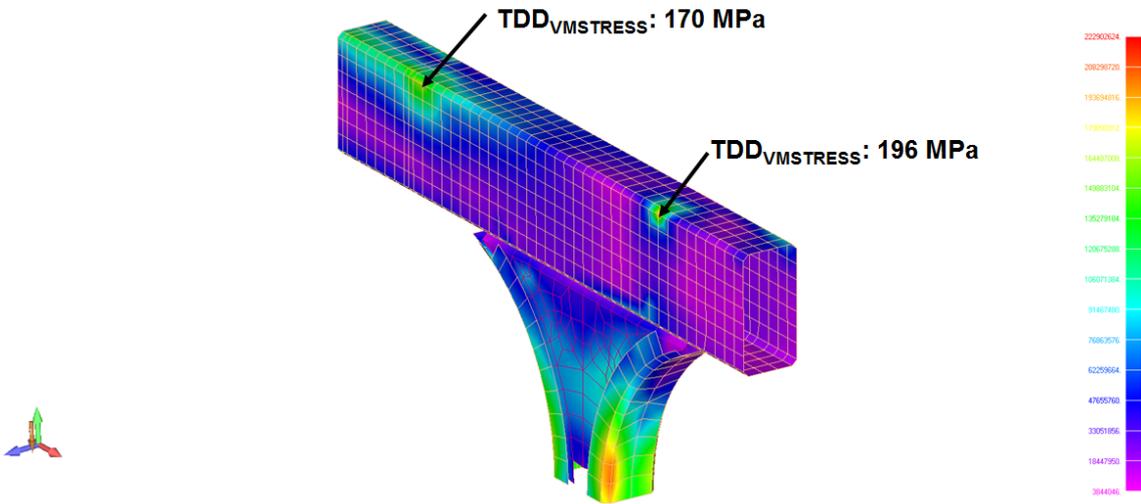
Figura 4.41 – Detalhe regiões críticas modelo com dispositivo B



Fonte: Autor

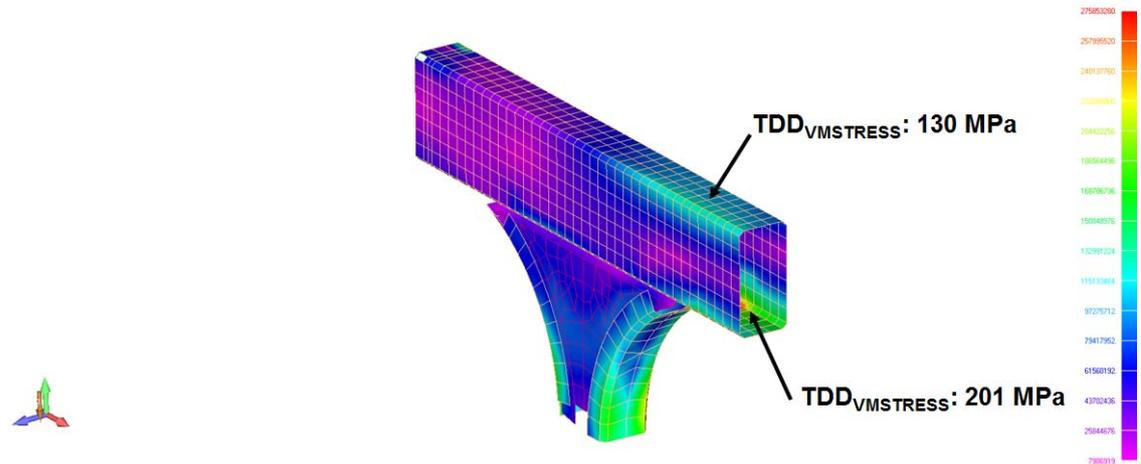
Para obter os valores de tensões no modelo numérico com o dispositivo de poltrona móvel do fabricante B, também foi seguido o mesmo procedimento realizado no modelo referência, aplicando uma torção dianteira direita (TDD). Também foram consideradas as mesmas restrições e condições de contorno. Desta forma, para cada junta foram identificadas as regiões que concentram os maiores valores de tensão, as quais estão ilustradas nas Figuras 4.42 a 4.47, que apresentam, respectivamente, as juntas A a F.

Figura 4.42 – Valores de tensões junta A do modelo com dispositivo B



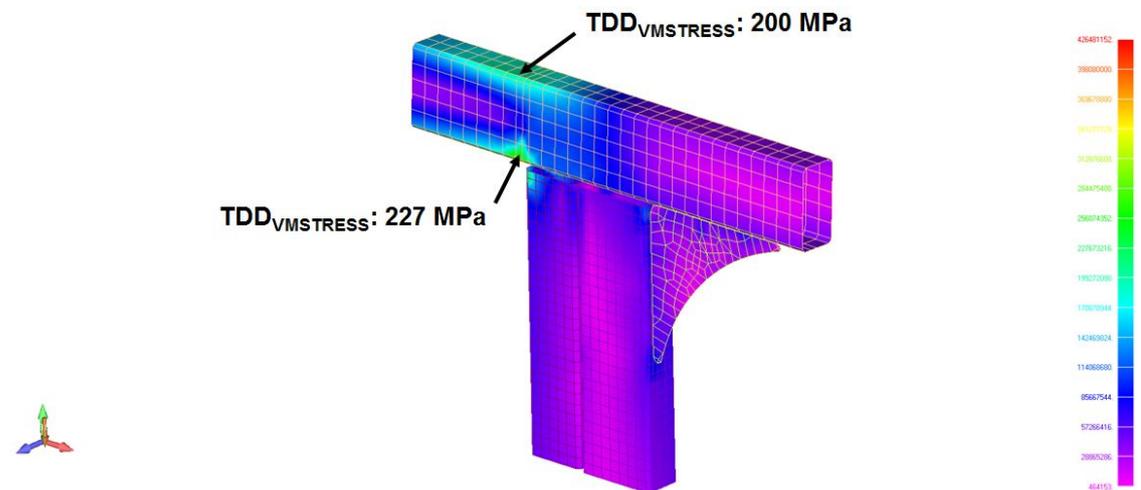
Fonte: Autor

Figura 4.43 – Valores de tensões junta B do modelo com dispositivo B



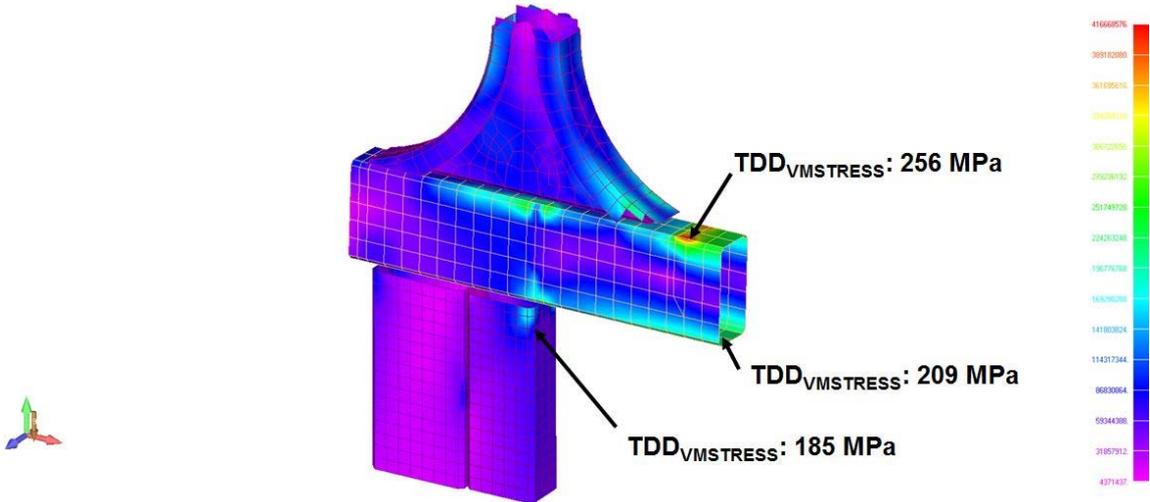
Fonte: Autor

Figura 4.44 – Valores de tensões junta C do modelo com dispositivo B



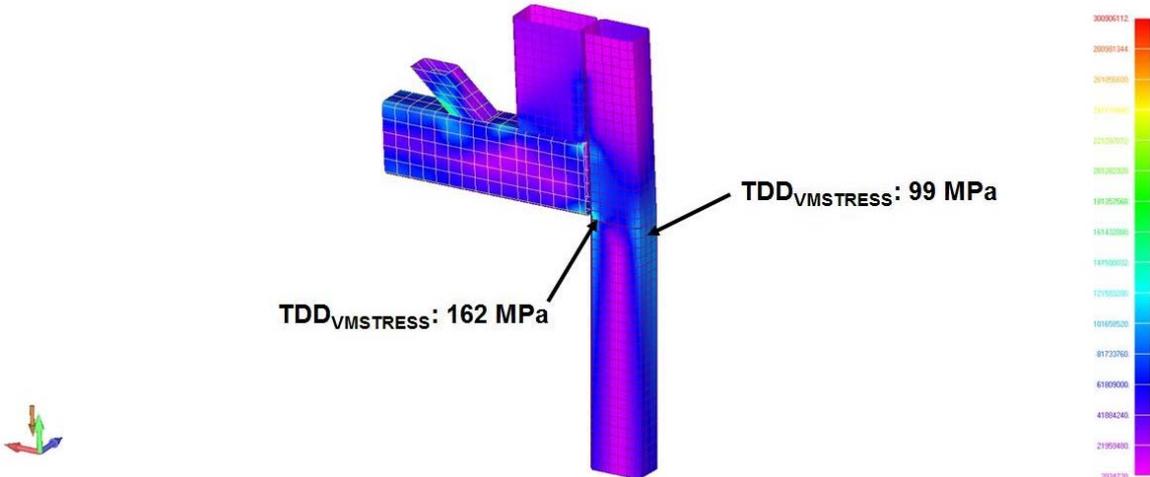
Fonte: Autor

Figura 4.45 – Valores de tensões junta D do modelo com dispositivo B



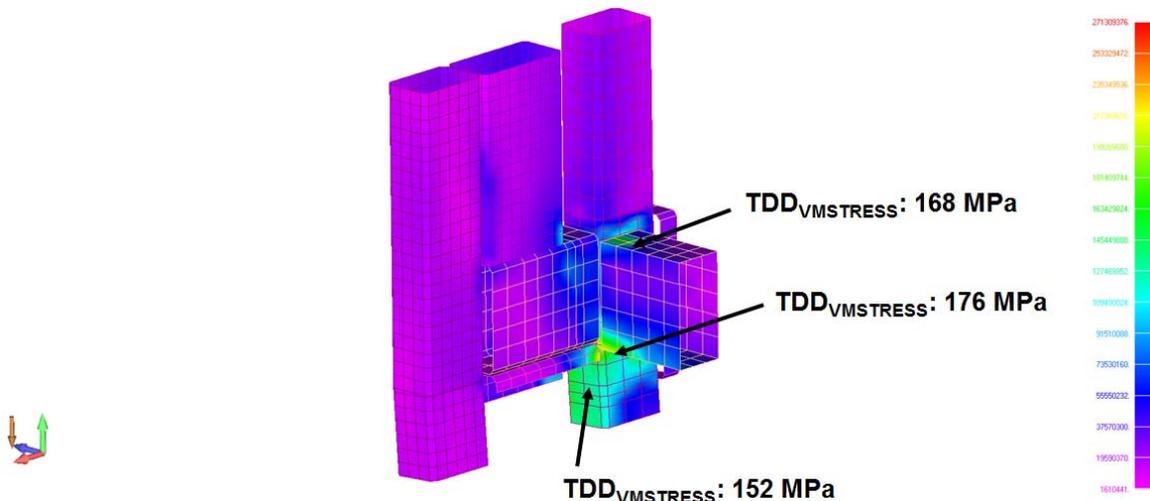
Fonte: Autor

Figura 4.46 – Valores de tensões junta E do modelo com dispositivo B



Fonte: Autor

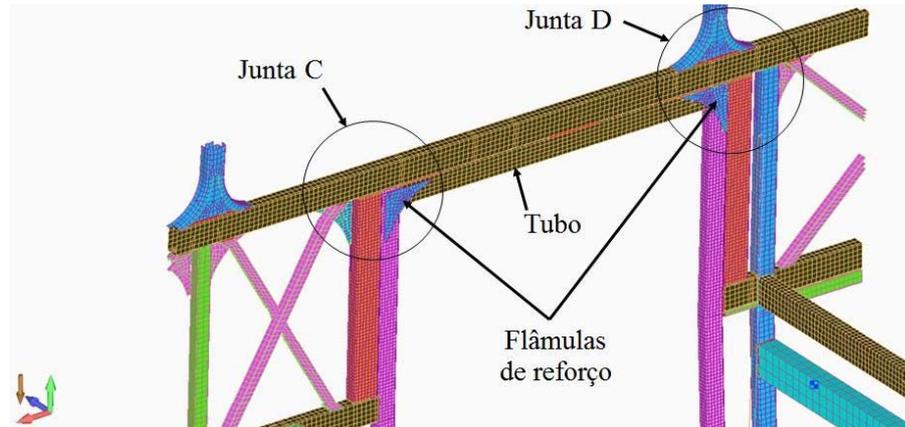
Figura 4.47 – Valores de tensões junta F do modelo com dispositivo B



Fonte: Autor

Devido à junta D ter apresentado valores de tensões bem maiores em relação ao modelo referência, foi necessário propor soluções de projeto visando à redução destes valores. Assim, para este arranjo estrutural em questão, foi sugerido o acréscimo de um tubo na região superior da porta e flâmulas de reforço na parte interna da lateral, para aliviar as tensões na região das juntas C e D, conforme representado na Figura 4.48.

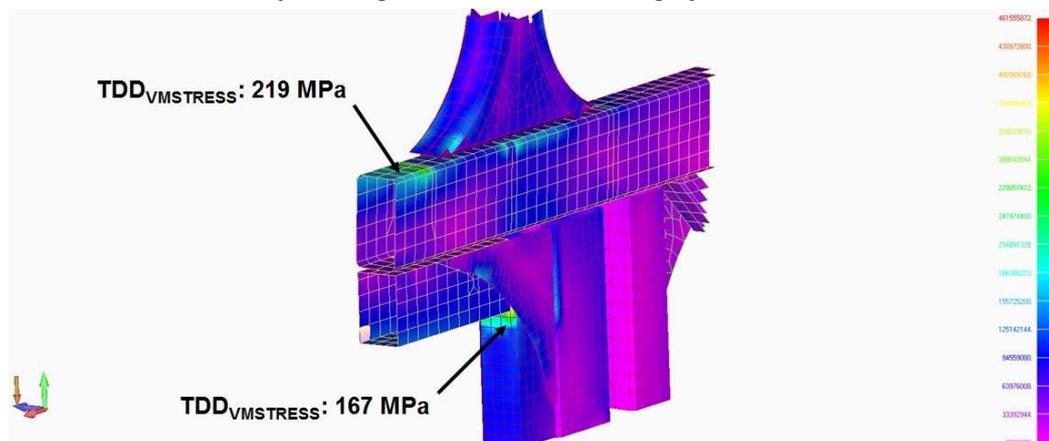
Figura 4.48 – Sugestão de projeto para alívio de tensões das juntas C e D



Fonte: Autor

Após alteração do modelo estrutural, foi adequado o modelo numérico e analisado novamente seguindo os mesmos procedimentos. Com esta modificação, foi identificado que os valores de tensões reduziram significativamente nas regiões das juntas C e D da carroceria com o acréscimo do dispositivo de poltrona móvel e, não causou mudança significativa nos valores de tensões nas regiões das juntas adjacentes a elas, viabilizando a aplicação da sugestão de melhoria do projeto. A Figura 4.49 apresenta os valores de tensões da junta D com a sugestão de projeto para alívio de tensões.

Figura 4.49 – Valores de tensões junta D após efetuado melhoria de projeto



Fonte: Autor

5 DISCUSSÕES DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os dados dos modelos e os valores obtidos nas análises numéricas dos modelos com dispositivos para transposição de fronteira, comparados ao modelo referência sem a implantação dos elevadores, a fim de discutir os resultados.

5.1 Dados dos modelos numéricos

A Tabela 5.1 apresenta as diferenças de dados dos modelos numéricos das carrocerias de ônibus analisados neste trabalho.

Tabela 5.1 – Dados dos modelos numéricos das carrocerias de ônibus

	Modelo Referência	Modelo A	Modelo B
Nº de Nós	905.156	914.727	907.072
Nº de Elementos	891.473	901.701	893.563
Massa (kg)	14.084	14.100	14.090

Fonte: Autor

Os números de nós e elementos tiveram um aumento nos modelos com dispositivos de transposição de fronteira em relação ao modelo referenciado, devido ao acréscimo de componentes estruturais das carrocerias e os elevadores. Já a pequena diferença no aumento de massa nas carrocerias com dispositivos se justifica pelo acréscimo dos elevadores e elementos estruturais no entorno das portas, mas que foram praticamente compensados principalmente pela redução do volume de bagagens para os dois modelos, e diminuição do número de passageiros para o caso do modelo A ocasionado pelo espaço do salão sem poltronas devido ao alojamento da cadeira de rodas.

5.2 Modos naturais de vibração

Como os valores de massa tiveram pouca alteração ou ficaram muito semelhantes, e a frequência natural está relacionada diretamente na variação de distribuição da massa, se comparados com o modelo referência, os valores de frequência dos modos naturais de vibração praticamente não sofreram alterações, conforme pode ser visto na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 – Valores de frequência dos modos naturais de vibração

Modos de vibrar da carroceria	Valores de Frequência (Hz)				
	Modelo Referência	Modelo A		Modelo B	
		Valores	Diferença (%)	Valores	Diferença (%)
1° modo	4,4297	4,5539	2,8	4,4713	0,9
2° modo	5,2043	5,3282	2,4	5,1479	1,1
11° modo	12,2445	12,4178	1,4	12,3383	0,8
15° modo	14,2081	14,1406	0,5	13,7430	3,4
16° modo	14,8107	14,5365	1,9	14,0011	5,8
17° modo	14,9515	14,9085	0,3	14,6671	1,9

Fonte: Autor

As maiores diferenças na frequência natural dos modelos de carrocerias com acréscimo dos elevadores em relação ao modelo referenciado foram no modo 16 de vibração do modelo B, que apresentou 0,8096 Hz, equivalente a 5,8% de variação, e também no modo 15 do modelo B com 0,4651 Hz, que representa uma variação de 3,4%. O restante dos modos de vibração apresentaram diferenças próximas a 0,1 Hz, representando uma pequena variação percentual.

5.3 Análise das tensões de Von Mises

A Tabela 5.3 apresenta a comparação dos valores máximos de tensões nas regiões das juntas do modelo numérico com elevador do fabricante A em relação ao modelo referência.

Tabela 5.3 – Comparação das tensões nas juntas Modelo Referência x Modelo A

Juntas	Valores Máximos de Tensões (MPa)		
	Modelo Referência	Modelo A	Diferença (%)
A	214,8	178	- 17,1
B	218,3	161	- 26,2
C	208,6	112	- 46,3
D	214,1	57	- 73,4
E	156	165	5,8
F	168	142	- 15,5

Fonte: Autor

A junta E do modelo A foi a única que apresentou um valor de tensão maior que do modelo referência, por isso está representada com uma diferença positiva de 5,8%. No entanto, essa diferença está dentro da tolerância admissível de até 10%, que permite liberar o projeto com este valor de tensão. Já as demais juntas apresentaram valores inferiores, indicando que a região está dimensionada para atender a durabilidade exigida em norma. Porém, no caso das juntas C e D que apresentaram valores muito menores, estas poderiam ser consideradas como superdimensionadas, o que viabilizaria a realização de uma otimização para reduzir custos e peso na carroceria. Essa grande diferença nestas duas juntas pode ser atribuída primeiramente ao fato do modelo referenciado ter apresentado tensões relativamente altas, com isso uma diferença maior, e também devido à boa amarração entre os tubos da porta e lateral, o que determinou que estas regiões tivessem baixos valores de tensões.

Com estes resultados de tensões apresentados na análise, pode-se constatar um bom dimensionamento no arranjo estrutural como solução de projeto para o acréscimo da plataforma elevatória do fabricante A, onde as juntas tendem a não falhar dentro do limite estabelecido pela norma para a durabilidade da carroceria, o que viabiliza a implantação neste modelo de carroceria de ônibus.

A Tabela 5.4 apresenta os valores máximos de tensões nas regiões das juntas do modelo numérico com elevador do fabricante B, comparados ao modelo sem instalação de elevadores.

Tabela 5.4 – Comparação das tensões nas juntas Modelo Referência x Modelo B

Juntas	Valores Máximos de Tensões (MPa)				
	Modelo Referência	Modelo B (Análise 1)		Modelo B (Análise 2)	
		Valores	Diferença (%)	Valores	Diferença (%)
A	214,8	196	- 8,8	-	-
B	218,3	201	- 7,9	-	-
C	208,6	227	8,8	-	-
D	214,1	256	19,6	219	2,3
E	156	162	3,8	-	-
F	168	176	4,8	-	-

Fonte: Autor

Os valores de tensões encontrados nas juntas A e B do modelo B ficaram menores em relação ao modelo referência, já para as juntas C, E e F as tensões foram maiores, o que

representa diferenças positivas. No entanto, estas diferenças foram inferiores a 10%, estando dentro da tolerância admissível. Porém, não foi o caso da junta D, que diferente das demais, apresentou valores 19,6% maiores, sendo uma alta concentração de tensão na análise realizada com a primeira proposta aplicada no arranjo estrutural. Desta forma, foi necessário propor uma nova solução de projeto em busca da diminuição destes valores nestas regiões, que, após nova análise, apresentou uma boa redução (aproximadamente 17% menor em relação à primeira análise), resultando num valor maior que do modelo referenciado (diferença de 2,3%), mas dentro da tolerância admissível, o que viabiliza sua aplicação como sugestão para o conjunto estrutural estudado.

Com isso, os resultados de tensões apresentados nas análises indicam o correto dimensionamento do arranjo estrutural como solução de projeto para o acréscimo do dispositivo de poltrona móvel do fabricante B, permitindo a implantação neste modelo de carroceria de ônibus rodoviário, pois as juntas estruturais continuam tendendo a não falhar dentro do limite estabelecido pela legislação para a durabilidade da carroceria.

5.4 Considerações análise tombamento

Devido ao modelo de carroceria de ônibus utilizado como referência para este estudo ser homologado diante ensaio de tombamento, com a realização deste trabalho, os modelos estruturais com o acréscimo dos elevadores também foram avaliados, sendo constatado que estas modificações no arranjo estrutural não influenciaram em nada na segurança da carroceria. Isso é pelo fato que o tombamento se baseia na formação da gaiola do arranjo estrutural, e estas modificações não afetaram negativamente os elementos estruturais essenciais para validação perante tombamento, até porque a rigidez praticamente não mudou, mas sim contribuem para um melhor resultado, pois foram acrescentados os tubos verticais junto das portas que fortalecem o conjunto estrutural para o tombamento.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 Conclusões

Este trabalho foi proposto com o objetivo de analisar o arranjo estrutural de uma carroceria de ônibus rodoviário, verificando sua capacidade de resistência com a inclusão de plataformas elevatórias, comparado com uma carroceria sem os dispositivos para transposição de fronteira que possui o modelo estrutural validado experimentalmente, avaliando o efeito sobre a estrutura devido à colocação de dois diferentes modelos de elevadores e, propondo soluções e/ou sugestões que viabilizem a implantação destes dispositivos para prover acessibilidade nestes modelos de carrocerias.

Com relação aos objetivos propostos, pode-se afirmar que todos foram alcançados, pois as análises de elementos finitos realizadas nos modelos numéricos dos conjuntos estruturais com e sem os dispositivos para transposição de fronteira, proporcionaram avaliar os valores de tensões que atuam nas carrocerias e a rigidez dos arranjos por meio da análise modal.

Através da análise modal pode-se constatar que a pequena alteração dos valores de massa das carrocerias com elevadores em relação ao modelo referência, resultou em uma baixa variação de frequência dos modos naturais de vibração, podendo ser considerada desprezível. Isso ocorre porque o comportamento modal está relacionado diretamente à distribuição de massa, e como nestes arranjos as distribuições são semelhantes, praticamente não existirá variação na frequência natural. Logo, pode-se concluir que o acréscimo dos dispositivos para transposição de fronteira não causou significativa mudança na rigidez global dos modelos analisados, tornando válida toda metodologia aplicada para avaliação da rigidez do conjunto estrutural.

Com a comparação das tensões de Von Mises que atuam nas carrocerias, através das análises de elementos finitos, foi possível verificar que os valores de tensões nas juntas dos modelos com aplicação de elevadores ficaram menores ou dentro da tolerância permitida, em relação ao modelo referência. Logo, as tensões simuladas ficaram semelhantes ao modelo real. Considerando que o modelo validado experimentalmente está dimensionado corretamente e não tende a falhar dentro do limite estabelecido pela norma para a durabilidade da carroceria, através da comparação dos resultados obtidos pela análise numérica, pode-se concluir que as carrocerias com plataforma elevatória e dispositivo de poltrona móvel tendem a não falhar no limite de vida finita determinado pela legislação.

Assim, também se pode concluir que é possível implantar os dispositivos de transposição de fronteira nas carrocerias de ônibus rodoviários, desde que seja desenvolvido um arranjo estrutural para cada versão de produto que possibilite obter valores de tensões que não comprometam a vida do modelo de carroceria analisada. Caso forem encontrados números que afetem a resistência estrutural daquele ônibus avaliado, será necessário modificar a estrutura concebida e realizar novas análises, repetindo o procedimento até que seja viabilizada a aplicação destes elevadores no ônibus rodoviário a fim de prover a acessibilidade nestes modelos de carrocerias.

Com a realização destes estudos e análises, pode-se concluir que a carroceria de ônibus analisada tem capacidade de resistência para proporcionar a colocação de plataformas elevatórias, oferecendo condições favoráveis de acessibilidade em ônibus rodoviários para as pessoas com deficiências ou mobilidade reduzidas.

6.2 Trabalhos futuros

Considerando válida a metodologia aplicada para viabilizar a implantação dos modelos de dispositivos para transposição de fronteira estudados neste trabalho, esta mesma análise poderá se estender e ser realizada para implantação de novos conceitos de elevadores, caso estes surgirem como opção de aplicação em carrocerias de ônibus rodoviários.

Para comprovar que a metodologia aplicada é verdadeira, poderão ser construídos os modelos físicos e submetidos aos ensaios experimentais, comprovando a tese defendida neste trabalho através das análises numéricas em elementos finitos.

Pode-se realizar teste experimental de tombamento para validar a análise numérica dos modelos de carrocerias de ônibus rodoviários com acréscimo dos elevadores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA NACIONAL DE TRANSPORTES TERRESTRES. Resolução n. 3871, de 01 de agosto de 2012. Estabelece procedimentos a serem observados pelas empresas transportadoras, para assegurar condições de acessibilidade às pessoas com deficiência ou com mobilidade reduzida na utilização dos serviços de transporte rodoviário interestadual e internacional de passageiros e, dá outras providências.

ALVES FILHO, A.. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE**. Érica, São Paulo, 2000.

ALVES FILHO, A.. **Elementos Finitos: A Base da Tecnologia CAE – Análise Dinâmica**. Érica, São Paulo, 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 9050**. Rio de Janeiro, 2004. 97 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15320**. Rio de Janeiro, 2005. 8 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 14022**. Rio de Janeiro, 2011. 20 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15570**. Rio de Janeiro, 2011. 62 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15646**. Rio de Janeiro, 2011. 28 p.

AZEVEDO, Álvaro F. M. **Método dos Elementos Finitos**. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto Portugal. 1ª Edição, Abril 2003. Disponível em: <<http://www.fe.up.pt/~alvaro>> Acesso em: 10 nov. 2013.

BAEK, S. H.; CHO, S. S.; JOO, W. S. Fatigue life prediction based on the rainflow cycle counting method for the end beam of a freight car bogie. **International Journal of Automotive Technology**, Busan, v. 9. n. 1, p. 95-101, 2008.

BELOPEDE, Eduardo. **Acessibilidade – Seminário sobre Acessibilidade nos Transportes Coletivos – Rodoviário e Aquaviário. Palestra: As Normas de Acessibilidade**. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/qualidade/acessibilidade/acessibilidadePalestras.asp>> Acesso em: 14 dez. 2013.

BRASIL. Decreto n. 3.298, de 20 de dezembro de 1999. Dispõe sobre a Política Nacional para a Integração da Pessoa Portadora de Deficiência, consolida as normas de proteção, e dá outras providências. Brasília: Presidência da República.

BRASIL. Decreto n. 5.296, de 2 de dezembro de 2004. Regulamenta as Leis nºs 10.048, de 8 de novembro de 2000, e 10.098 de 19 de dezembro de 2000, e dá outras providências. Brasília: Presidência da República.

BRASIL. Lei 7.853, de 24 de outubro de 1989. Dispõe sobre o apoio às pessoas portadoras de deficiência, sua integração social, institui a tutela jurisdicional de interesses coletivos ou difusos dessas pessoas, disciplina a atuação do Ministério Público, define crimes, e dá outras providências. Brasília: Presidência da República.

BRASIL. Lei 10.048, de 8 de novembro de 2000. Dispõe sobre a prioridade de atendimento às pessoas que especifica, e dá outras providências. Brasília: Presidência da República.

BRASIL. Lei 10.098, de 19 de dezembro de 2000. Estabelece normas gerais e critérios básicos para a promoção da acessibilidade das pessoas portadoras de deficiência ou com mobilidade reduzida, e dá outras providências. Brasília: Presidência da República.

BRANCO, C. Moura; FERNANDES, A. Augusto; CASTRO, Paulo M. S. Tavares de. **Fadiga de estruturas soldadas**. 2. ed. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian, 1999.

BROWN, J. C., ROBERTSON, J., SERPENTO, S. T., **Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals**, SAE International, 2002.

CASTRO SOBRINHO. **Introdução ao método dos elementos finitos**. Guanabara Dois, Rio de Janeiro, 2006.

CASTRO, Jaime Tupiassú P.; MEGGIOLARO, Marco A. **Fadiga sob cargas reais de serviço**. Rio de Janeiro: Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2002.

CHAVES, Ricardo; GOMES, Natacha. O caminho das jardineiras. **Almanaque Gaúcho**. Disponível em: <<http://wp.clicrbs.com.br/almanaquegaucho/2012/09/10/o-caminho-das-jardineiras/>> Acesso em: 15 dez. 2013.

CIAPPARINI, Joel Vicente. **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista**. Dissertação (Mestrado de Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

COLIM, G. M. **Fadiga dos materiais**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. São Paulo, Maio 2006.

Condições de Vida das Pessoas com Deficiência no Brasil. Disponível em: <http://www.senado.gov.br/noticias/datasenado/pdf/datasenado/DataSenado-Pesquisa-Condicoes_de_Vida_das_Pessoas_com_Deficiencia_no_Brasiln.pdf> Acesso em: 03 jan. 2014.

CONSELHO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL. Resolução n.º 14, de 20 de dezembro de 2006. Dispõe sobre a vinculação da Norma ABNT NBR 14022/2006 – Acessibilidade em veículos de características urbanas para o transporte coletivo de passageiros ao Decreto n.º 5.296/2004.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Resolução n.º 811, de 27 de fevereiro de 1996. Estabelece os requisitos de segurança para veículos de transporte coletivo de passageiros (ônibus e micro-ônibus) de fabricação nacional e estrangeira.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Resolução n.º 316, de 08 de maio de 2009. Estabelece os requisitos de segurança para veículos de transporte coletivo de passageiros M2 e M3 (tipos micro-ônibus e ônibus) de fabricação nacional e estrangeira.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Resolução n.º 445, de 25 de junho de 2013. Estabelece os requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros e transporte de passageiros tipos micro-ônibus e ônibus, categoria M3 de fabricação nacional e importado.

DIAS DE MEIRA JUNIOR, Agenor. **Avaliação do comportamento da estrutura de ônibus rodoviário solicitado a impacto frontal**. Tese (Doutorado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

DOWLING, Norman E. **Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for deformation, fracture and fatigue**. 3. ed. New Jersey: Pearson Prentice Hall, 2007.

FERREIRA, Samuel Elias. **A durabilidade da carroceria de um veículo de passeio simulada no laboratório**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – na área de concentração “Projeto Mecânico”) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2011.

História do ônibus. Disponível em: <http://www.milbus.com.br/hist_portal/> Acesso em: 15 dez. 2013.

História do Transporte Urbano no Brasil – Curiosidades. Disponível em: <<http://www.autoclassic.com.br/autoclassic2/?author=1&paged=68>> Acesso em: 15/12/2013.

LEE, Y.L., PAN, J., HATHAWAY, R., BARKEY, M., **Fatigue Testing and Analysis**, Elsevier, Oxford, 2005.

Marcopolo produz ônibus com elevador. **Diário Popular**. Pelotas, 8 nov. 2002. Disponível em: <http://srv-net.diariopopular.com.br/08_11_02/ip031118.html> Acesso em: 15 dez. 2013.

Museu Virtual do Transporte Urbano. O transporte no Brasil. Disponível em: <<http://www.museudantu.org.br/Brasil/indigrassi.jpg>> Acesso em: 26 nov. 2013.

Ônibus rodoviário com elevador. **Revista AutoBus**, Atibaia, ano 3, n.º 20, set/out. 2013. Disponível em: <http://www.revistaautobus.com.br/wp-content/themes/theme1447/images/revista_digital/20edicao/index.html> Acesso em: 10 dez. 2013.

Os ônibus. Disponível em: <<http://www.anfavea.com.br/50anos/144.pdf>> Acesso em: 15 dez. 2013.

SCANIA, 2005. **Manual dos construtores de ônibus**.

SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G.. **Projeto de engenharia mecânica**. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

SHIMOSAKAI, Ricardo. **A história do primeiro ônibus acessível do Brasil**. Disponível em: <<http://turismoadaptado.wordpress.com/2010/08/09/>> Acesso em: 15 dez. 2013.

SHIMOSAKAI, Ricardo. **Cadeira de transbordo em ônibus rodoviário: uma solução adequada de acessibilidade?** Disponível em: <<http://acessodeficiente.blogspot.com.br/2013/08/cadeira-de-transbordo-em-onibus.html>> Acesso em: 15 dez. 2013.

SURESH, S. **Fatigue of Materials**. 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.

STEPHENS, Ralph I.; FATEMI, Ali; STEPHENS, Robert R.; FUCHS, Henry O. **Metal Fatigue in Engineering**. 2. ed. New York: Wiley Interscience, 2001.

TIMOSHENKO, S.; GOODIER, J. N. **Teoria da elasticidade**. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1980.

WALBER, Márcio. **Avaliação dos Níveis de Vibração Existentes entre Passageiros de Ônibus Rodoviários Intermunicipais, Análise e Modificação Projetual**. Tese (Doutorado em Engenharia) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

<<http://www.elevitta.com.br>> Acesso em: 17 dez. 2013.

<<http://www.ortobras.com.br>> Acesso em: 16 dez. 2013.

<http://www.prefeitura.sp.gov.br/cidade/secretarias/pessoa_com_deficiencia/conselho/noticias/?p=172365> Acesso em: 04 jul. 2014.