

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

ESTUDO NUMÉRICO DO SISTEMA DE FIXAÇÃO DE UM BANCO VEICULAR MEDIANTE CARREGAMENTO ESTÁTICO E DINÂMICO

Paulo Guilherme Marques Flávio

Brasília, 06 de Fevereiro de 2018

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**



DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

ESTUDO NUMÉRICO DO SISTEMA DE FIXAÇÃO DE UM BANCO VEICULAR MEDIANTE CARREGAMENTO ESTÁTICO E DINÂMICO

PAULO GUILHERME MARQUES FLÁVIO

Dissertação Submetida ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Sistemas Mecatrônicos.

Banca Examinadora

Prof. Dra. Rita de Cássia Silva, FGA/ UnB (Orientador)

*Prof. Dr. Cosme Roberto Moreira da Silva, ENM / UnB
(examinador interno)*

*Prof. Dr. Alessandro Borges de Sousa Oliveira, FGA/ UnB
(examinador externo)*

Dedico ao tempo, esse devorador de coisas!

Paulo Guilherme Marques Flávio

Agradecimentos

São tantas pessoas a agradecer que receio, eu, me olvidar de alguém. Em primeiro lugar gostaria de agradecer a Deus por me permitir alcançar tal feito.

Gostaria também de agradecer a minha orientadora Rita de Cássia Silva. Não tenho a menor dúvida que sem a sua orientação, onde os menores detalhes são importantes para que se logre os objetivos, não alcançaria a etapa final do mestrado. Agradeço a sua paciência, às conversas e à dedicação que vejo na senhora na arte de ensinar e orientar. Sem sombra de dúvidas o meu crescimento, tanto acadêmico quanto pessoal foram reforçados pela convivência.

Não menos importante, gostaria também de agradecer aos meus pais, minha irmã e ao Bruno. Vocês são o que há de mais importante em minha vida. Agradeço ao suporte e ao amor que me oferecem. Aos meus pais agradeço em especial à base sólida que me concederam. Esta base, com toda certeza, facilitou alcançar sonhos que, provavelmente, nem eu nem vocês um dia vislumbraria.

Seguindo os agradecimentos, gostaria de mostrar a minha gratidão pela minha família e amigos que tenho presente em minha vida. Como já vos disse um dia, cada um de vocês me agrega algo. A construção diária e consolidação do meu Eu é uma mescla do que eu vejo de mais belo em cada um.

Deixo em separado um agradecimento às amizades concretizadas na experiência que considero a mais construtiva na minha vida, o intercâmbio. A distância de vocês é só física. Os laços que foram criados são perpétuos no meu ser. A vivência com vocês permitiu-me crescer.

Por fim, gostaria de agradecer a todos os professores que passaram no meu caminho. A arte e o amor em ensinar de alguns me mostraram a mais bela das profissões, o professor.

Paulo Guilherme Marques Flávio.

RESUMO

O banco veicular é um componente de segurança passiva que desempenha um papel de suma importância no posicionamento e restrição dos passageiros, tanto em uso habitual quanto em situações fortuitas, como na ocorrência de colisões. A falha neste componente pode colocar em risco a condução do veículo e, conseqüentemente, a segurança dos seus ocupantes. Com o objetivo de regulamentá-los, as normas ECE 17, FMVSS 207 e NBR 15283 apresentam os requisitos dos elementos que os constitui, em especial daqueles que asseguram a ancoragem do banco ao assoalho do veículo: trilho, mecanismo de trava e parafusos de fixação, a fim de minimizar a possibilidade de falha por forças provenientes de uma colisão inesperada. A definição da norma ECE 17 permitiu estabelecer os procedimentos numéricos, realizados, prioritariamente, por meio de softwares comerciais em Elementos Finitos, onde uma curva de aceleração pré-determinada foi imposta ao banco veicular, simulando impactos frontais e traseiros. A aplicação de tal esforço externo permitiu realizar um conjunto de análises lineares, não-lineares, quasi-estáticas e dinâmicas no sistema de fixação do banco, o que possibilitou a obtenção de dados referentes aos deslocamentos, deformações e tensões que tais elementos estão submetidos. Diante de tais resultados, uma melhor compreensão do comportamento do sistema de fixação do banco foi alcançada, permitindo, por exemplo, uma definição de metodologia de verificação numérica de bancos veiculares. Não menos importante, diante dos dados de tensões e deformações, análises de previsão de vida à fadiga foram realizados, a fim de avaliar questões que tangem o projeto do banco averiguado.

ABSTRACT

The safety of vehicle seats plays an important role in positioning and restraining passengers during usual travel and fortuitous events, such as collisions. ECE 17, FMVSS 207 and NBR 15283 regulates their elements' requirements, in particular those that ensure the anchorage of the seat to the vehicle's floor (seat track, locking mechanism and fixing screws), aiming to minimize the likelihood of failure by forces of an unexpected collision. The definition of the ECE 17 allowed to establish the numerical procedures, in which a predetermined acceleration curve was imposed on the car seat, simulating frontal and rear impacts. The application of such external force led to the realization of a set of linear, non-linear, quasi-static and dynamic analyzes in fastening components, making it possible to obtain data regarding displacements, strains and stresses to which such element are submitted. In view of these results, a better understanding of the behavior of fastening components was achieved, defining a numerical methodology for car seats. Lastly, face to the stress and strain data, fatigue life prediction analyzes were performed in order to evaluate issues related to car seats. For the numerical procedures, commercial software in Finite Elements Method was applied.

Sumário

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Contextualização	1
1.2 Justificativa	2
1.3 Objetivos	4
1.4 Organização do Trabalho	5
2. Bancos veiculares e normas regulamentadoras	7
2.1 Aspectos Gerais de Bancos Veiculares	7
2.2 Estudos Experimentais e Numéricos de Bancos Veiculares	11
2.3 Normas e Regulamentos	15
2.3.1 Norma Europeia ECE 17	15
2.3.2 Normas Americana FMVSS 207	17
2.4. Definições de Estratégias Numéricas	18
3. Método dos elementos finitos – Investigações Não-Lineares	20
3.1 Aproximação Básica para uma Solução Incremental	23
3.2 Medidas de Deformações	26
3.3 Medidas de Tensões	29
3.3.1 Tensor de Cauchy	29
3.3.2 Tensores Tensão de Piola-Kirchhoff	30
3.4 Formulação da Mecânica do Contínuo	31
3.4.1 Formulação Lagrangeana Total	32
3.4.2 Formulação de Lagrangeana Melhorada	35
3.5 Critérios de Convergência	37
3.6 Solução de Análise Dinâmica	40
3.6.1 Integração Explícita (Método das Diferenças Centrais)	41
3.6.2 Integração Implícita (Técnica Trapezoidal)	42
3.7 Processo de Discretização em EF	44
3.7.1 Elementos Bidimensionais	44
3.7.2 Elementos Tridimensionais	46
3.8 Mecânica do Contato	50
4. Metodologia de Verificação Numérica de Bancos Veiculares	54
4.1 Aspectos Gerais	54
4.2 Propriedades dos Materiais	58
4.3 Análise Global	60
4.4 Análises Específicas	66
4.4.1 Análise Modal e Harmônica	66
4.4.2 Estudo de Convergência de Malha	69
4.4.3 Estudo do Contato Numérico	72
4.4.4 Aplicação de Condições de Contorno	76
4.4.5 Aceleradores de Convergência e Definição de Parâmetros da Etapa de Processamento	77
5. Simulação de Colisão: Resultados e Discussões	80
5.1 Análise Linear	80
5.2 Análise Não-Linear: Simulação de Impacto a 20g	82
5.2.1 Colisão Traseira: Comportamento Estático e Dinâmico	82
5.2.2 Colisão Dianteira: Comportamento Estático e Dinâmico	87
5.3 Análise Não-Linear: Simulação de Impacto a 30g	91
5.3.1 Colisão Traseira	91
5.3.2 Colisão Dianteira	94
5.3 Verificação de Instabilidades	96
5.4 Análise de Previsão de Vida à Fadiga	99
6 Conclusões	104
6.1 Considerações Gerais	104
6.2 Sugestão para Desenvolvimentos Futuros	106
7 Bibliografia	107

LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 Vista explodida de um banco veicular (Sengul, C. 2010).	8
Figura 2. 2 Elementos da zona de ancoragem do banco junto ao assoalho do veículo.	9
Figura 2. 3 Modelo completo à esquerda; modelo simplificado à direita.	10
Figura 2. 4 Elementos que compõem a zona de ancoragem do banco ao assoalho do veículo.	10
Figura 2. 5 Locais de maiores níveis de tensão em simulação de impacto (Chelikani, A., 2007).	12
Figura 2. 6 Modelo Discreto e gradiente de tensão (Chelikani, A., 2007).	13
Figura 2. 7 Verificação do trilho do banco: Modelo Cad e em elementos finitos (Morge, M., 2014).	14
Figura 2. 8 Ensaio da resistência do encosto do banco (ECE 17, 2009).	16
Figura 2. 9 Ensaio da resistência das ancoragens de bancos veiculares: Imposição de acelerações. (ECE 17, 2009).	17
Figura 3. 1 Modelos Tensão vs Deformação (Simo, J. C e Hughes, T. J. R. (1994))	21
Figura 3. 2 Configurações de análises em MEF (Bathe, K. J. 1982)	22
Figura 3. 3 Corpo submetido a um conjunto de esforços externos e deslocamentos (Bathe, K. J. 1982)	23
Figura 3. 4 Imposição de agentes externos a um corpo sólido.	23
Figura 3. 5 Esquemático da sequência das grandezas obtidas via MEF.	26
Figura 3. 6 Descrição cinemática de acordo com a mecânica do contínuo (N. Moës, 2015).	26
Figura 3. 7 Representação do tensor tensão de Cauchy.	29
Figura 3. 8 Representação temporal da deformada de um corpo a partir de uma descrição Lagrangeana (Bathe, K. J. 1982, modificado).	31
Figura 3. 9 Fluxograma da aplicação do processo iterativo: Formulação Lagrangeana Total.	34
Figura 3. 10 Método de Newton-Raphson completo: sistema de 1 grau de liberdade (Bathe, K. J. 1982, modificado).	39
Figura 3. 11 Elementos bidimensionais e tridimensionais isoparamétricos (Zienkiewicz, O. C e Taylor, R. L., 2000).	44
Figura 3. 12 Elemento triangular linear (Zienkiewicz, O. C e Taylor, R. L., 2000).	45
Figura 3. 13 Elemento tetraédrico linear (Zienkiewicz, O. C e Taylor, R. L., 2000).	47
Figura 3. 14 Representação de contato entre dois corpos (Bathe, K. J. 1982, modificado).	51
Figura 3. 15 Definições usadas em análises de contato (Bathe, K. J. 1982, modificado).	52
Figura 4. 1 Esquemático dos softwares utilizados nas etapas de pré-processamento, processamento e pós processamento.	54
Figura 4. 2 Esquemático sequencial para averiguação de banco veicular.	56
Figura 4. 3 Elementos adotados no estudo do banco veicular.	57
Figura 4. 4 Curva tensão vs deformação: Trilho do banco.	59
Figura 4. 5 Curva S-N do trilho do Mecanismo de trava - modelo de Stromeyer.	60
Figura 4. 6 Curva S-N do trilho do banco - modelo de Stromeyer.	60
Figura 4. 7 Modelo discreto do banco completo.	63
Figura 4. 8 Modelo discreto: zona de ancoragem do banco ao assoalho do veículo.	63

Figura 4. 9 Esquemático dos dados obtidos via aplicação de submodelos. _____	64
Figura 4. 10 Gradiente de deslocamentos para o mecanismo de trava à esquerda em uma colisão traseira. _____	65
Figura 4. 11 Força resultante no mecanismo de trava à esquerda em uma colisão traseira. _____	65
Figura 4. 12 Primeiro modo de vibração: trilho e mecanismo de trava. _____	67
Figura 4. 13 Segundo Modo de Vibração: trilho e mecanismo de trava. _____	68
Figura 4. 14 Amplitude de tensão vs frequência: Análise Harmônica. _____	69
Figura 4. 15 Gráfico comparativo entre a tensão e dimensão de elemento para o estudo de convergência de malha. _____	71
Figura 4. 16 Gráfico logarítmico em base 10 do tempo de processamento em relação à dimensão do elemento. _____	72
Figura 4. 17 Contato entre parafuso e trilho do banco. _____	73
Figura 4. 18 Contato entre mecanismo de trava e trilho do banco. _____	74
Figura 4. 19 Restrição aplicada no mecanismo de trava devido o trilho fêmea. _____	76
Figura 4. 20 Aplicação de engastes na superfície dos parafusos. _____	77
Figura 4. 21 Local de aplicação da força devido às acelerações impostas. _____	77
Figura 5. 1 Curva tensão-deformação do trilho - Análise linear em um comportamento quasi-estático. _____	80
Figura 5. 2 Curva tensão-deformação do mecanismo de trava - Análise linear em um comportamento quasi-estático. _____	80
Figura 5. 3 Curva tensão-deformação dos parafusos – Análise linear em um comportamento quasi-estático. _____	81
Figura 5. 4 Gradiente de tensão: furo circular à esquerda e furo oblongo à direita. _____	82
Figura 5. 5 Regiões de análise-trilho do banco - colisão traseira. _____	82
Figura 5. 6 Regiões de análise-mecanismo de trava – colisão traseira. _____	83
Figura 5. 7 Curva tensão-tempo- Trilho do banco colisão traseira a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica. _____	84
Figura 5. 8 Gradiente de tensão: Trilho do banco colisão traseira a 20g. _____	84
Figura 5. 9 Curva tensão- tempo – Mecanismo de trava colisão traseira a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica. _____	85
Figura 5. 10 Gradiente de tensão: Mecanismo de trava colisão traseira a 20g. _____	86
Figura 5. 11 Curva tensão- tempo – parafusos colisão traseira a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica. _____	86
Figura 5. 12 Gradiente de tensão: Parafusos colisão traseira a 20g. _____	87
Figura 5. 13 Regiões de análises-trilho do banco - colisão dianteira. _____	87
Figura 5. 14 Regiões de análises-mecanismo de trava - colisão dianteira. _____	88
Figura 5. 15 Curva tensão- tempo - Trilho do banco colisão frontal a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica. _____	88
Figura 5. 16 Curva tensão- tempo – mecanismo de trava colisão frontal a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica. _____	89
Figura 5. 17 Curva tensão- tempo – parafuso colisão frontal a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica. _____	90
Figura 5. 18 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Trilho do banco –colisão traseira. _____	92
Figura 5. 19 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Mecanismo de trava –colisão traseira. _____	92
Figura 5. 20 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Parafuso –colisão traseira. _____	93

Figura 5. 22 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Trilho do banco – colisão frontal.	95
Figura 5. 23 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Mecanismo de trava – colisão frontal.	95
Figura 5. 24 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Parafuso – colisão frontal.	96
Figura 5. 25 Modificação do coeficiente de atrito do contato. Região 3 do trilho do banco. Aplicação de 30g em colisão traseira.	97
Figura 5. 26 Regressão não-linear: Trilho do banco -20g colisão traseira.	98
Figura 5. 27 Regressão não-linear: Trilho do banco - 30g colisão traseira.	98

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 3. 1</i>	<i>Características dos tipos de análises não-lineares em MEF.</i>	22
<i>Tabela 3. 2</i>	<i>Relação formulação integrativa e matricial: Lagrangeana Total.</i>	34
<i>Tabela 3. 3</i>	<i>Relação formulação integrativa e matricial: Lagrangeana Melhorada.</i>	37
<i>Tabela 3. 4</i>	<i>Relação formulação integrativa e matricial: Não-linearidades exclusivas do material.</i>	37
<hr/>		
<i>Tabela 4. 1</i>	<i>Propriedade dos materiais utilizados para os componentes de fixação.</i>	59
<i>Tabela 4. 2</i>	<i>Propriedade mecânicas dos materiais referentes aos componentes estruturais.</i>	59
<i>Tabela 4. 3</i>	<i>Características e aspectos de qualidade da malha aplicada ao modelo correspondente à análise principal do submodelo.</i>	62
<i>Tabela 4. 4</i>	<i>Dados dos níveis de força aplicados no mecanismo de trava.</i>	66
<i>Tabela 4. 5</i>	<i>Dados das 9 primeiras frequências naturais para os componentes de fixação.</i>	67
<i>Tabela 4. 6</i>	<i>convergência de malha nas 3 regiões analisadas.</i>	71
<i>Tabela 4. 7</i>	<i>Parâmetros iniciais do estabelecimento de contato.</i>	74
<i>Tabela 4. 8</i>	<i>Características principais de contatos presentes no software Ansys®.</i>	74
<i>Tabela 4. 9</i>	<i>Parâmetros de contato adotados na averiguação numérica.</i>	76
<hr/>		
<i>Tabela 5. 1</i>	<i>Forças aplicadas na imposição de 30g de aceleração de acordo com norma.</i>	91
<i>Tabela 5. 2</i>	<i>Fator de resistência à fadiga. Análise dos componentes de ancoragem do banco.</i>	100
<hr/>		
<i>Tabela 5. 3</i>	<i>Análise de Previsão de Vida a Fadiga sem pré-tensão.</i>	101
<i>Tabela 5. 4</i>	<i>Análise de Previsão de Vida à fadiga com pré-tensões de uma colisão a 10g.</i>	101
<i>Tabela 5. 5</i>	<i>Análise de Previsão de Vida à fadiga com pré-tensões de uma colisão a 20g.</i>	102

Lista de Símbolos

D	Matriz de elasticidade;
E	Módulo de elasticidade longitudinal;
ν	Coefficiente de Poisson;
λ	Componente normal da força;
t	Componente tangencial da força;
K_r	Coefficiente de resistência;
K	Matriz de rigidez;
M	Matriz de massa;
C	Matriz de amortecimento;
R	Forças externas;
F	Forças internas;
\ddot{u}	Aceleração;
\dot{u}	Velocidade;
u	Deslocamentos;
Ω_0	Região no espaço físico Euclidiano;
$\phi(X, t)$	Mapeamento de posições em relação ao tempo;
\overline{F}	Gradiente de deformação;
$\overline{F^T}$	Gradiente de deformação transposto;
$\overline{F^{-1}}$	Inversa do gradiente de deformação;
\overline{b}	Tensor de dilatação de Cauchy-Green à esquerda;
\overline{C}	Tensor de Cauchy-Green à direita;
\overline{E}	Tensor Green-Lagrange;
$\overline{\sigma}$	Tensor tensão de Cauchy;
\overline{n}	Vetor normal a um plano;
\overline{t}	Vetor de força;
\overline{P}	Primeiro tensor tensão de Piola-Kirchhoff;
J	Jacobiano da deformação;
\overline{S}	Segundo tensor tensão de Piola-Kirchhoff;
α_m	Coefficiente de proporcionalidade relativo à matriz de massa;
α_k	Coefficiente de proporcionalidade relativo à matriz de rigidez;
$\delta e_{i,j}$	Incremento de deformações lineares;
$\delta \eta_{i,j}$	Incremento de deformações não-lineares;
ε_a	Tolerância do critério de convergência do deslocamento;
ΔU	Varição dos deslocamentos nodais;
Q	Ponto material;
da	Infinitesimal da área;
df	Força infinitesimal;
$\Delta \Delta u$	Varição do vetor incremental de deslocamento;
Δt_{cr}	Incremento temporal crítico;
t_n	Menor período natural;
ε	Deformação normal;

γ	Deformação cisalhantes;
ϵ_e	Deformação referente à tensão de escoamento do material;
n	Coefficiente de encruamento;
ω_{co}	Frequência natural mais solicitante;
${}^t dv$	Diferenciação do volume em um tempo t ;
${}^t R$	Forças externas em um tempo t ;
${}^t f_i^B$	Forças externas de corpo no tempo t ;
s_c	Área de contato;
${}^t f_i^c$	Forças de contato;
${}^t S_f$	Área em contato;
δu_i	Deslocamento virtual;
u_i^s	Deslocamento virtual de superfície;
${}^t f_i^s$	Forças externas de superfície por unidade de área no tempo t ;
${}^t \tau_{ij}$	Forças por unidade de área (tensor tensão de Cauchy no tempo t);
${}^t V$	Volume em um tempo t ;
δe_{ij}	Tensão virtual;
σ_0	Tensões residuais;
ϵ_0	Deformações iniciais;
ϵ	Matriz de deformações.

Lista de abreviaturas

DPVAT	Seguro de Danos Pessoais Causados por Veículos Automotores de Vias Terrestres;
DATASUS	Departamento de Informática do Sistema Único de Saúde do Brasil;
ECE	Economic Commission for Europe;
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas;
DENATRAN	Departamento Nacional de Trânsito;
DPDC	Departamento de Proteção dos Direitos do Consumidor;
FMVSS	Federal motor Vehicle Safety Standards;
CMVSS	Canada Motor Safety Standards;
EF	Elementos Finitos;
FEM	Finite Element Method;
TL	Total Lagrange;
UL	Updated Lagrange;
MNO	Material Nonlinear Only;
MEF	Método dos Elementos Finitos;

1. INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

De fato, constata-se que os veículos produzidos nos dias atuais proporcionam maiores níveis de segurança e confiabilidade que veículos produzidos há algumas décadas, no entanto, falhas ainda são passíveis de ocorrer, podendo colocar em risco, tanto a vida do condutor quanto a dos passageiros.

De acordo com o DPVAT (Seguro de Danos Pessoais Causados por Veículos Automotores de Vias Terrestres), em 2012 as mortes no trânsito se apresentam como o segundo maior causador de mortes no Brasil, ficando atrás unicamente dos homicídios. Este dado coloca o Brasil como o detentor da quinta maior taxa de mortes no trânsito, proporcionalmente ao número de habitantes, contabilizando 31,3 mortos para cada 100.000 habitantes, ou seja, uma morte a cada 12 minutos.

O fato apresentado acima permite verificar que ainda há um grande caminho para que o Brasil alcance melhores resultados no que tange às mortes em acidentes de trânsito. De acordo com o estudo realizado pelo DATASUS (Departamento de Informática do Sistema Único de Saúde do Brasil), houve um importante acréscimo no número de mortes no trânsito entre os anos de 2004 e 2012, onde o número de mortes passou de 35.105 para 44.812, ou seja um acréscimo de aproximadamente 28%.

Uma investigação realizada pelo município de São Paulo tomou uma representatividade de 1.000 acidentes de trânsito, o que possibilitou apresentar que a ocorrência de acidentes de trânsito, fatais ou não, gera uma série de problemas econômicos e pessoais. Dos dados obtidos, apontou-se que 55% dos acidentes foram ocasionados por colisões, 33% por choques, 10% por tombamento e 2% por outros fatores. (CET, 2012)

De um estudo mais aprofundado a respeito, verificou-se que 35% dos casos de acidentes por impactos ocorre por colisões transversais, indicativo de desrespeitos às regras de trânsito nos cruzamentos. Em seguida, 28% representa uma colisão lateral, geralmente decorrente da colisão entre motos e outros veículos. Por fim, 22 % se refere a colisões traseiras e 15% a colisões frontais, fruto do desgoverno do veículo ou casos de ultrapassagem. (CET, 2012)

Como apresentado acima, as colisões longitudinais englobam 37% dos casos de colisões entre veículos. Uma verificação do cenário deste modo de impacto possibilita inferir que colisões traseiras causam mais danos que colisões frontais, visto a presença de solicitações nos bancos devido as cargas dos ocupantes na região do encosto do banco no momento de colisão. Cabe ressaltar que o impacto frontal é uma situação de impacto onde ambos os veículos colidem frontalmente.

No que tange aos agentes causadores, verifica-se que o envolvimento em casos de colisão foi, prioritariamente, decorrente dos seguintes fatores: imprudência própria ou de terceiros, más condições das vias e falhas mecânicas.

Diante dos dados apresentados, constata-se a importância da necessidade e do bom funcionamento, tanto de itens de proteção passiva quanto de itens de proteção ativa previstos nos veículos, a fim de assegurar níveis adequados de confiabilidade a seus passageiros.

Dentre os componentes passivos presentes em veículos automotores, destaca-se o banco veicular, componente que, de forma geral, fica completamente em contato com o passageiro durante o uso do veículo. O banco possui um papel de suma importância na restrição de movimentos dos passageiros em caso de ocorrência de eventos fortuitos. Tal restrição de movimentos advém da sua geometria e fixação ao assoalho do veículo através de um sistema de ancoragem, zona alvo das análises realizadas nesta dissertação.

1.2 Justificativa

Conforme apresentado anteriormente, o banco veicular é um item de proteção passiva que provê um suporte ao passageiro durante a locomoção. Tal componente, juntamente com o cinto de segurança propicia um papel vital na restrição, posicionamento e amortecimento dos ocupantes, tanto em deslocamentos normais quanto em situações eventuais (colisões), em que há risco à segurança e à saúde dos passageiros.

De acordo com a normativa ECE 17 (United Nations Economic Commission for Europe, 2005), a definição de bancos veiculares é dada por: “*Estrutura que pode, ou não, ser parte integrante da estrutura do veículo, com os respectivos acabamentos, destinada a acomodar um adulto em posição sentada*”. Tratando especificamente dos subcomponentes presentes na zona de ancoragem com o assoalho do veículo, a normativa brasileira, ABNT NBR 15283 (2005), define tal região por “*sistema através do qual o conjunto do banco é fixado à estrutura do veículo, incluindo partes afetadas da estrutura deste*”.

Baseando-se no fato de que em momentos de colisões ou até mesmo na aplicação de acelerações ou desacelerações normais à condução, é o banco veicular que promove a transferência de parte das forças aos ocupantes do veículo. Percebe-se, então, que se a estrutura do banco é fixada ao assoalho do veículo por um conjunto de componentes, falhas nesta região podem comprometer de forma decisiva na dirigibilidade por parte do condutor, podendo ocasionar, em situações extremas, a perda total da direção.

Tendo-se por base os dados apresentados pelo município de São Paulo (item 1.1), onde 55% dos acidentes são ocasionados por colisões, sendo 22% e 15% referentes às colisões traseiras e às frontais, respectivamente, e ainda, o fato de que tais colisões são as que acarretam maiores danos à zona de ancoragem do banco junto ao assoalho do veículo, pode-se afirmar que o correto desempenho e dimensionamento de tal componente é imprescindível. Por tal razão, há a presença de ensaios previstos em normas, como o caso da aplicação de níveis de acelerações, a fim de avaliar as ancoragens do banco ao assoalho do veículo e a aplicação de uma magnitude pré-definida para a verificação da ancoragem entre o encosto e o assento do banco, pontos melhor detalhados no item 2.3.

Portanto, com base nos fatos expostos acima, o trabalho em questão tem por propósito apresentar uma melhor compreensão dos fenômenos presentes nos elementos que compõem a zona de ancoragem do banco ao assoalho do veículo (item 2.1) em caso de ocorrência de colisões frontais e traseiras. Tais verificações, realizadas em um ambiente numérico, permitirão alcançar uma melhor percepção da influência de determinados parâmetros intrínsecos ao método numérico adotado, o que permite adquirir um maior senso crítico na etapa de projeto.

Com o intuito de lograr o objetivo desta dissertação (item 1.3), todas as verificações foram realizadas especificamente em um banco veicular de um determinado veículo produzido no Brasil, cujos dados foram fornecidos pela montadora através do Departamento Nacional de Trânsito – DENATRAN. De acordo com o órgão, um determinado proprietário registrou no DPDC (Departamento de Proteção dos Direitos do Consumidor) um processo de averiguação preliminar acerca das causas de quebra do componente que garante a conexão do banco ao trilho, mesmo sem a ocorrência de qualquer colisão de acordo com os seus usuários.

Este modo de falha é encontrado, frequentemente, em sites de defesa do consumidor, assim como em revistas especializadas em veículos automotores. De acordo com os usuários deste veículo, o banco apresenta deslocamentos longitudinais, mesmo quando o mesmo

deveria estar fixo, sem a ocorrência de qualquer fator externo que provocasse tal situação. Conforme os usuários, a presença de tal inconveniente dificulta a dirigibilidade.

Cabe ressaltar, no entanto, que avaliações numéricas, mesmo que costumeiramente demandem mais tempo que avaliações experimentais, são menos onerosas, além de possibilitar o estudo da influência de inúmeros parâmetros, que caso verificado experimentalmente necessitaria de vários protótipos para os ensaios realizados.

Um outro fator relevante acerca da utilização de estudos numéricos, a fim de avaliar o comportamento de estruturas em ocorrências de colisões está do custo financeiro necessário para ensaios com o uso de *Sled Tests*, assim como na dificuldade de encontrar tais equipamentos no Brasil.

1.3 Objetivos

A presente dissertação tem por objetivo principal a verificação numérica, fazendo-se uso do método dos elementos finitos, tanto no domínio linear quanto no domínio não-linear do material, para verificações quasi-estáticas e dinâmicas dos componentes que constituem a zona de ancoragem do banco junto ao assoalho do veículo.

Tais verificações contemplarão os casos de colisões frontais e traseiras de acordo com procedimento experimentais apresentados nas normas que regem avaliações estruturais de bancos veiculares. Neste trabalho, estabeleceu-se o uso da norma europeia ECE 17 (2009), norma americana FMVSS 207 (2009) e norma brasileira ABNT NBR 15283.

Diante dos resultados numéricos obtidos das verificações citadas acima, uma previsão de vida à fadiga dos componentes é realizada para duas situações distintas: uso habitual do veículo, ou seja, sem presença de qualquer tensão residual advinda da ocorrência de colisões e uso habitual do veículo após a ocorrência de uma colisão traseira, ou seja, verificação com a presença de tensões residuais. Neste último caso as averiguações concernem estudos de bancos que sofreram algum sinistro anterior, no entanto, sem a troca do respectivo componente. Optou-se por aplicar uma previsão de vida à fadiga unicamente para o caso de colisão traseira, visto a semelhança dos níveis máximos de tensão, assim como das tensões residuais em relação à colisão frontal. Tal fato poderá ser melhor compreendido ao decorrer de todo o Capítulo 5.

A partir da apresentação dos procedimentos numéricos realizados, a fim de atingir os objetivos citados, espera-se que uma metodologia de verificação estrutural de bancos veiculares seja estabelecida.

Não obstante, diante dos resultados obtidos para todas as simulações efetuadas, espera-se que a partir de uma averiguação minuciosa, respostas acerca das falhas apresentadas pelos usuários do veículo referido possam ser respondidas.

Como objetivos específicos, propõe-se:

- Uma avaliação detalhada das instabilidades estruturais presentes em análises onde faz-se o uso de contato com fricção,

- Apresentar ao leitor questões referentes às diferenças obtidas entre o uso de análises em uma configuração quasi-estática e dinâmica.

1.4 Organização do Trabalho

O capítulo 2 desta dissertação discorre acerca dos aspectos gerais de banco veiculares. O caro leitor poderá encontrar neste capítulo uma breve introdução aos conceitos relativos à concepção ergonômica e estrutural de bancos, assim como dos principais componentes que o constituem. Uma maior ênfase é dada aos elementos que compõem a zona de ancoragem do banco ao assoalho do veículo, visto ser o objeto de averiguações deste estudo. Posteriormente, apresenta-se acerca das principais normas que regem a verificação estrutural de bancos veiculares. Este conhecimento facilita a compreensão das tomadas de decisões das condições de contorno e das cargas impostas à estrutura a fim de avaliar o caso de uma colisão.

O capítulo 3 apresenta as formulações numéricas que compõem a esfera de análises não-lineares em elementos finitos (FEM), visto ser o método adotado nas verificações realizadas no decorrer desta dissertação.

No capítulo 4, a metodologia e considerações numéricas para a obtenção do modelo numérico do banco veicular são explicitadas ao leitor. Em seguida apresenta-se acerca das simulações do banco completo adotado e dos elementos que constituem a zona de ancoragem do banco ao assoalho do veículo. Para tanto toma-se por base os procedimentos apresentados ao leitor nos capítulos 2 e 3.

O capítulo 5 compreende uma apresentação e discussão dos resultados obtidos a partir das simulações para os casos de colisão traseira e frontal, tanto para uma averiguação em um

domínio quasi-estático quando dinâmico. Subsequentemente, resultados relativos à previsão de vida à fadiga dos componentes são apresentado.

Finalmente, o capítulo 6 apresenta as conclusões atingidas a partir dos resultados alcançados e o capítulo 7 os trabalhos futuros.

2. Bancos veiculares e normas regulamentadoras

Neste capítulo o leitor poderá encontrar acerca da composição estrutural de bancos veiculares e de alguns aspectos ergonômicos do mesmo. Em seguida, um enfoque é dado aos elementos presentes na zona de fixação do banco ao assoalho do veículo.

Diante dos aspectos de bancos veiculares tratados, apresenta-se o modelo de banco adotado para as simulações realizadas no decorrer desta dissertação.

Subsequentemente, visto o objetivo de verificar o comportamento do banco veicular, mais especificamente dos componentes de ancoragem do banco ao assoalho, para o caso de colisão frontal e traseira, apresenta-se ao leitor as normas que regem a verificação estrutural de tais componentes.

Decide-se apresentar a norma europeia e americana, pois são as mais comumente utilizadas em um âmbito internacional.

Por fim, explicita-se ao leitor diversos trabalhos científicos acerca da verificação numérica e experimental de bancos veiculares, o que possibilitará estabelecer mais a frente os procedimentos numéricos adotados no capítulo 4.

2.1 Aspectos Gerais de Bancos Veiculares

De acordo com os principais órgãos regulamentadores, o banco veicular “*designa uma estrutura que pode, ou não, ser parte integrante da estrutura do veículo, com os respectivos acabamentos, destinada a acomodar um adulto em posição sentada. O termo refere-se tanto a bancos individuais como a partes de bancos corridos destinados a acomodar uma pessoa em posição sentada*” (NORMA ECE UN 17, 2009).

O uso recorrente do veículo como meio de transporte requer um período prolongado sobre o assento veicular, o que pode ocasionar dores lombares, dormências e desconfortos nas nádegas e nas pernas, devido à pressão superficial e pressão sob as coxas (W. F. Floyd, 1958). Portanto, estudos prévios acerca da ergonomia são realizados com a finalidade de proporcionar melhores níveis de conforto aos usuários do veículo.

As fontes de desconfortos são devidas às transmissões da vibração do veículo ao ocupante, distribuição da pressão de contato das nádegas, região lombar e coxas, controle da postura, material de cobertura do assento e parâmetros ergonômico. Tais pontos citados estimulam mecanismos que ocasionam desconfortos ao usuário, devendo ser quantificados em termos de

requisitos mecânicos para o design do assento e de seu comportamento (D. C. Viano e D. V. Andrzejak, 1992).

No que tange às características estruturais de bancos veiculares, verifica-se que este é constituído por diversos elementos, que em conjunto, possibilitam um melhor ajuste ergonômico, proporcionando conseqüentemente um maior conforto ao usuário. A Fig. 2.1 apresenta uma vista explodida de um banco veicular, onde é possível visualizar os elementos mais relevantes que o compõem. Por tal figura, é possível averiguar os quatro principais subsistemas de bancos veiculares: encosto de cabeça, encosto do banco, assento do banco e zona de ancoragem do banco ao assoalho do veículo.



Figura 2.1 Vista explodida de um banco veicular (Sengul, C. 2010).

Tomando a Fig. 2.1 por base, a presença do encosto de cabeça (9) tem o propósito de limitar o movimento da mesma em acelerações e desacelerações do veículo, o que possibilita uma direção mais segura. O encosto do banco (7), juntamente com a presença do cinto de segurança, tem por objetivo limitar o movimento do corpo do ocupante longitudinalmente. O assento do banco (1) proporciona um suporte do indivíduo sentando. Já os componentes de fixação ao assoalho do veículo (2 e 3) fornecem uma conexão mecânica entre a estrutura do banco e do veículo. Tais componentes, juntamente com os elementos de fixação do assento ao

encosto do banco, têm um papel de suma importância em episódios esporádicos, como o caso de colisões. Falhas nestes itens podem ocasionar a perda total ou parcial da dirigibilidade.

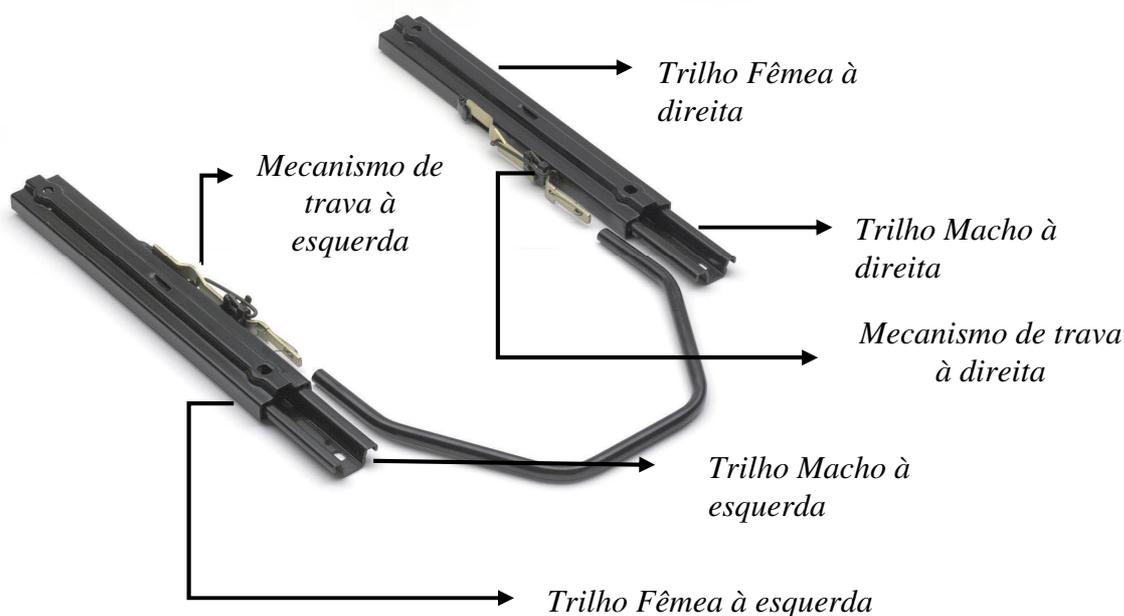


Figura 2. 2 Elementos da zona de ancoragem do banco junto ao assoalho do veículo.

Visto que a verificação dos componentes que compõem a zona de ancoragem do banco veicular ao assoalho do veículo se configura como o alvo de análises desta dissertação, uma melhor visualização dos elementos que compõem este subcomponente (elementos de fixação ao assoalho do veículo) é apresentado na Fig. 2.2.

Tomando-se a Fig. 2.2 por base, vê-se que os elementos que propiciam a ancoragem do banco veicular junto ao assoalho do veículo é composto por: trilho fêmea e macho, mecanismo de trava e parafusos de fixação.

O trilho fêmea proporciona uma ligação entre o banco e os elementos de fixação deste, junto ao assoalho do veículo, por meio de uma conexão ao mecanismo de trava. Este mecanismo por sua vez é conectado aos dentes do trilho macho, onde há a transferência das forças advindas da ocorrência de acelerações/desacelerações longitudinais.

A conexão do trilho macho ao assoalho do veículo é desempenhada pela fixação através de parafusos. No alvo de análise deste estudo em questão, há a presença de dois furos destinados à acomodação dos parafusos, um furo circular e outro oblongo.

A presença do furo oblongo permite ajustes de fixação mais fáceis caso comparado a um furo circular, no entanto, relativamente à simulação numérica, tem o inconveniente de dificultar a determinação da área exata de contato com os parafusos, conforme será melhor detalhado no item 4.4.3

O modelo completo do banco alvo de análises desta dissertação é composto por 175 componentes, o que engloba, tanto componentes ergonômicos, como por exemplo, espumas e encosto de braços quanto elementos estruturais.

Diante da grande quantidade de elementos que compõem o banco analisado, simplificações no modelo completo foram realizadas com o intuito de obter-se um modelo numérico que possibilite menores custos computacionais. Para tanto, procedeu-se na desconsideração da discretização de determinados componentes que constituem o banco veicular, tais quais: suporte do braço, encosto de cabeça, espuma traseira e do encosto, molas e componentes estéticos. Ao final, chegou-se em um modelo constituído unicamente por componentes estruturais.

A Figura 2.3 retrata à esquerda o modelo completo do banco, assim como o modelo simplificado obtido, modelo utilizado em todo o decorrer dos estudos efetuados. A Figura 2.4 apresenta especificamente os componentes que efetuam a ancoragem do banco ao assoalho do veículo.



Figura 2. 3 Modelo completo à esquerda; modelo simplificado à direita.



Figura 2. 4 Elementos que compõem a zona de ancoragem do banco ao assoalho do veículo.

2.2 Estudos Experimentais e Numéricos de Bancos Veiculares

Dada a importância de bancos veiculares na segurança do condutor e dos passageiros, conforme tratado no item 2.1, e tendo-se em mente, que a realização de ensaios experimentais deste componente exige equipamentos e mão-de-obra capacitada, o uso de pacotes comerciais em elementos finitos (FE) tem-se mostrado um recurso eficaz e mais acessível na análise estrutural deste componente.

Grande parte dos trabalhos científicos em bancos veiculares se baseia, principalmente, na verificação do conforto e dano aos ocupantes, como pode ser encontrado nos estudos de Verver, M. (2004), Wan, M. W. M. et al (2013), Robert, A. G. et al (2004), Grujicic, M. et al (2009) e Wiikyung, B. et al (2012). Estudos realizados, especificamente, nos componentes que constituem a zona de ancoragem do banco junto ao assoalho do veículo ainda são escassos na bibliografia, isto porque ainda há a prevalência de verificações das partes estruturais que constituem o assento e o encosto do banco, zonas onde há a maior ocorrência de falhas.

Herbst, B. R et al (2009) em seu estudo apresenta uma metodologia de verificação de impactos traseiros em configurações quasi-estáticas e dinâmicas de bancos veiculares. Para tanto, faz uso da norma americana FVMSS 207 como base dos procedimentos experimentais adotados (norma referente aos sistemas de assentos, melhor detalhada no item 2.3.2). Este estudo aponta que mesmo com a presença de normas que regulamentem os bancos veiculares, ainda há uma grande gama de assentos que continuam a demonstrar grandes deformações e falhas que impossibilitam o seu uso.

Xu, Z. et al (2009) apresenta um estudo acerca da verificação estrutural de bancos veiculares a partir da aplicação de uma carga estática em sua estrutura, que produza 530 N.m em relação ao ponto de referência de lugar sentado. Para tal finalidade, faz uso do método dos elementos finitos (uso do software comercial NASTRAN®), utilizando para tanto, elementos bidimensionais e elementos de viga. Diante dos resultados alcançados, realiza uma comparação com os resultados experimentais posteriormente obtidos.

Para a realização, tanto dos ensaios experimentais quanto das simulações numéricas, o estudo apresenta um comparativo entre a norma Americana (FVMSS 207), Europeia (ECE 17) e chinesa (GB15083), deixando evidente que a norma americana se apresenta como a mais branda dentre as três, visto que há a aplicação de um momento igual a 373 N.m em relação ao ponto-R, ao passo que na norma chinesa e europeia, há a aplicação de 530 N.m. Uma melhor especificação do ponto-R será apresentada no item 2.3.1.

A verificação dos níveis de tensão na estrutura foram efetuadas em 16 diferentes pontos, abrangendo o encosto, assento e alguns componentes de fixação junto ao assoalho, como trilho fêmea e macho do banco. A partir dos dados experimentais e numéricos obtidos, foi possível verificar que nos locais de verificações, os níveis de tensão foram todos inferiores à tensão de escoamento do material. O erro máximo entre os dados verificados experimentalmente e numericamente foi aproximadamente igual a 14,94%, e o erro médio igual a 8,83%, de onde os autores inferiram que há uma boa aproximação numérica.

Em seu estudo de dissertação, Chelikani, A. et al (2007), afirma que o método dos elementos finitos é uma ferramenta essencial no que tange à previsão da segurança veicular de componentes estruturais automotivos em eventos de colisões, visto ser uma ferramenta eficiente e econômica para projetos e previsões da performance de estruturas. O uso dos métodos referentes ao EF são efetuados, a fim de avaliar a resistência e características de um assento frontal na ocorrência de uma colisão traseira, utilizando para tanto a norma europeia ECE 17.

Em tal estudo, algumas considerações são realizadas, tais quais: uso de elementos bidimensionais para representar toda a estrutura do banco veicular, aplicação de um modelo elasto-plástico em todos os componentes metálicos e emprego de um modelo com integração explícita com o uso do software comercial ABAQUS®.

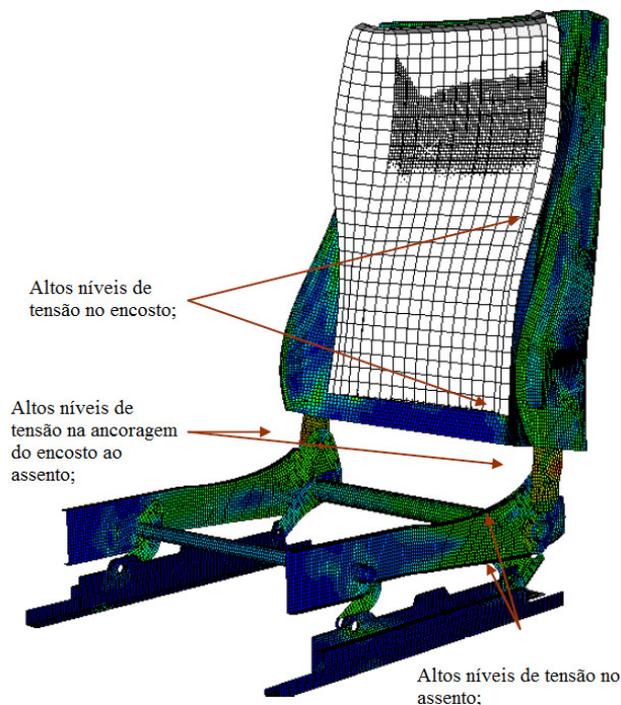


Figura 2. 5 Locais de maiores níveis de tensão em simulação de impacto (Chelikani, A., 2007).

Os resultados obtidos pelo estudo mostram a existência de possíveis falhas na estrutura do banco, a partir das magnitudes máximas das tensões equivalentes de Von Mises. Os níveis de tensão presentes no banco foram excessivamente superiores à tensão de ruptura dos materiais que o constituem, principalmente nas regiões de ancoragem entre a parte estrutural do encosto e do assento e zonas próximas da ancoragem entre o assento e dos elementos de fixação ao assoalho do veículo. Tal verificação é apresentada na Fig. 2.5.

Em uma série de análises similares as realizadas por Chelikani, A. (2007), Chen, H. et al (2014) apresentam uma análise de banco veicular e uma proposição de otimização da estrutura deste banco, a fim propiciar melhores níveis de segurança em eventos de colisões traseiras e dianteiras. No entanto, diferentemente do primeiro autor, nestes estudos, faz-se o uso de *dummys* para verificar a efetiva proteção aos ocupantes.

Para as verificações, faz o uso do software comercial HyperMesh® para a criação das malhas estruturais e do LS-DYNA® para a avaliação em elementos finitos de eventos não lineares decorrentes de uma colisão veicular. No que concerne à discretização dos modelos, há o uso de malhas bidimensionais triangulares e quadrangulares na composição dos componentes estruturais e de malhas tridimensionais no encosto de cabeça, encosto do banco e assento.

O estudo não deixa evidente a norma utilizada para a simulação da situação de impacto, no entanto, apresenta que para a análise efetuada, aplicou-se uma velocidade de colisão igual a 50 km/h durante 150 ms, para posteriormente verificar os dados de acelerações e compressões torácicas nos *dummys*. Tais dados permitem, de acordo com as normas vigentes, avaliar a proteção dos ocupantes. A Fig. 2.6 evidencia o modelo discreto do banco analisado, assim como o gradiente de tensões obtido após a simulação de colisão. Os maiores níveis de tensão para este estudo ocorreram na zona de ancoragem do encosto ao assento do banco.



Figura 2. 6 Modelo Discreto e gradiente de tensão (Chelikani, A., 2007).

Dentre as bibliografias analisadas, são poucas as que apresentam um estudo em específico dos elementos que constituem a zona de fixação do banco ao assoalho do veículo (elementos apresentados na Fig.2.4). Uma delas é referente às análises realizadas por Morge, M. (2014).

O seu estudo disserta acerca da importância da estrutura de bancos como um componente passivo do veículo. Dentre os componentes estruturais que apresentam um papel vital para um bom funcionamento, o autor cita os trilhos do banco, configurando-o como um componente que requer uma alta qualidade, visto que tal componente transfere parte das forças exercidas no condutor à estrutura do piso do veículo, além de permitir um ajuste individual do passageiro em um uso habitual.

O objetivo apresentado pelo autor em seu estudo é referente à otimização estrutural do trilho do banco, almejando a redução da espessura de tal componente, sem comprometer a sua funcionalidade. Para tanto, realiza um estudo estático com o uso do método dos elementos finitos no software comercial Ansys® e uma discretização dos componentes no software Hypermesh®. Para a constituição do modelo discreto, faz o uso único de elementos bidimensionais. Os alvos de análises deste estudo são apresentados na Fig. 2.7.

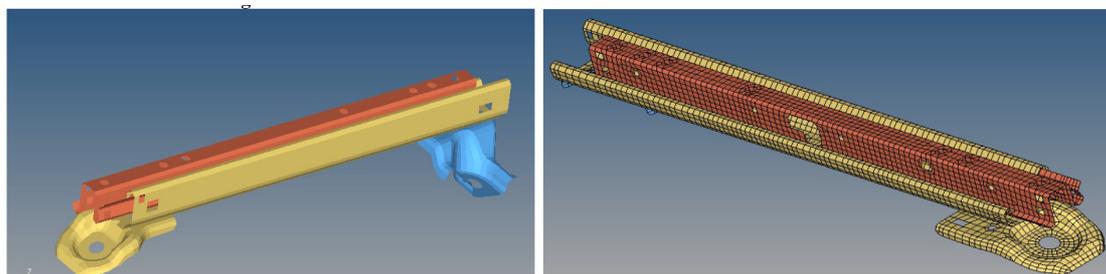


Figura 2. 7 Verificação do trilho do banco: Modelo Cad e em elementos finitos (Morge, M., 2014).

Outro estudo que trata especificamente dos componentes que constituem a região de fixação do banco ao assoalho do veículo é referente ao trabalho de Devare, S. G. e Patel, A. (2015). Os estudos são realizados no trilho macho e fêmea, a partir da modificação de parâmetros referentes à espessura e material constituinte, a fim de determinar uma geometria otimizada. Para tal finalidade, também fazem o uso do software comercial Hypermesh® para a discretização dos corpos contínuos e do Ansys® para aplicar o método dos elementos finitos.

As condições de contorno impostas ao modelo discreto no estudo tratado são baseadas na norma europeia ECE 17. Para tanto, realiza-se uma verificação estática a partir da imposição de 20g na estrutura do banco durante 20 ms.

2.3 Normas e Regulamentos

Costumeiramente, tanto verificações experimentais quanto as numéricas se baseiam em normas que regulamentam os requisitos básicos de bancos veiculares. As principais normas em nível internacional relativas à verificação estrutural de ancoragens de bancos veiculares são: norma europeia ECE 17 e norma americana FMVSS 207. Já em nível nacional o estabelecimento dos requisitos básicos de bancos veiculares compete à ABNT, presente na norma NBR 15283 intitulada por: Veículos Rodoviários Automotores – Resistência dos Bancos, suas Ancoragens e Apoio de Cabeça – Requisitos e Métodos de Ensaio.

A seguir, apresenta-se mais detalhadamente os pontos referentes à verificação de bancos veiculares a partir da norma europeia e americana. Decide-se não apresentar especificamente a norma brasileira pelo fato desta ser composta pelos ensaios experimentais presentes nas duas normas citadas.

2.3.1 Norma Europeia ECE 17

O fórum mundial pela Harmonização de Regulamentos de veículos (World Forum of Harmonization of Vehicle Regulation), também intitulado por WP29, é um grupo de trabalho formado pela Comissão Econômica das Nações Unidas Europeias (UNECE), onde ocorre a criação de normas de uso comum, aplicáveis à concepção de veículos. Tal norma, além de ser utilizada em grande parte dos países europeus, está presente em países como: Japão, Austrália, África do Sul e outros. O Brasil ainda não é signatário, no entanto há a expectativa de tornar-se.

A norma ECE 17 (2009) é destinada especificamente ao estudo e estabelecimento de requisitos de verificações de ancoragens veiculares. É aplicável a veículos que pertencem a categoria M1 (veículos de passeio, objeto do estudo em questão) no que diz respeito à resistência dos bancos e suas fixações, bem como os apoios de cabeça, também podendo ser utilizada para a concepção das partes posteriores dos encostos dos bancos e dos dispositivos destinados a proteger os ocupantes do deslocamento eventual de bagagens, em caso de colisões frontais ou traseiras.

Entretanto, cabe ressaltar que tal norma somente é aplicável a veículos que não possuam bancos rebatíveis (bancos dobráveis), nem aos bancos voltados para os lados ou para a parte traseira do veículo. Destaca-se ainda que a aplicação dessa norma somente pode ser efetuada

caso: estrutura, forma, dimensões, materiais e massa dos bancos não apresentem diferenças que excedam 5% do banco homologado pelo fabricante.

Como aspectos gerais, tal norma define que o banco deve ser firmemente ancorado com o uso das peças de fixação fornecidas pelo fabricante. O encosto, caso regulável, deve estar em uma posição de 25° para trás.

Como primeiro ensaio apresentado, tem-se: aplicar à parte superior da estrutura do encosto do banco, por meio de um componente que simule o dorso, uma força longitudinal dirigida para trás, produzindo um momento de 53 daN.m em relação ao ponto R.

De acordo com a norma (ECE 17 – Apêndice 2), o ponto R representa o ponto de referência de lugar sentado, simbolizando um ponto definido pelo fabricante do veículo e/ou banco veicular para cada lugar sentado e é estabelecido relativamente a um sistema tridimensional de referência para fins de localização.

A Fig. 2.8 apresenta o ensaio acima retratado, onde é possível verificar o momento em relação ao ponto R advindo da aplicação de uma força, simulando uma colisão traseira. Tal ensaio é prioritariamente realizado para se averiguar a resistência das ancoragens presentes na zona de contato entre o assento e o encosto do banco.

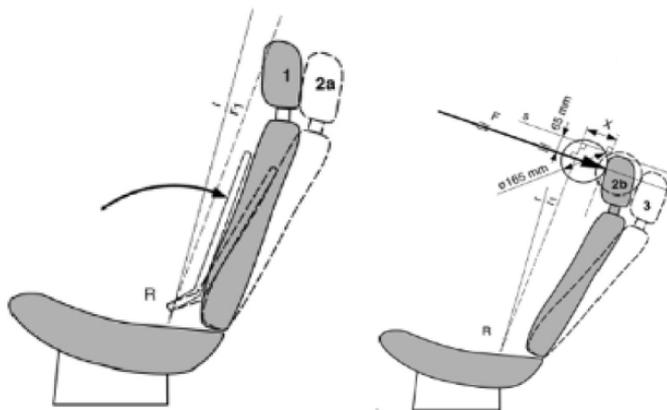


Figura 2. 8 Ensaio da resistência do encosto do banco (ECE 17, 2009).

O segundo ensaio presente na norma propõe a aplicação de uma desaceleração horizontal ou, por opção do avaliador, uma aceleração não inferior a 20g durante 30 ms à totalidade da estrutura do banco veicular com o objetivo de simular uma colisão frontal/traseira.

Os níveis de acelerações a serem aplicados à estrutura devem, necessariamente, estar contidos na área sombreada do gráfico apresentado na Fig. 2.9. Por ele é possível verificar que a magnitude mínima de aceleração/desaceleração imposta à estrutura deve ser necessariamente superior a 20g e inferior a 30g, e que o tempo de aplicação dos níveis de aceleração máximos deve estar compreendido entre 20 e 30 ms.

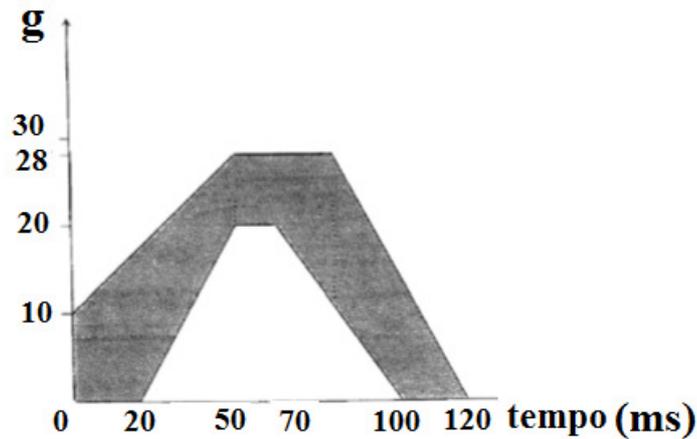


Figura 2. 9 Ensaio da resistência das ancoragens de bancos veiculares: Imposição de acelerações. (ECE 17, 2009).

2.3.2 Normas Americana FMVSS 207

A Federal motor Vehicle Safety Standards (FMVSS, 2009) é uma instituição americana para a proposição de regulamentos que estabeleçam questões relacionadas ao design, aos critérios de construção, à performance e à durabilidade para motores veiculares. Analogamente ao FMVSS, há também a CMVSS (Canada Motor Safety Standards, 2011), onde os regulamentos são aplicáveis a todo o no território canadense, tendo por base a norma americana.

A norma FMVSS 207 (2009) tem por objetivo o estabelecimento das exigências relativas aos bancos veiculares, assim como dos dispositivos de fixação, a fim de reduzir a ocorrência de falhas ocasionadas pelas forças agindo nos bancos veiculares em caso de colisão.

Para os requisitos gerais de desempenho de bancos onde não há a possibilidade de ajuste do encosto deste, afirma-se que, diante dos ensaios a serem realizados, com exceção de bancos em posicionamento laterais, e de bancos de passageiros de ônibus, tais componentes devem resistir às seguintes forças (unidades em Newton):

- a) Em qualquer posicionamento, uma força de 20 vezes a massa do banco (kg) multiplicado por $9,8 \text{ m/s}^2$, aplicada na direção para a frente no sentido longitudinal do banco;
- b) Em qualquer posicionamento, uma força de 20 vezes a massa do banco (kg) multiplicado por $9,8 \text{ m/s}^2$, aplicada na direção para trás no sentido longitudinal do banco;

c) No posicionamento mais recuado, uma força que produza 373 N.m no ponto de referência da pessoa sentada (ponto R), para cada assento, aplicada sobre a parte superior do encosto do banco, direcionado para trás no sentido longitudinal do banco.

Em termos gerais, está claro que o banco deve conservar seu posicionamento original, após a realização dos ensaios, conforme os métodos de ensaios previstos na norma.

Diferentemente, para bancos onde há a presença de dispositivos de retenção articulada ou bancos rebatíveis, ou para verificação dos encostos dos bancos, o ensaio é dividido em duas etapas. A primeira, referente à aplicação de uma força estática, afirma que:

a) Depois de bloqueado, o dispositivo de retenção de um banco voltado para a frente deve resistir uma força (Newtons) equivalente a 20 vezes da parte articulada ou dobrável do assento (encosto), em quilogramas, multiplicada por $9,8 \text{ m/s}^2$. A força deve ser aplicada na direção de trás para frente no sentido longitudinal e passar, necessariamente, no centro de gravidade desta parte do assento.

b) Depois de bloqueado, o dispositivo de retenção de um banco voltado para a frente deve resistir uma força (Newtons) equivalente a 20 vezes da parte articulada ou dobrável do assento (encosto), em quilogramas, multiplicada por $9,8 \text{ m/s}^2$. A força deve ser aplicada na direção de frente para trás no sentido longitudinal e passando, necessariamente, no centro de gravidade desta parte do assento.

O segundo ensaio a ser realizado, referente à aplicação de uma aceleração, afirma que, depois de bloqueado, o dispositivo de retenção deve resistir uma aceleração de 20g aplicada no sentido longitudinal. No entanto, diferentemente do apresentado na norma ECE 17 (2009), a norma americana não apresenta o tempo de aplicação de aceleração.

2.4. Definições de Estratégicas Numéricas

Tomando por base as bibliografias apresentadas neste item, é possível constatar uma vasta presença do Método dos Elementos Finitos na avaliação numérica de bancos veiculares e dos elementos que o compõem. Portanto, visto que a aplicação do método supracitado neste capítulo apresentou boas aproximações, caso comparado às verificações experimentais, define-se o seu uso para as avaliações realizadas nesta dissertação.

Diante de tal fato, questões referentes ao método numérico serão melhor detalhados ao decorrer do Capítulo 3 e questões relativas aos parâmetros de entrada (input) e metodologias numéricas em EF serão apresentadas no Capítulo 4.

No que concerne a norma adotada para compor as condições de contorno e procedimentos numéricos adotados, toma-se a norma europeia ECE 17 por base. A adoção de tal norma baseou-se no fato da norma europeia apresentar de forma mais detalhada os procedimentos a serem realizados para a verificação da resistência das ancoragens de bancos veiculares. A norma americana deixa em aberto algumas questões pertinentes, como por exemplo, o tempo de aplicação das magnitudes de acelerações impostas à estrutura do banco veicular.

Outro fator relevante que corroborou a adoção da norma europeia é devido às observações presentes nos trabalhos científicos apresentados. Grande parte dos estudos de bancos veiculares usa a norma europeia, não a americana, pois, de acordo com Xu, Z. et al (2009), a norma americana é mais branda que as demais.

O ensaio experimental empregado para compor o procedimento numérico da verificação do banco e dos elementos que compõem a ancoragem ao assoalho do veículo será efetuada a partir da aplicação dos níveis de acelerações presentes no gráfico da Fig. 2.9.

Adotou-se tal ensaio pelo fato deste ser aplicável para verificações que tangem à resistência das fixações do banco e dos sistemas de regulação, bloqueio e deslocamento. O primeiro ensaio apresentado no item referente à norma europeia ECE 17 é direcionado unicamente à verificações da resistência da ancoragem do encosto do banco e seus respectivos sistemas de regulação.

3. Método dos elementos finitos – Investigações Não-Lineares

Neste capítulo o leitor poderá encontrar as formulações pertinentes ao método dos elementos finitos em análises estruturais não-lineares. Para tal finalidade, algumas considerações são realizadas como: definições de tensores de tensão e de deformação e definição básica da formulação da Mecânica do Contínuo. Em seguida, questões acerca da convergência de análises iterativas assim como de aceleradores de convergência são apresentados.

Não menos importante, este capítulo trata ainda a respeito de soluções em um domínio dinâmico, apresentando para tanto o caso da integração explícita e implícita.

Por fim, mostra-se ao leitor as formulações básicas que compõem elementos bidimensionais e tridimensionais no processo de discretização e formulações fundamentais da mecânica do contato computacional.

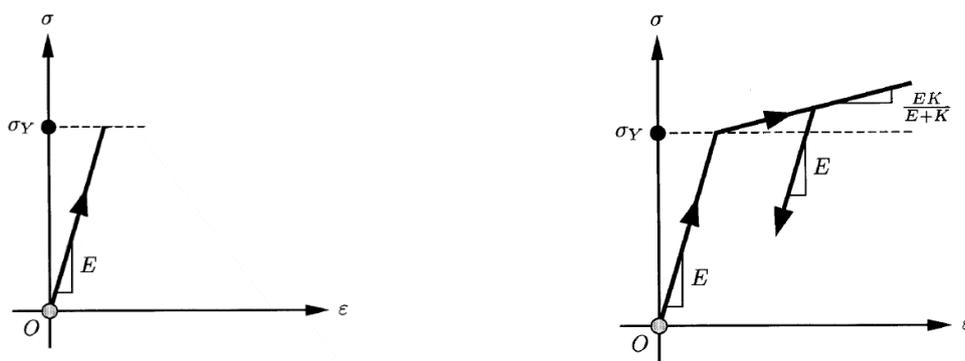
Todos estes pontos apresentados servem como base para a compreensão da metodologia e dos procedimentos numéricos adotados durante todo o decorrer do Capítulo 4 e 5.

De acordo com Zienkiewicz, O. C. (2013), o método dos elementos finitos é um aglomerado de técnicas numéricas, as quais, em conjunto, trabalham com o objetivo de resolução de equações diferenciais ordinárias e parciais. No âmbito da Engenharia Mecânica, está presente na solução de problemas estruturais, de acústica, de transferência de calor, de contato e outros.

No que concerne análises estruturais, o estudo em elementos finitos pode ser dividido em análises lineares e análises não-lineares. Como a denominação sugere, em análises lineares, há uma linearidade referente à curva tensão-deformação do material, ou seja, o módulo tangente permanece constante, para qualquer que seja o nível de deformação da estrutura. Vale ressaltar, no entanto, que o termo linearidade anteriormente tratado é aplicável unicamente ao fato citado acima, visto que não-lineares de contato, por exemplo, são passíveis de ocorrer mantendo-se a linearidade do material.

As análises não-lineares compreendem parte dos estudos onde se buscam possíveis falhas estruturais, pois, os níveis de tensão podem ser superiores à tensão de escoamento do material, ou seja, a relação tensão-deformação pode não ser linear, fato que acarreta na modificação do módulo tangente com o incremento de carga.

Diante do apresentado acima, as figuras abaixo ilustram a relação tensão-deformação para os dois casos apresentados. No primeiro, Fig. 3.1.a, verifica-se uma análise linear, onde, a magnitude dos esforços externos aplicados em uma estrutura qualquer não é capaz de gerar níveis de tensão superiores à tensão de escoamento do material, ou seja, o módulo tangente permanece constante durante toda a análise. Diferentemente, como apresentado na Fig. 3.1.b, verifica-se que os esforços externos acarretam em níveis de tensão superiores à tensão de escoamento do material, o que exige a atualização do módulo tangente. O caso em questão apresentado é referente a um modelo de encruamento isotrópico, onde E é referente ao módulo de elasticidade longitudinal do material e K é o módulo plástico. Outros modelos de encruamento também estão presentes na bibliografia, como o caso do modelo cinemático e do modelo misto (Simo, J. C e Hughes, T. J. R., 1994).



(a) Modelo tensão vs deformação linear

(b) Modelo de encruamento isotrópico

Figura 3. 1 Modelos Tensão vs Deformação (Simo, J. C e Hughes, T. J. R. (1994))

De acordo com Bathe, K. J. (1982), diferentemente de análises lineares, análises não lineares são usualmente subdivididas em quatro categorias, conforme discutido abaixo:

Primeiramente, têm-se as não-linearidades referentes ao material, onde, tanto os deslocamentos quanto as deformações são infinitesimais, e a relação tensão-deformação é não-linear. A segunda categoria abrange situações onde há grandes deslocamentos e grandes rotações, no entanto com pequenas deformações. Nesta categoria tem-se que a relação tensão-deformação pode ser linear ou não-linear. A terceira categoria compreende grandes deslocamentos, grandes rotações e grandes deformações, o que acarreta em uma provável não-linearidade no que tange à relação tensão-deformação referente ao material.

Nas figuras apresentadas a seguir, é possível distinguir de forma mais evidente a segunda e a terceira categoria apresentadas logo acima. A Fig. 3.2.a apresenta uma situação com grandes rotações e deslocamentos, no entanto, pequenas deformações. Já na Fig. 3.2.b, é

possível verificar um caso onde há a presença de grandes rotações, grandes deslocamentos e grandes deformações.

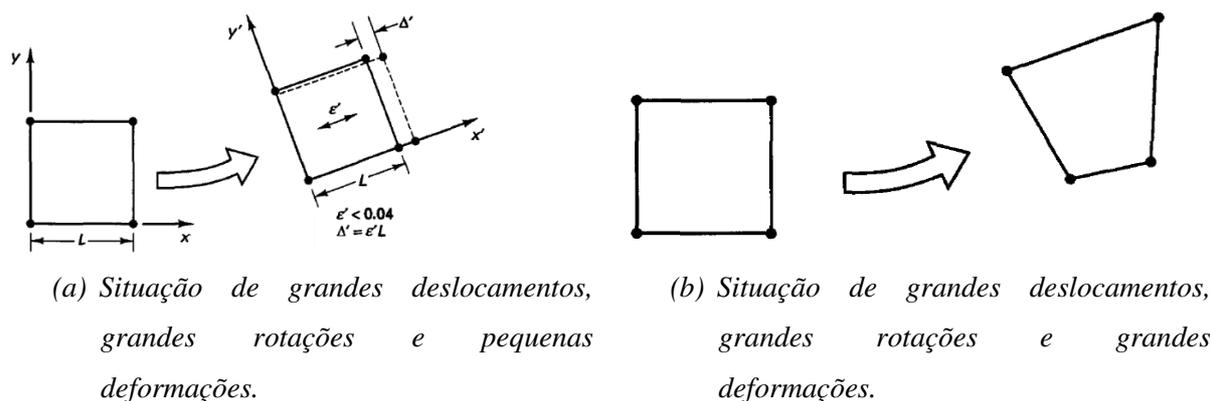


Figura 3. 2 Configurações de análises em MEF (Bathe, K. J. 1982).

Por fim, a quarta categoria é referente às não-linearidades das condições de contorno (contato). Estas podem ser ocasionadas pela presença de grandes deslocamentos, grandes rotações, não-linearidades de material ou outros fatores. Atualmente, ainda se configuram como um grande desafio em análises MEF.

Diante do fato de ter-se diferentes considerações para cada categoria apresentada acima, há diferentes formulações cinéticas, cada qual representando as considerações particulares de cada categoria. A primeira formulação a ser apresentada refere-se às não-linearidades dos materiais (MNO), adicionada a presença de pequenos deslocamentos, rotações e deformações.

A segunda formulação denominada por Lagrangeana Total (TL) é pertinente aos casos onde há grandes deslocamentos, grandes rotações, no entanto, pequenas deformações. Por último, a formulação Lagrangeana Melhorada (UL), permite-se grandes deslocamentos, grandes rotações e grandes deformações. A Tab. 3.1 apresenta de forma sucinta os pontos tratados até então.

Tabela 3. 1 Características dos tipos de análises não-lineares em MEF.

Tipo de análise	Tipo de formulação utilizada	Características
Não linearidades somente de material	Não linearidades de materiais (MNO)	Situações onde se há, tanto deslocamentos quanto deformações infinitesimais, mas relação tensão-deformação não linear do material
Grandes	Formulação	Situações onde se há grandes rotações

deslocamentos/ Grandes rotações/ Pequenas deformações	Langrangeana Total (TL)	das fibras do material, no entanto, pequenas deformações. A relação tensão-deformação pode ou não ser não-linear.
Grandes deslocamentos/ Grandes rotações/ Grandes deformações	Formulação Lagrangeana Melhorada (UL)	Situações com grandes deslocamentos, rotações e deformações. Relação tensão-deformação é provavelmente não linear

3.1 Aproximação Básica para uma Solução Incremental

Como apresentado por Bathe, K. J. (1982), toma-se por base um corpo sólido como apresentado na Fig. 3.3, submetido a um conjunto de esforços externos (R_i) e deslocamentos prescritos (u_j) variáveis no tempo (Fig. 3.4.a e Fig. 3.4.b), o que acarreta, subsequentemente, em esforços internos (τ).

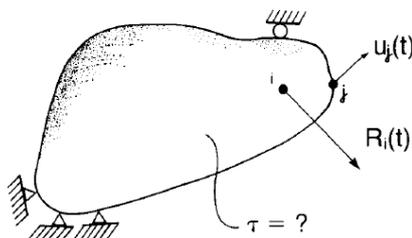
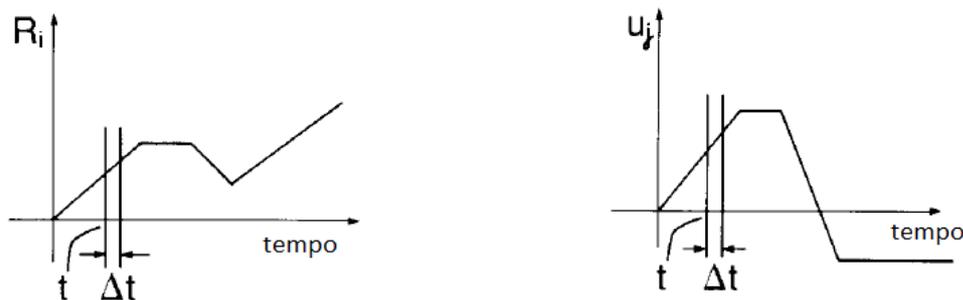


Figura 3.3 Corpo submetido a um conjunto de esforços externos e deslocamentos (Bathe, K. J. 1982).



(a) Relação de esforços externos vs tempo.

(b) Relação de deslocamentos vs tempo.

Figura 3.4 Imposição de agentes externos a um corpo sólido.

Visto que, tanto os esforços internos quanto os deslocamentos das condições de contorno são funções do tempo, pode-se afirmar que para uma verificação estrutural em diferentes estados de tempo, faz-se necessária uma verificação desses esforços a cada incremento

temporal. Isto possibilita averiguar a resposta da estrutura sob as condições externas a cada Δt estabelecido pelo usuário.

A obtenção de valores coerentes para cada estado temporal e verificação da iminente ocorrência de não-linearidades são garantidas a partir da determinação de um incremento de tempo adequado, conforme melhor apresentado no item 3.5.

Para a validação dos resultados obtidos a cada incremento de carga ou de tempo (o incremento de carga é uma alternativa ao incremento temporal), é necessário satisfazer as 3 equações básicas da mecânica, são elas: equações de equilíbrio, equação de compatibilidade e lei de tensão-deformação. Tal fato é alcançado dentro do método dos elementos finitos com o uso do princípio dos trabalhos virtuais, como apresentado a seguir:

$$\int_{t_V} {}^t\tau_{ij} \delta e_{ij} {}^t dv = {}^t R \quad (1)$$

Onde,

$${}^t R = \int_{t_V} {}^t f_i^B \delta u_i {}^t dv + \int_{t_S} {}^t f_i^S u_i^S {}^t ds \quad (2)$$

Sendo:

${}^t R$: Forças externas em um tempo t ;

${}^t\tau_{ij}$: Forças por unidade de área (tensor tensão de Cauchy no tempo t);

${}^t f_i^B$: Forças externas de corpo no tempo t ;

${}^t f_i^S$: Forças externas de superfície por unidade de área no tempo t ;

δu_i : Deslocamento virtual;

u_i^S : Deslocamento virtual de superfície;

δe_{ij} : Tensão virtual, também denominada por: $\delta e_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \delta u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \delta u_j}{\partial x_i} \right)$.

A equação referente a R^t (Eq. 2) engloba as variações arbitrárias de deslocamentos e deslocamentos virtuais que satisfaçam o contorno geométrico (condições de contorno geométrico). Em outras palavras, compreende qualquer deslocamento virtual que levará a uma tensão virtual. A Eq. 1 apresenta que o trabalho virtual interno é igual ao trabalho virtual externo, o que leva à afirmação de que toda força externa a um corpo, produz um esforço interno, ou seja, esforços internos são unicamente advindos das forças externas de corpo e de superfície.

A integração do princípio dos trabalhos virtuais pelo método de integração por partes leva às equações diferenciais governantes para o movimento, assim como às tensões das condições de contorno (stress boundary conditions).

De forma reduzida, apresenta-se o princípio dos trabalhos virtuais da forma como indicada na Eq. 3, onde, os esforços internos em um tempo $t + \Delta t$ são iguais aos esforços externos presentes na estrutura.

$${}^{t+\Delta t}R = {}^{t+\Delta t}F \quad (3)$$

Assumindo-se que seja conhecida a solução no tempo t , conseqüentemente, os dados referentes à tensão, volume e deslocamentos, também são conhecidos. Portanto, assumindo-se uma análise estática, tem-se a Eq. 4, onde tK representa a rigidez em um tempo t .

$${}^tK\Delta U + {}^tF = {}^{t+\Delta t}R \quad (4)$$

Linearizando-se o termo referente aos deslocamentos, tem-se que o deslocamento em um tempo $t + \Delta t$ é aproximadamente o deslocamento em um tempo t mais a variação do deslocamento entre t e $t + \Delta t$, ou seja:

$${}^{t+\Delta t}U = {}^tU + \Delta U \quad (5)$$

A aproximação da força, a partir do produto da matriz de rigidez pelos deslocamentos (Eq. 4), acarreta em uma solução sujeita a erros significativos, portanto, dependendo do incremento de tempo ou do incremento de força definidos, a Eq. 4 e Eq. 5 podem se apresentar instáveis (Zienkiewicz, O. C. (2013)). Na prática, faz-se então necessário o uso de soluções iterativas com o objetivo de obter uma solução com melhor aproximação. Dentre os métodos disponíveis, o mais comumente utilizado é baseada no método clássico de Newton-Raphson. Utilizando-se, portanto, os preceitos do método iterativo mencionado, a Eq. 4 e Eq. 5, tornam-se:

$${}^{t+\Delta t}K^{(i-1)}\Delta U^{(i)} + {}^{t+\Delta t}F^{(i-1)} = {}^{t+\Delta t}R \quad (6)$$

$${}^{t+\Delta t}U^{(i)} = {}^{t+\Delta t}U^{(i-1)} + \Delta U^{(i)} \quad (7)$$

Nas Eq. 6 e 7, a indexação i representa o processo iterativo e tem como condições iniciais: ${}^{t+\Delta t}U^{(0)} = {}^tU$; ${}^{t+\Delta t}K^{(0)} = {}^tK$ e ${}^{t+\Delta t}F^{(0)} = {}^tF$.

Relativamente às três equações básicas da Mecânica a serem satisfeitas, verifica-se que o ponto de equilíbrio nodal é satisfeito, quando os esforços externos forem aproximadamente iguais aos esforços internos (Eq. 8), cabendo ao usuário definir uma porcentagem de erro aceitável em cada situação.

$${}^{t+\Delta t}R - {}^{t+\Delta t}F^{(i-1)} \approx 0 \quad (8)$$

Satisfeita a Eq.8, tem-se que os dados referentes aos deslocamentos nodais são numericamente coerentes. Portanto, é possível determinar outras grandezas em análises Mecânicas, tais como as grandezas apresentadas no esquemático da Fig. 3.5. Por ele, é possível verificar que o ponto de partida é a determinação dos deslocamentos nodais, assim a sequência definida é: deformações, tensões e por fim esforços internos. Os equacionamentos pertinentes à determinação destas grandezas apresentadas serão melhores tratados no item 3.7.

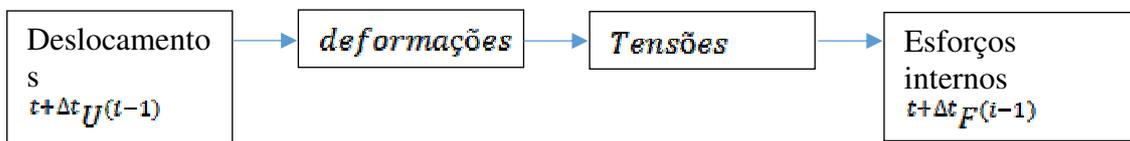


Figura 3. 5 Esquemático da sequência das grandezas obtidas via MEF.

3.2 Medidas de Deformações

De acordo com Moës, N. (2015), admite-se um corpo em uma posição inicial em $t=0$, onde ele ocupa uma região definida por Ω_0 no espaço físico Euclidiano. Nesta posição inicial, denominada configuração de referência, consideram-se dois pontos materiais Q_1 e Q_2 situados na vizinhança de um ponto material P (Fig. 3.6).

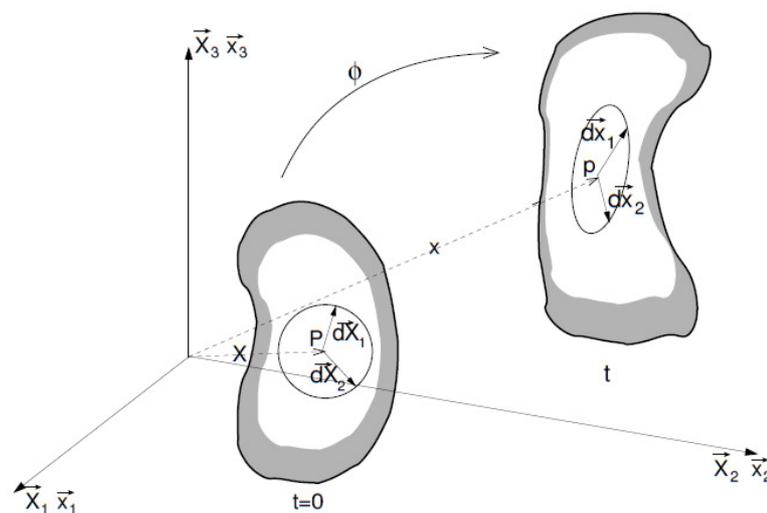


Figura 3. 6 Descrição cinemática de acordo com a mecânica do contínuo (N. Moës, 2015).

As posições relativas de Q_1 e Q_2 em relação ao ponto P são dadas por dois vetores elementares, tais como, $\vec{d}X_1$ e $\vec{d}X_2$:

$$\vec{d}X_1 = \vec{X}_{Q_1} - \vec{X}_P \quad \vec{d}X_2 = \vec{X}_{Q_2} - \vec{X}_P \quad (9)$$

Em um determinado instante, após $t=0$, o corpo sofre um movimento dado pelo mapeamento $x = \phi(X, t)$. Após a deformação, as posições dos pontos materiais P, Q_1 e Q_2 são dadas por uma transformação referente ao mapeamento $\phi(X, t)$, de tal forma que:

$$\vec{x}_p = \phi(\vec{X}_p, t) \quad \vec{x}_{q_1} = \phi(\vec{X}_{Q_1}, t) \quad \vec{x}_{q_2} = \phi(\vec{X}_{Q_2}, t) \quad (10)$$

Portanto, os vetores elementares $\vec{d}x_1$ e $\vec{d}x_2$ tornam-se:

$$\vec{d}x_1 = \vec{x}_{q_1} - \vec{x}_p = \phi(\vec{X}_P + \vec{d}X_1, t) - \phi(\vec{X}_P, t) \quad (11)$$

$$\vec{d}x_2 = \vec{x}_{q_2} - \vec{x}_p = \phi(\vec{X}_P + \vec{d}X_2, t) - \phi(\vec{X}_P, t) \quad (12)$$

Tendo-se por base que o gradiente de deformação ($\overline{\overline{F}}$), também comumente denominado por Jacobiano, representa um tensor de mudança de uma variável \vec{X} para \vec{x} , pode-se, portanto, representá-lo por:

$$\overline{\overline{F}} = \frac{\partial \vec{x}(\vec{X}, t)}{\partial \vec{X}} \quad (13)$$

Visto o caráter infinitesimal dos vetores $\vec{d}X_1$ e $\vec{d}X_2$, a aplicação do desenvolvimento por séries de Taylor em termos de primeira ordem, juntamente com o uso do gradiente de deformação ($\overline{\overline{F}}$) apresentado acima, pode-se obter os equacionamentos apresentados a seguir:

$$\vec{d}x_1 = \overline{\overline{F}}(\vec{X}_P, t) \cdot \vec{d}X_1 \quad (14)$$

Nota-se que o operador $\overline{\overline{F}}$ é inversível, pois, a partir da aplicação de um mapeamento ϕ , um ponto do corpo deformado deve advir de um único ponto do corpo não-deformado. Tal fato se dá, já que em uma matriz singular, múltiplos pontos em um estado, multiplicado por um tensor não-singular devem corresponder a um único ponto após uma transformação linear.

O tensor gradiente de deformação (\bar{F}) é a derivada das posições atuais em relação às posições iniciais, todavia, não é a forma mais eficiente de mensurar as deformações de um corpo, visto que, para um movimento de corpo rígido, o tensor gradiente de deformação é não-nulo.

Para chegar, portanto, a uma definição de um tensor de deformação mais preciso para os objetivos em MEF, aplica-se o produto escalar entre os vetores elementares de $\bar{d}X_1$ e $\bar{d}X_2$, enquanto estes tomam as posições referentes a $\bar{d}x_1$ e $\bar{d}x_2$.

$$\bar{d}x_1 \cdot \bar{d}x_2 = (\bar{F} \cdot \bar{d}X_1) \cdot (\bar{F} \cdot \bar{d}X_2) = \bar{d}X_1 \cdot (\bar{F}^T \cdot \bar{F}) \cdot \bar{d}X_2 = \bar{d}X_1 \cdot \bar{C} \cdot \bar{d}X_2 \quad (15)$$

Onde, o tensor $\bar{C} = \bar{F}^T \cdot \bar{F}$ é denominado por tensor de Cauchy-Green à direita. Sendo este um tensor simétrico de segunda ordem.

Inversamente, pode-se também exprimir o produto escalar dos vetores elementares na configuração de referência a partir dos vetores na configuração atual, tal como:

$$\bar{d}X_1 \cdot \bar{d}X_2 = (\bar{F}^{-1} \cdot \bar{d}x_1) \cdot (\bar{F}^{-1} \cdot \bar{d}x_2) = \bar{d}x_1 \cdot (\bar{F}^{-T} \cdot \bar{F}^{-1}) \cdot \bar{d}x_2 = \bar{d}x_1 \cdot \bar{b}^{-1} \cdot \bar{d}x_2 \quad (16)$$

Onde o tensor \bar{b} é denominado por tensor de dilatação de Cauchy-Green à esquerda, podendo ser determinado por $\bar{b} = \bar{F} \cdot \bar{F}^T$.

A partir dos equacionamentos apresentados, verifica-se que o tensor de Green-Lagrange (\bar{E}) pode ser representado, a partir do desenvolvimento apresentado na Eq.17. Este, é um tensor simétrico de segunda ordem e que distingue dos demais tensores deformações apresentados, pelo fato de não mensurar rotações de corpo rígido.

$$\frac{1}{2}(\bar{d}x_1 \cdot \bar{d}x_2 - \bar{d}X_1 \cdot \bar{d}X_2) = \frac{1}{2}(\bar{d}X_1 \cdot \bar{C} \cdot \bar{d}X_2 - \bar{d}X_1 \cdot \bar{I} \cdot \bar{d}X_2) = \bar{d}X_1 \cdot \bar{e} \cdot \bar{d}X_2 \quad (17)$$

$$\bar{E} = \frac{1}{2}(\bar{C} - \bar{I}) = \frac{1}{2}(\bar{F}^T \cdot \bar{F} - \bar{I}) \quad (18)$$

3.3 Medidas de Tensões

3.3.1 Tensor de Cauchy

De acordo com Timoshenko, S. P. e Goodier, J. N. (1951), define-se tensão como a intensidade de forças internas por unidade de área. Também denominados por esforços internos, estes advêm da aplicação de esforços externos, e têm como função manter o equilíbrio do corpo.

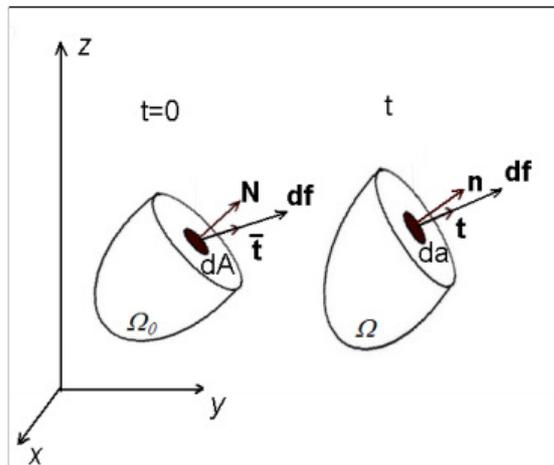


Figura 3. 7 Representação do tensor tensão de Cauchy.

Como primeiro tensor tensão, apresenta-se o tensor de Cauchy. Este afirma que o vetor tensão é função de um ponto material de verificação e do vetor normal em referência a este ponto, ou seja, é necessário considerar a orientação de um plano qualquer que passe por esse ponto (Fig 3.7).

Considerando-se uma força df em um tempo t , aplicada em uma área infinitesimal da , tem-se que a relação do vetor força de superfície (t), pode ser determinada por:

$$df = t \cdot da \quad (19)$$

O Teorema de Cauchy afirma que há a existência de um tensor de segunda ordem simétrico, que associa o vetor de força t juntamente com o vetor normal \vec{n} ao plano de verificação. Tal tensor é denominado tensor tensão de Cauchy e é determinado por:

$$\vec{t} = \bar{\sigma} \cdot \vec{n} \quad (20)$$

3.3.2 Tensores Tensão de Piola-Kirchhoff

De acordo com Bathe, K. J. (1982), o tensor tensão de Cauchy (item 3.3.1) é utilizado, prioritariamente, para problemas envolvendo taxas de deformações infinitesimais. Para casos com a presença de grandes deformações, o tensor tensão de Piola-Kirchhoff se apresenta como uma alternativa, pois possibilita a verificação de grandes deformações através de uma medida de tensão referente à configuração indeformada do corpo, ou seja, apresentam medidas Lagrangeanas de tensão.

O primeiro tensor tensão de Piola-Kirchhoff ($\overline{\overline{P}}$) pode ser determinado por uma relação entre o tensor gradiente de deformação ($\overline{\overline{F}}$), tensor tensão de Cauchy ($\overline{\overline{\sigma}}$) e do jacobiano da deformação (J). Este tensor relaciona a força instantânea calculada por unidade de área na configuração inicial, expressada em termos da normal indeformada, tal como apresentado na Eq. 21.

$$\overline{\overline{P}} = J \cdot \overline{\overline{\sigma}} \cdot \overline{\overline{F}}^{-T} \quad (21)$$

Diferentemente do tensor tensão de Cauchy, o primeiro tensor tensão de Piola-Kirchhoff não é necessariamente um tensor simétrico, devido à operação com o tensor $\overline{\overline{F}}$ (também não necessariamente simétrico). Por tal razão, convenientemente definiu-se o segundo tensor tensão de Piola-Kirchhoff ($\overline{\overline{S}}$).

O segundo tensor de Piola-Kirchhoff é uma forma semelhante ao tensor $\overline{\overline{P}}$, no entanto, relaciona a força na configuração indeformada com a área também na configuração indeformada. Diferentemente do primeiro tensor de Piola-Kirchhoff, este se apresenta como um tensor simétrico. A sua relação com o tensor tensão de Cauchy (item 3.3.1) e o gradiente de deformação $\overline{\overline{F}}$ é dada na Eq.22. Ressalta-se que o segundo tensor de Piola-Kirchhoff não apresenta qualquer significado físico, por tal razão é também conhecido como tensor tensão de Engenharia.

$$\overline{\overline{S}} = J \cdot \overline{\overline{F}}^{-1} \cdot \overline{\overline{\sigma}} \cdot \overline{\overline{F}}^{-T} \quad (22)$$

3.4 Formulação da Mecânica do Contínuo

Buscando-se uma formulação geral que consiga descrever: grandes deslocamentos, grandes rotações e grandes deformações, faz-se o uso das formulações pertinentes à Mecânica do Contínuo com o uso de uma descrição Lagrangeana.

Considera-se um corpo submetido a rotações, deslocamentos e deformações em um plano cartesiano estacionário, onde a unidade dimensional das distâncias de x_1, x_2 e x_3 é a mesma (fig. 3.8). Tem-se que as informações deste corpo podem ser aferidas em relação ao tempo transcorrido, desde o início da ação de forças externas, tal como os equacionamentos 23, 24 e 25 apresentados a seguir, onde x refere-se ao posicionamento de um ponto de referência (P) e u ao deslocamento deste ponto.

$${}^t x_i = {}^0 x_i + {}^t u_i \quad (23)$$

$${}^{t+\Delta t} x_i = {}^0 x_i + {}^{t+\Delta t} u_i \quad (24)$$

$$u_i = {}^{t+\Delta t} u_i - {}^t u_i \quad (25)$$

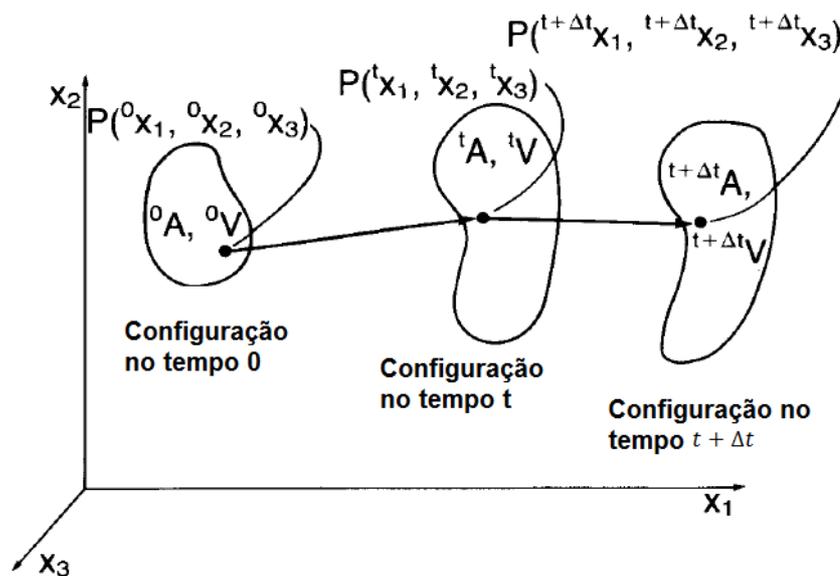


Figura 3. 8 Representação temporal da deformada de um corpo a partir de uma descrição Lagrangeana (Bathe, K. J. 1982, modificado).

Tendo-se por base a Eq.1 (Princípio dos Trabalhos Virtuais), é possível verificar que no trabalho virtual interno, as relações são dependentes do volume do corpo em uma configuração $t+\Delta t$. Nesta configuração não há a possibilidade de integrar o trabalho virtual interno, visto a impossibilidade de integração de um volume desconhecido.

Além disso, a Eq. 1, da maneira como apresentada, não é possível de ser utilizada, pois não há como trabalhar diretamente com incrementos do tensor tensão de Cauchy.

Diante deste cenário, introduz-se, portanto, no princípio dos trabalhos virtuais, o segundo tensor tensão de Piola-Kirchhoff ($\bar{\mathbf{S}}$) e o tensor deformação de Green-Lagrange ($\bar{\mathbf{E}}$), o que permite obter uma verificação de estados e um tempo $t+\Delta t$ como apresentado a seguir:

$$\int_{\text{o}_V} {}^{t+\Delta t}{}_{\text{o}}\mathbf{S}_{ij} \delta {}^{t+\Delta t}{}_{\text{o}}\mathbf{E}_{ij} \text{o} dv = R \quad (26)$$

3.4.1 Formulação Lagrangeana Total

Tomando-se como suporte a Eq. 26, verifica-se que esta, representando uma equação de equilíbrio, compatibilidade e validação da lei tensão-deformação, deve ser satisfeita para qualquer deslocamento virtual que satisfaça as condições de contorno estabelecidas. Simultaneamente à satisfação dos três fundamentos tratados, o método dos elementos finitos tem por preceito a linearização do Princípio dos Trabalhos Virtuais, a fim de obter a igualdade apresentada na Eq 4.

Partindo-se do fato que a solução dos deslocamentos, deformações e tensões em um tempo t é conhecida, a determinação de tais grandezas em um tempo $t + \Delta t$ (${}^{t+\Delta t}{}_{\text{o}}\mathbf{S}_{ij}$, ${}^{t+\Delta t}{}_{\text{o}}\mathbf{E}_{ij}$) podem ser obtidas, a partir dos respectivos valores em um tempo t (${}^t{}_{\text{o}}\mathbf{S}_{ij}$, ${}^t{}_{\text{o}}\mathbf{E}_{ij}$) somados por um incremento ainda desconhecido (${}_{\text{o}}\mathbf{S}_{ij}$, ${}_{\text{o}}\mathbf{E}_{ij}$). Esta representação está presente na Eq. 27 e Eq. 28.

$${}^{t+\Delta t}{}_{\text{o}}\mathbf{S}_{ij} = {}^t{}_{\text{o}}\mathbf{S}_{ij} + {}_{\text{o}}\mathbf{S}_{ij} \quad (27)$$

$${}^{t+\Delta t}{}_{\text{o}}\mathbf{E}_{ij} = {}^t{}_{\text{o}}\mathbf{E}_{ij} + {}_{\text{o}}\mathbf{E}_{ij} \quad (28)$$

A equação referente ao tensor de Green Lagrange, apresentada na Eq. 18, pode ser reescrita a partir de incrementos como apresentado na Eq. 29, onde aglomera-se, tanto os termos lineares quanto os termos não lineares, ou seja, deformações elásticas e plásticas, respectivamente.

$${}^0E_{IJ} = \frac{1}{2} ({}^0u_{I,J} + {}^0u_{J,I} + {}^t u_{k,I} {}^0u_{k,J} + {}^0u_{k,J} {}^t u_{k,I} + {}^0u_{k,I} {}^0u_{k,J}) \quad (29)$$

Separando-se os termos de incremento de deformação lineares dos não lineares, definidos respectivamente por ${}^0e_{I,J}$ e ${}^0\eta_{I,J}$, tem-se que:

$${}^0e_{I,J} = \frac{1}{2} ({}^0u_{I,J} + {}^0u_{J,I} + {}^t u_{k,I} {}^0u_{k,J} + {}^0u_{k,J} {}^t u_{k,I}) \quad (30)$$

$${}^0\eta_{I,J} = \frac{1}{2} ({}^0u_{k,I} {}^0u_{k,J}) \quad (31)$$

Por consequência, a deformação e Green Lagrange pode ser reescrita por:

$${}^0E_{I,J} = {}^0e_{I,J} + {}^0\eta_{I,J} \quad (32)$$

Uma reformulação do Princípio dos Trabalhos Virtuais e a consideração de que ${}^{t+\Delta t} \delta S_{IJ} = {}^0\delta S_{IJ}$ possibilita chegar a:

$$\int {}^0_V {}^0S_{IJ} \delta {}^0E_{IJ} {}^0dv + \int {}^0_V {}^t S_{IJ} \delta {}^0\eta_{IJ} {}^0dv = R - \int {}^0_V {}^t S_{IJ} \delta {}^0e_{IJ} {}^0dv \quad (33)$$

Verificando-se a questão da linearidade dos termos referentes à Eq. 33, constata-se que o termo $\int {}^0_V {}^0S_{IJ} \delta {}^0E_{IJ} {}^0dv$ apresenta termos de ordem superiores a 2. Assim, a partir de uma expansão por séries de Taylor, é possível linearizar o termo referente ao ${}^0S_{IJ}$, onde este pode ser reescrito por ${}^0S_{IJ} = {}^0C_{Ijrs} {}^0e_{rs}$. A Eq. 33 pode, portanto, ser reescrita como apresentado na Eq. 34, ou de forma mais geral, contabilizando as iterações, como apresentado na Eq. 35:

$$\int {}^0_V {}^0C_{Ijrs} {}^0e_{rs} \delta {}^0E_{IJ} {}^0dv + \int {}^0_V {}^t S_{IJ} \delta {}^0\eta_{IJ} {}^0dv = R - \int {}^0_V {}^t S_{IJ} \delta {}^0e_{IJ} {}^0dv \quad (34)$$

$$\int {}^0_V {}^0C_{Ijrs} {}^0e_{rs}^{(k)} \delta {}^0E_{IJ} {}^0dv + \int {}^0_V {}^t S_{IJ} \delta {}^0\eta_{IJ}^{(k)} {}^0dv = R - \int {}^0_V {}^t S_{IJ}^{(k-1)} \delta {}^0e_{IJ}^{(k-1)} {}^0dv \quad (35)$$

Apresentando a Eq. 35 em forma discreta tem-se:

$${}^t \Delta U^{(k)} = {}^{t+\Delta t} R - {}^{t+\Delta t} F^{(k-1)} \quad (36)$$

$${}^{t+\Delta t} U^{(k)} = {}^t U + \sum^k \Delta U^{(k)} \quad (37)$$

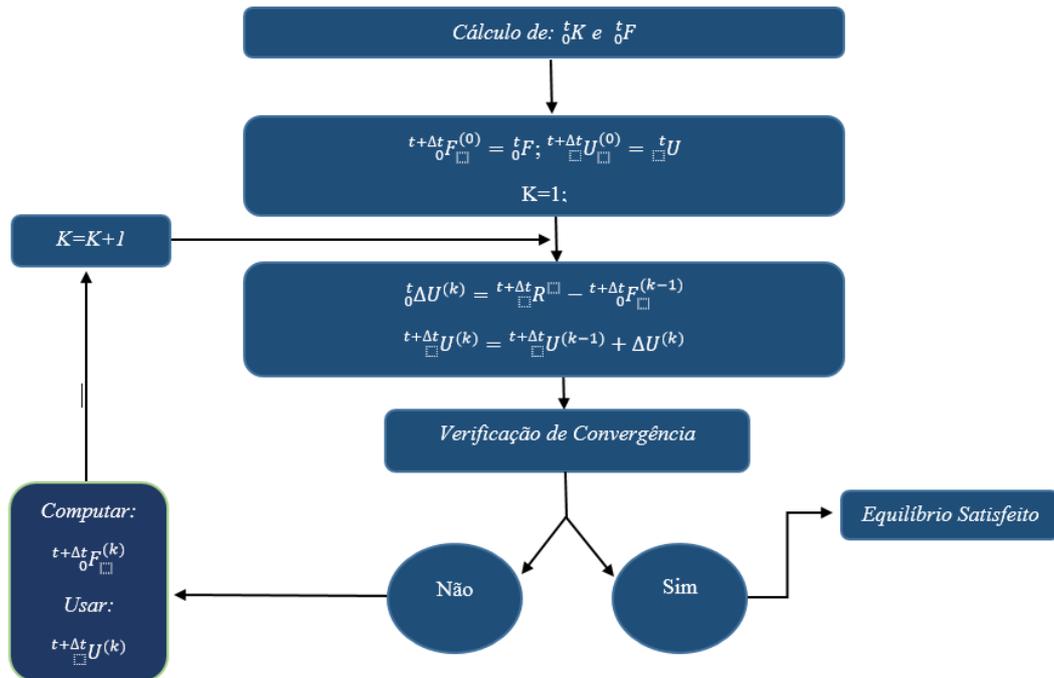


Figura 3. 9 Fluxograma da aplicação do processo iterativo: Formulação Lagrangeana Total.

Com o intuito de ter-se uma melhor visualização do procedimento apresentado nas formulações tratadas neste item. A Fig. 3.10 acima apresenta um esquemático, a partir de uma discretização incremental, dos procedimentos apresentados na Eq. 36 e Eq. 37. Os dados de entrada para o procedimento geral são referentes ao deslocamento tU e das forças externas tF aplicadas.

As equações apresentadas durante todo o decorrer deste item representam uma formulação Lagrangeana Total em forma integrativa. No entanto, o uso de tal formulação em softwares em Elementos Finitos requer uma discretização do alvo a ser analisado, o que acarreta na necessidade de um tratamento matricial da mesma. Com o intuito de facilitar a formulação matricial em relação à integrativa, apresenta-se a Tab. 3.2.

Tabela 3. 2 Relação formulação integrativa e matricial: Lagrangeana Total.

	Formulação Integrativa	Formulação Matricial
${}^t_0K_L u$	$\int_{\square V} {}^t_0C_{ijrs} {}^t_0e_{rs} \delta {}^t_0E_{ij} {}^0dv$	$\left(\int_V {}^t_0B_L^T {}^t_0C {}^t_0B_L d {}^0V \right) u$
${}^t_0K_{NL} u$	$\int_{\square V} {}^t_0S_{ij} \delta {}^t_0\eta_{ij} {}^0dv$	$\left(\int_V {}^t_0B_{NL}^T {}^t_0C {}^t_0B_{NL} d {}^0V \right) u$

tF	$\int_{{}^0V} {}^tS_{ij} \delta {}^0e_{ij} {}^0dv$	$\int_{{}^0V} {}^tB_L^T {}^tS d {}^0V$
---------	----------------------------------------------------	----------------------------------------

3.4.2 Formulação de Lagrangeana Melhorada

Partindo-se do mesmo procedimento realizado no item 3.4.1, o Princípio dos Trabalhos Virtuais pode ser escrito de forma semelhante à apresentada na Eq. 26. Entretanto, diferentemente da formulação Lagrangeana Total (integral do volume em referência ao corpo indeformado), a formulação Lagrangeana Melhorada realiza a integral em referência ao volume deformado em um tempo t , o que permite escrever a equação como:

$$\int_{{}^tV} {}^{t+\Delta t}S_{ij} \delta {}^{t+\Delta t}E_{ij} {}^tdv = {}^{t+\Delta t}R \quad (38)$$

O fato de se conhecer a solução no tempo t , leva consigo o conhecimento dos deslocamentos, das deformações e das tensões no tempo t . Portanto, as equações incrementais da tensão e da deformação podem ser apresentadas por:

$${}^{t+\Delta t}S_{ij} = {}^t\sigma_{ij} + {}^tS_{ij} \quad (39)$$

$${}^{t+\Delta t}E_{ij} = {}^tE_{ij} \quad (40)$$

Sendo a deformação de Green Lagrange apresentada como mostrado na Eq. 41. Verifica-se que esta representação também apresenta, tanto termos lineares quanto termos não-lineares de deformações, assim como ocorrido na formulação Lagrangeana Total. No entanto, a equação Lagrangeana Melhorada não apresenta deslocamentos iniciais, o que é considerado como um avanço se comparado com a formulação apresentada em Eq. 29.

$${}^0e_{i,j} = \frac{1}{2} ({}^tu_{i,j} + {}^tu_{j,i} + {}^tu_{k,i} {}^tu_{k,j}) \quad (41)$$

Aplicando-se o mesmo procedimento referente à divisão de incrementos lineares e não-lineares (eq. 32), a Eq 38 pode ser, então, reescrita por:

$$\int_{t_V} {}^t S_{ij} \delta {}^t E_{ij} {}^t dv + \int_{t_V} {}^t \sigma_{ij} \delta {}^t \eta_{ij} {}^t dv = {}^{t+\Delta t} R - \int_{t_V} {}^t \sigma_{ij} \delta {}^t e_{ij} {}^t dv \quad (42)$$

Em relação à linearidade da equação apresentada acima (Eq.42), constata-se que o termo $\int_{t_V} {}^t \sigma_{ij} \delta {}^t \eta_{ij} {}^t dv$, é completamente linear, ao passo que o termo $\int_{t_V} {}^t S_{ij} \delta {}^t E_{ij} {}^t dv$ apresenta, tanto termos lineares quanto termos de ordem superior, como é o caso de ${}^t S_{ij}$.

Mediante a linearização de $\int_{t_V} {}^t S_{ij} \delta {}^t E_{ij} {}^t dv$, chega-se em:

$$\int_{t_V} {}^t S_{ij} \delta {}^t E_{ij} {}^t dv = \int_{t_V} {}^t C_{ijrs} {}^t e_{rs} \delta {}^t e_{ij} {}^t dv \quad (43)$$

Tal equacionamento pode ainda ser reescrito de forma geral, como apresentado na Eq. 43 e na forma iterativa da Eq. 44

$$\int_{t_V} {}^t C_{ijrs} {}^t e_{rs} \delta {}^t e_{ij} {}^t dv + \int_{t_V} {}^t \sigma_{ij} \delta {}^t \eta_{ij} {}^t dv = {}^{t+\Delta t} R - \int_{t_V} {}^t \sigma_{ij} \delta {}^t e_{ij} {}^t dv \quad (43)$$

$$\int_{t_V} {}^t \sigma_{ij} \delta {}^t e_{ij} {}^t dv$$

$$\int_{t_V} {}^t C_{ijrs} \Delta {}^t e_{rs}^{(k)} \delta {}^t e_{ij} {}^t dv + \int_{t_V} {}^t \sigma_{ij} \delta \Delta {}^t \eta_{ij} {}^t dv = {}^{t+\Delta t} R - \int_{t_V} {}^t \sigma_{ij}^{(k-1)} \delta {}^t e_{ij}^{(k-1)} {}^t dv \quad (44)$$

$$\int_{t_V} {}^t \sigma_{ij}^{(k-1)} \delta {}^t e_{ij}^{(k-1)} {}^t dv$$

De forma sucinta, a diferença entre a formulação Lagrangeana Melhorada e Lagrangeana Total está no fato da primeira realizar todos os procedimentos em relação à configuração atual, enquanto a segunda realiza os procedimentos em relação à configuração inicial. Por tal razão, utiliza-se formulação Lagrangeana Melhorada para casos em que há a presença de grandes deformações, ao passo que para pequenas deformações, utiliza-se a formulação Lagrangeana Total, isto porque em casos de grandes deformações, basear-se nas configurações iniciais pode acarretar em perdas significativas da qualidade dos resultados obtidos.

Uma outra diferença relevante entre as duas formulações apresentadas está no fato de que a formulação Lagrangeana Melhorada faz uso de tensões físicas (tensor tensão de Cauchy), enquanto a formulação Lagrangeana Total faz uso de um tensor tensão sem qualquer significado físico, o do segundo tensor tensão de Piola-Kirchhoff.

Assim como realizado para a formulação Lagrangeana Total, a Tab. 3.3 apresenta a formulação matricial em relação à integrativa para o caso em questão.

Tabela 3.3 Relação formulação integrativa e matricial: Lagrangeana Melhorada.

	Formulação Integrativa	Formulação Matricial
${}^t_0K_L u$	$\int_{t_V} {}^t C_{Ijrs} \Delta {}^t e_{rs}^{(K)} \delta {}^t e_{ij} {}^t dv$	$\left(\int_V {}^t B_L^T {}^t C {}^t B_L d {}^t V \right) u$
${}^t_0K_{NL} u$	$\int_{t_V} {}^t \sigma_{ij} \delta \Delta {}^t \eta_{ij} {}^t dv$	$\left(\int_V {}^t B_{NL}^T {}^t \tau {}^t B_{NL} d {}^t V \right) u$
t_0F	$\int_{t_V} {}^t \sigma_{ij} \delta {}^t e_{rs} {}^t dv$	$\int_{t_V} {}^t B_L^T {}^t \tau d {}^t V$

As formulações pertinentes para casos com a presença de não-linearidades exclusivamente referente ao material são apresentadas na Tab. 3.4.

Tabela 3.4 Relação formulação integrativa e matricial: Não-linearidades exclusivas do material.

	Formulação Integrativa	Formulação Matricial
${}^t K_L u$	$\int_V C_{Ijrs} e_{rs} \delta e_{ij} dV$	$\left(\int_V B_L^T C B_L dV \right) u$
${}^t F$	$\int_V \sigma_{ij} \delta e_{ij} dV$	$\int_V B_L^T \tau dV$

3.5 Critérios de Convergência

De acordo com Bathe, K. J. (1999) e Cook, R. D. (1988), o uso de uma solução incremental baseada em um método iterativo requer um critério para determinar o fim do processo iterativo e estabelecer a convergência de uma subetapa. Ao final de cada iteração, a solução obtida deve ser checada com a finalidade de verificar se houve ou não a convergência da iteração de acordo com o critério de convergência pré-estabelecido. Caso tal critério seja inadequado, os resultados obtidos do processo iterativo são imprecisos, em contrapartida, caso o critério seja demasiadamente rigoroso, será necessário um maior custo computacional, a fim de obter, por vezes, resultados semelhantes.

Uma das formas de determinar a convergência em análises estruturais dentro do método dos elementos finitos, está na verificação dos deslocamentos em um tempo $t + \Delta t$, onde, faz-se

uma verificação a cada iteração da solução obtida em relação à verdadeira solução dos deslocamentos, como apresentado a seguir:

$$\frac{\|\Delta u^{(i)}\|_2}{\|{}^{t+\Delta t}u\|_2} \leq \varepsilon_d \quad (45)$$

Onde ε_d representa a tolerância referente à convergência do deslocamento. O valor de ${}^{t+\Delta t}u$ ainda não é conhecido, visto que o processo iterativo deste subpasso ainda não foi determinado. Por tal razão, frequentemente, utiliza-se o último valor calculado de ${}^{t+\Delta t}u^{(i)}$ para compor o valor de ${}^{t+\Delta t}u$.

O segundo critério de convergência mais comumente utilizado está na verificação das forças residuais, podendo ser definido por:

$$\frac{\|{}^{t+\Delta t}R - {}^{t+\Delta t}F^{(i)}\|_2}{\|{}^{t+\Delta t}R - {}^tF\|_2} \leq \varepsilon_d \quad (46)$$

Ainda no que tange a obtenção da convergência do processo iterativo, há a presença de diversos métodos numéricos para tal fim. Dentre eles, pode-se citar o método iterativo de Newton Raphson, método presente na maior parte dos pacotes computacionais em Elementos Finitos.

O método iterativo de Newton-Raphson-completo trabalha com a atualização da matriz tangente de rigidez a cada iteração realizada. A Fig. 3.10 apresenta uma ilustração simplificada do processo de solução para um sistema de um único grau de liberdade, onde é possível verificar o processo iterativo relativo ao método de Newton-Raphson-completo, visto que a atualização da matriz de rigidez tangente é realizada a cada iteração. O processo em si é finalizado quando for satisfeito o critério de convergência.

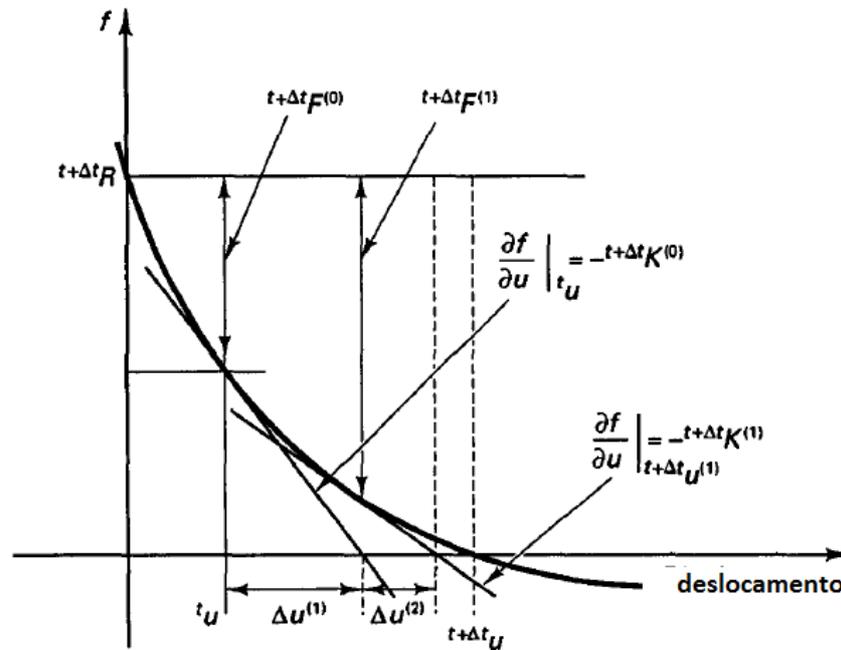


Figura 3.10 Método de Newton-Raphson completo: sistema de 1 grau de liberdade (Bathe, K. J. 1982, modificado).

Em programas MEF, a matriz de rigidez tangente é utilizada desde os primeiros procedimentos, a fim de alcançar a convergência da análise. Quando esta convergência não é alcançada, ou quando a convergência somente é alcançada após uma grande quantidade de iterações, é de interesse reduzir a magnitude da aplicação da carga a cada etapa de aplicação. Esta redução no incremento de carga para alcançar mais facilmente a convergência pode ser melhor compreendida pela Fig. 3.11, onde é possível verificar que dependendo do polinômio, quanto maior o incremento de carga, mais difícil se torna determinar o valor de $\Delta u^{(i)}$ para alcançar o equilíbrio.

Há ainda a presença de outros métodos de resolução de sistema de equações não lineares baseados no método de Newton-Raphson, como por exemplo, o método da tensão inicial, onde, tem-se um custo computacional bastante inferior se comparado ao Newton-Raphson-completo, no entanto, necessita de um número maior de iterações para alcançar a convergência, sendo por vezes não alcançada. Em tal método, a matriz de rigidez tangente não é recalculada a cada iteração, permanecendo constante em todas as iterações.

Outro método presente na resolução de sistema de equações não lineares é o método de Newton-Raphson-Modificado, onde difere-se do método de Newton-Raphson-Completo por apresentar menos atualizações da matriz de rigidez tangente. A escolha das etapas de tempo onde se terá a atualização depende do grau de não-linearidades das respostas do sistema, ou seja, quanto mais não-linearidades, maior o número de atualizações realizadas. Este método está presente em grande parte dos softwares comerciais comumente utilizados, como o

Ansys®, por apresentar boa convergência e melhor custo computacionais/tempo de processamento caso comparado aos outros dois tratados.

O método do “Line-Search” funciona como um acelerador de convergência que pode ser utilizado juntamente com o método de Newton-Raphson. Nesta técnica, tem-se como objetivo a determinação de um vetor múltiplo escalar agindo no termo de incremento do deslocamento ($\Delta u^{(i)}$), de forma a obter um vetor de forças residuais ($\psi^{(i)}$) nulo nesta direção

3.6 Solução de Análise Dinâmica

D. S. Júnior (2004) apresenta que por definição a equação de equilíbrio governante de análises dinâmicas em elementos finitos pode ser escrita por:

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = R \quad (47)$$

Onde:

- M : Matriz de massa;
- C : Matriz de amortecimento;
- K : Matriz de rigidez;
- \ddot{u} : Aceleração;
- \dot{u} : Velocidade;
- u : Deslocamentos;
- R : Vetor das cargas externas.

A partir de uma análise de cada termo constituinte da Eq. 47, pode-se inferir que o termo correspondente a $M\ddot{u}$ representa as forças de inércias, $C\dot{u}$ forças de amortecimento e Ku as forças elásticas, sendo todas estas dependentes temporais.

A definição por parte do usuário acerca de qual tipo de análise será utilizada, dinâmica ou estática, é algo a ser decidido a partir de um julgamento minucioso, visto que, o custo computacional de uma análise dinâmica é superior, caso comparado às análises estáticas. Em algumas situações de análises não-lineares, o fato de se negligenciar as forças de inercia e amortecimento podem ser tão relevantes, que podem dificultar ou até impossibilitar a solução (Cook, R. D. 1988). Por outro lado, o uso de uma análise em um domínio dinâmico, quando não necessário, somente trará um custo computacional superior, sem trazer consigo ganhos relevantes no que tange à acurácia dos resultados obtidos.

3.6.1 Integração Explícita (Método das Diferenças Centrais)

O método das diferenças centrais é um método de integração direta, ou seja, utiliza-se uma integração numérica passo-à-passo. Em tal método, o tempo t é subdividido em n intervalos, de modo que, o esquema de integração estabeleça uma solução aproximada para os tempos Δt , $2\Delta t$, ..., t , $t+\Delta t$, ..., t .

Analisando-se a relação de equilíbrio (Eq. 47) como um sistema de equações diferenciais ordinárias, pode-se aplicar expressões de diferenças finitas para aproximar os valores de acelerações e velocidades em função dos seus deslocamentos, tal como:

$${}^t\ddot{u} = \frac{1}{\Delta t^2} ({}^{t-\Delta t}u - 2 {}^t u + {}^{t+\Delta t}u) \quad (48)$$

$${}^t\dot{u} = \frac{1}{2\Delta t} ({}^{t-\Delta t}u + {}^{t+\Delta t}u) \quad (49)$$

Substituindo as Eq.48 e Eq.49 na Eq. 47, obtêm-se:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2}M + \frac{1}{2\Delta t}C\right) {}^{t+\Delta t}u + \left(K - \frac{2}{\Delta t^2}M\right) {}^t u + \left(\frac{1}{\Delta t^2}M - \frac{1}{2\Delta t}C\right) {}^{t-\Delta t}u = {}^t R = \quad (50)$$

O fato de se alcançar a solução em um tempo $t+\Delta t$ a partir de dados referentes às condições de equilíbrio em um tempo t denomina tal procedimento por integração explícita. O uso de uma integração explícita com o propósito de determinar a solução de análises em um domínio dinâmico traz consigo uma série de pontos relevantes a serem levados em consideração, como por exemplo, o uso de malhas uniformes. Em grande parte dos softwares comerciais comumente utilizados, há a possibilidade de se usar unicamente elementos lineares devido ao alto custo computacional demandado.

Devido à necessidade de pequenos incrementos temporais, a fim de obter uma convergência da análise, é preferível fazer uso de uma integração explícita para casos onde seja de suma importância o conhecimento de deslocamentos, tensões e deformações precisos a cada espaço de tempo, ou para análises onde se tenha uma curta duração. Caso contrário, o custo computacional será muito elevado.

Em termos gerais, o incremento temporal deve ser menor que o incremento temporal crítico, que pode ser calculado a partir do seu menor período natural (C. A. A. Sánchez, 2001).

$$\Delta t \leq \Delta t_{cr} \approx \frac{T_n}{\pi} \quad (51)$$

3.6.2 Integração Implícita (Técnica Trapezoidal)

Em integrações implícitas há comumente o uso da técnica trapezoidal, onde usa-se o equilíbrio no tempo $t+\Delta t$ para obter a solução no tempo $t+\Delta t$. Fazendo-se uso do método iterativo de Newton-Raphson abordado no item 3.5, tem-se que:

$$M^{t+\Delta t}\ddot{u}^{(i)} + C^{t+\Delta t}\dot{u}^{(i)} + {}^tK^{t+\Delta t}\Delta u^{(i)} = {}^{t+\Delta t}R - {}^{t+\Delta t}F^{(i-1)} \quad (52)$$

$${}^{t+\Delta t}u^{(i)} = {}^{t+\Delta t}u^{(i-1)} + \Delta u^{(i)} \quad (53)$$

Na regra trapezoidal os vetores de deslocamento e de velocidade em um tempo $t+\Delta t$ podem ser reescritos da seguinte forma:

$${}^{t+\Delta t}u = {}^t u + \frac{\Delta t}{2} ({}^t \dot{u} + {}^{t+\Delta t} \dot{u}) \quad (54)$$

$${}^{t+\Delta t} \dot{u} = {}^t \dot{u} + \frac{\Delta t}{2} ({}^t \ddot{u} + {}^{t+\Delta t} \ddot{u}) \quad (55)$$

Substituindo as Eq.54 e Eq.55 na Eq.52 e Eq.53, obtém-se:

$$\left({}^t K + \frac{4}{\Delta t^2} M \right) \Delta u^{(i)} + M \left[\frac{4}{\Delta t^2} ({}^{t+\Delta t} u^{(i-1)} - {}^t u) - \frac{4}{\Delta t} {}^t \dot{u} - {}^t \ddot{u} \right] - C \left[\frac{2}{\Delta t} ({}^{t+\Delta t} u^{(i-1)} - {}^t u) - {}^t \dot{u} \right] = {}^{t+\Delta t} R - {}^{t+\Delta t} F^{(i-1)} \quad (56)$$

Em análises onde faz-se uso de uma análise dinâmica, a inércia do sistema torna a resposta dinâmica mais suave se comparado a uma análise estática. Em geral isto acarreta em uma convergência iterativa mais rápida.

Em particular, em análises onde faz-se o uso da dinâmica implícita, o software comercial Ansys® faz uso de um método de integração direta de Newmark, método o qual trabalha na integração numérica de equações diferenciais de segunda ordem, a partir de um primeiro desenvolvimento em série de Taylor dos deslocamentos e velocidades. Tomando por base as equações apresentadas em Eq.52 e Eq.53, estas podem ser reescritas, considerando-se uma discretização espacial por elementos finitos apresentada por Jacob, B. P e Ebecken N. (1994), como:

$$M^{t+\Delta t}\ddot{u}^{(i)} + C^{t+\Delta t}\dot{u}^{(i)} + K_T \Delta \Delta u^{(i)} = {}^{t+\Delta t}R - {}^{t+\Delta t}F^{(i-1)} \quad (57)$$

$$\Delta u^{(i)} = \Delta u^{(i-1)} + \Delta \Delta u^{(i)} \quad (58)$$

$${}^t\mathbf{u}^{(i)} = {}^t\mathbf{u}^{(i-1)} + \Delta\Delta\mathbf{u}^{(i)} \quad (59)$$

Onde $\Delta\Delta\mathbf{u}^{(i)}$ representa a variação do vetor incremental de deslocamentos ($\Delta\mathbf{u}$). Considerando-se que a matriz de amortecimento seja proporcional às matrizes de rigidez e de massa, tem-se:

$$\mathcal{C} = \alpha_m M + \alpha_k K_T \quad (60)$$

Onde os termos α_m e α_k representam os coeficientes de proporcionalidade. Tomando-se ${}^{t+\Delta t}\mathbf{u} - {}^t\mathbf{u} = \Delta\mathbf{u}^{(i)}$ e levando-se em consideração a relação apresentada Eq.58, o método de Newmark fornece:

$${}^{t+\Delta t}\ddot{\mathbf{u}}^{(i)} = -\frac{1}{\beta\Delta t^2} {}^t\dot{\mathbf{u}} + \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right) {}^t\ddot{\mathbf{u}} + \frac{1}{\beta\Delta t^2} (\Delta\mathbf{u}^{(i-1)} + \Delta\Delta\mathbf{u}^{(i)}) \quad (61)$$

$${}^{t+\Delta t}\dot{\mathbf{u}}^{(i)} = \left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right) {}^t\dot{\mathbf{u}} + \Delta t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right) {}^t\ddot{\mathbf{u}} + \frac{\gamma}{\beta\Delta t} (\Delta\mathbf{u}^{(i-1)} + \Delta\Delta\mathbf{u}^{(i)}) \quad (62)$$

A aplicação das Eq.60, Eq.61 e Eq.62, na Eq. 57, faz com que esta possa ser reescrita da forma seguinte. Onde β e γ representam constantes intrínsecas ao método.

$$\begin{aligned} M \left\{ \left[-\frac{1}{\beta\Delta t^2} {}^t\dot{\mathbf{u}} + \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right) {}^t\ddot{\mathbf{u}} + \frac{1}{\beta\Delta t^2} (\Delta\mathbf{u}^{(i-1)} + \Delta\Delta\mathbf{u}^{(i)}) \right] \right. \\ \left. + \left[\left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right) {}^t\dot{\mathbf{u}} + \Delta t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right) {}^t\ddot{\mathbf{u}} + \frac{\gamma}{\beta\Delta t} (\Delta\mathbf{u}^{(i-1)} + \Delta\Delta\mathbf{u}^{(i)}) \right] \alpha_m \right\} \\ + K_T \left\{ \left[\left(1 - \frac{\gamma}{\beta}\right) {}^t\dot{\mathbf{u}} + \Delta t \left(1 - \frac{\gamma}{2\beta}\right) {}^t\ddot{\mathbf{u}} + \frac{\gamma}{\beta\Delta t} (\Delta\mathbf{u}^{(i-1)} + \Delta\Delta\mathbf{u}^{(i)}) \right] \alpha_k \right. \\ \left. + \Delta\Delta\mathbf{u}^{(i)} \right\} = {}^{t+\Delta t}\mathbf{R} - {}^{t+\Delta t}\mathbf{F}^{(i-1)} \quad (63) \end{aligned}$$

De acordo com D. S. Júnior (2004), a forma como representada na relação acima, tem-se um algoritmo computacionalmente oneroso, visto que há a realização de diversas multiplicações pela matriz de rigidez tangente no processo iterativo. Com o intuito de obter um algoritmo que apresente uma melhor eficiência, há a realização de modificações da Eq. 63 apresentada.

3.7 Processo de Discretização em EF

A aplicação do método dos elementos finitos requer a realização de uma discretização do componente a ser analisado. O termo discretização se refere à representação de um modelo contínuo a partir de uma forma discreta, ou seja, a partir de nós.

O termo elemento refere-se à representação geométrica adquirida, a partir da conexão entre determinados nós em uma discretização. Em termos gerais, há três diferentes tipos de elementos em análises em MEF no âmbito estrutural, são eles: elementos unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais.

Os elementos unidimensionais se configuram como a representação mais elementar em MEF, são elementos utilizados principalmente na representação de barras e vigas, podendo caracterizar deslocamentos nos eixos x e y no plano cartesiano, assim como rotações em torno do eixo z .

Elementos bidimensionais e tridimensionais são comumente formados por uma formulação isoparamétrica, ou seja, podem ser gerados a partir de arestas curvas e faces não-retangulares (Fig 3.11). Esta configuração pode ser utilizada, de forma mais evidente, na região de transição entre uma malha grosseira e outra mais refinada.

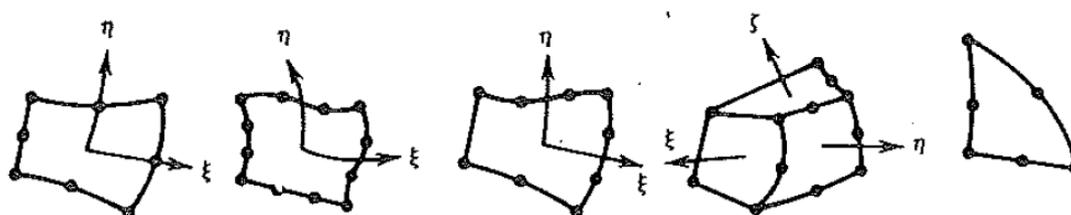


Figura 3. 11 Elementos bidimensionais e tridimensionais isoparamétricos (Zienkiewicz , O. C e Taylor, R. L., 2000).

3.7.1 Elementos Bidimensionais

Visto o uso de elementos bidimensionais, especialmente do triangular linear, na composição da malha de determinados componentes do banco veicular estudado, uma descrição matemática de tal configuração de elemento será apresentada no decorrer deste item.

Toma-se por base um elemento triangular com 3 nós (i, j, m), apresentado na Fig. 3.12. Este elemento se configura como um elemento linear, pelo fato de apresentar unicamente nós físicos, cada qual possuindo dois graus de liberdade translacionais.

O elemento linear se apresenta como a forma mais simples, tendo como configuração superior, o elemento triangular de 6 nós, também denominado por elemento triangular quadrático (Zienkiewicz, O. C e Taylor, R. L., 2000).

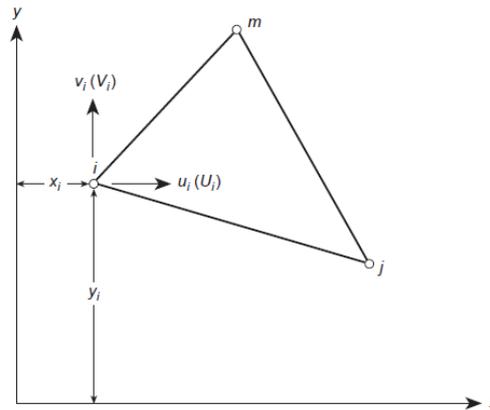


Figura 3.12 Elemento triangular linear (Zienkiewicz, O. C e Taylor, R. L., 2000).

Tomando por base o elemento triangular apresentado acima, onde cada nó possui dois graus de liberdade translacionais, pode-se escrever que:

$$a_i = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \end{Bmatrix}, a_j = \begin{Bmatrix} u_j \\ v_j \end{Bmatrix}, a_m = \begin{Bmatrix} u_m \\ v_m \end{Bmatrix}, \quad (64)$$

$$a^e = \begin{Bmatrix} a_i \\ a_j \\ a_m \end{Bmatrix} \quad (65)$$

Onde, o deslocamento de cada nó pode ser representado da forma mais simples pelo uso de dois polinômios lineares, cada um referente ao seu eixo de translação:

$$u = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y \quad (66)$$

$$v = \alpha_4 + \alpha_5 x + \alpha_6 y \quad (67)$$

Os deslocamentos na direção u para cada nó podem ser descritos da maneira como apresentado nas Eq. 68, Eq. 69 e Eq. 70.

$$u_i = \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i \quad (68)$$

$$u_j = \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j \quad (69)$$

$$u_m = \alpha_1 + \alpha_2 x_m + \alpha_3 y_m \quad (70)$$

Resolvendo em termos de α_1, α_2 e α_3 , e posteriormente em termos de α_4, α_5 e α_6 , é possível determinar os deslocamentos nodais nas direções u e v para todos os nós que constituem o elemento tratado. Tal procedimento permite obter a relação dos deslocamentos nodais para um elemento bidimensional com 3 nós, como apresentado abaixo.

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \mathbf{N}\mathbf{a}^e = [\mathbf{N}_i, \mathbf{N}_j, \mathbf{N}_m]\mathbf{a}^e \quad (71)$$

Onde:

$$N_i = \frac{x_j y_m - x_m y_j + (y_j - y_m)x + (x_m - x_j)}{2\Delta}$$

$$N_j = \frac{x_m y_i - x_i y_m + (y_m - y_i)x + (x_i - x_m)}{2\Delta} \quad (72)$$

$$N_m = \frac{x_i y_j - x_j y_i + (y_i - y_j)x + (x_j - x_i)}{2\Delta}$$

$$2\Delta = \det \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_m & y_m \end{vmatrix} \quad (73)$$

A determinação da deformação no elemento tratado é definida por um vetor de dimensão igual a três, representando os valores de deformações normais nas direções x e y e deformações cisalhantes em xy .

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \mathbf{S}\mathbf{u} \quad (74)$$

3.7.2 Elementos Tridimensionais

Visto a presença de elementos tridimensionais na composição dos modelos discretos dos componentes que compõem, principalmente, a zona de fixação do banco, apresenta-se também as relações pertinentes a elementos 3D.

Considera-se um elemento tetraedro linear composto por 4 nó (i , j , m e p), cada um possuindo 3 graus de liberdade translacionais nos eixos x , y e z em um plano cartesiano ortogonal, como apresentado na Fig. 3.13 (Zienkiewicz, O. C e Taylor, R. L., 2000).

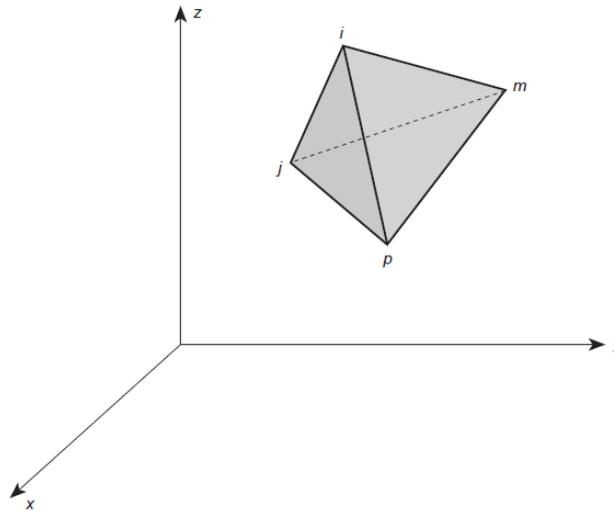


Figura 3.13 Elemento tetraédrico linear (Zienkiewicz, O. C e Taylor, R. L., 2000).

Sendo os deslocamentos nodais representados por um vetor com três componentes de deslocamentos u , v e w , nas direções das três coordenadas x , y e z , respectivamente, pode-se escrever:

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (75)$$

$$\mathbf{a}^e = \begin{Bmatrix} a_i \\ a_j \\ a_m \\ a_p \end{Bmatrix} \quad (76)$$

$$\mathbf{a}_i = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix}, \mathbf{a}_j = \begin{Bmatrix} u_j \\ v_j \\ w_j \end{Bmatrix}, \mathbf{a}_m = \begin{Bmatrix} u_m \\ v_m \\ w_m \end{Bmatrix}, \mathbf{a}_p = \begin{Bmatrix} u_p \\ v_p \\ w_p \end{Bmatrix}, \quad (77)$$

Visto que na configuração de um elemento linear, uma relação também linear é definida para os nós que o constituem, tem-se:

$$u = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z \quad (78)$$

$$v = \alpha_5 + \alpha_6 x + \alpha_7 y + \alpha_8 z$$

$$w = \alpha_9 + \alpha_{10} x + \alpha_{11} y + \alpha_{12} z$$

Resolvendo em termos de $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots \alpha_{12}$, assim como realizado para um elemento bidimensional, é possível verificar que os deslocamentos em elemento tetraédrico podem ser descritos pela relação apresentada na Eq. 79.

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \mathbf{N}\mathbf{a}^e = [IN_i, IN_j, IN_m, IN_p]\mathbf{a}^e \quad (79)$$

Onde,

$$\begin{aligned} N_i &= \frac{a_i + b_i x + c_i y + d_i z}{6V} \\ N_j &= \frac{a_j + b_j x + c_j y + d_j z}{6V} \\ N_m &= \frac{a_m + b_m x + c_m y + d_m z}{6V} \\ N_p &= \frac{a_p + b_p x + c_p y + d_p z}{6V} \end{aligned} \quad (80)$$

Os parâmetros a, b, c e d representam termos intrínsecos da formulação geral, obtidos a partir da de terminação dos termos $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots \alpha_{12}$. Já o termo V representa o volume do tetraedro.

Assim como apresentado para o elemento bidimensional, as tensões para o tetraedro apresentado pode ser determinado por:

$$\boldsymbol{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{Bmatrix} = \mathbf{D}(\boldsymbol{\varepsilon} - \boldsymbol{\varepsilon}_0) + \boldsymbol{\sigma}_0 \quad (82)$$

Para a determinação das deformações tem-se:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \mathbf{S}u \quad (81)$$

Onde $\boldsymbol{\varepsilon}_0$ representa deformações iniciais e $\boldsymbol{\sigma}_0$ tensões residuais. D é a matriz de elasticidade e pode ser escrita para um caso de material isotrópico por:

$$D = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & & & \\ \nu & 1-\nu & \nu & & & \\ \nu & \nu & 1-\nu & & & \\ & & & \frac{1-2\nu}{2} & & \\ & & & & \frac{1-2\nu}{2} & \\ & & & & & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (83)$$

Sendo que ν representa o coeficiente de Poisson e E o módulo de elasticidade longitudinal do material.

As funções de forma apresentadas configuram o caso de um elemento tetraédrico linear, como já abordado. Nas análises posteriormente realizadas para as verificações dos componentes de fixação, alvos de análises deste estudo, fez-se o uso de elementos tetraédricos quadráticos, ou seja, tetraedro com a presença de 10 nós. Para este tipo de elemento, os procedimentos para a determinação das funções de forma, funções interpoladoras utilizadas para a determinação dos deslocamentos, são semelhantes às apresentadas, tendo como principal modificação o uso de relações quadráticas para a representação dos deslocamentos.

O uso de elementos lineares apresentam de forma geral boa aproximação para os deslocamentos nodais, entretanto, para a determinação de deformações e tensão não apresentam boa aproximação numérica. Isto se dá visto que deformações são obtidas a partir de derivadas primeiras dos deslocamentos, portanto, o uso de funções lineares para tal representação ocasionam em valores constantes de deformações e tensões.

3.8 Mecânica do Contato

Visto que neste estudo há diversos componentes inicialmente em contato, e possibilidade da ocorrência e modificação de contatos durante a simulação de impacto, uma introdução acerca da mecânica do contato numérico é apresentado neste item.

O contato computacional sempre deve ser considerado em verificações onde há a presença de dois ou mais componentes que interagem entre si. Há ainda casos de verificações com a presença de um único componente em que a consideração do contato deve ser realizada, pois, dependendo da geometria do alvo analisado, as suas superfícies podem entrar em contato durante o decorrer da avaliação (Bathe, K. J. 1982).

A consideração do contato entre dois ou mais componentes adicionam uma dificuldade particular, principalmente para casos onde há a consideração de contatos com fricção e presença de deformações inelásticas.

A consideração ou não da fricção, deformações inelásticas ou grandes deformações não acarreta na modificação da formulação geral aplicada em problemas de contato, no entanto, tais considerações tornam a convergência da análise mais dificultosa. A consideração das não-linearidades advindas dos contatos se adicionam às não-linearidades já tratadas do material e da geometria.

Tomando por base o princípio dos trabalhos virtuais, verifica-se que este pode ser modificado, a fim de que as contribuições advindas do contato possam ser incluídas. Para tanto, considera-se uma averiguação com N corpos em contato em um tempo t . A equação pode ser, portanto, reescrita como:

$$\sum_{L=1}^N \int_{t_V} {}^t \tau_{ij} \delta \varepsilon_{ij} {}^t dV = \sum_{L=1}^N \left(\int_{t_V} \delta u_i {}^t f_i^B {}^t dV + \int_{t_{S_f}} \delta u_i {}^t f_i^B {}^t dS \right) + \sum_{L=1}^N \int_{t_{S_c}} \delta u_i^c {}^t f_i^c {}^t dS \quad (84)$$

Sendo s_c a área completa de contato para cada corpo L , com $L=1, 2, \dots, N$. Os termos presentes dentro dos parênteses correspondem aos termos usuais do princípio dos trabalhos virtuais, enquanto o último somatório corresponde à contribuição das forças advindas do contato entre os corpos.

A partir da formulação como apresentada, vê-se que os efeitos das forças de contato são incluídas na formulação como contribuições nas forças de contato aplicadas (${}^t f_i^c$) atuando sobre uma área ${}^t S_f$.

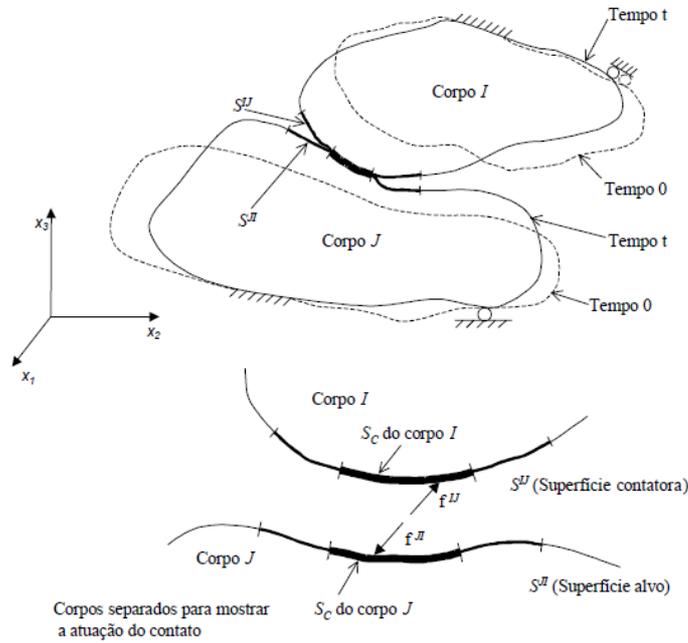


Figura 3. 14 Representação de contato entre dois corpos (Bathe, K. J. 1982, modificado).

A Fig. 3.14 esquematiza o caso de contato entre dois corpos I e J . O vetor ${}^t f^{IJ}$ denota as forças devido ao contato no corpo I causada pelo corpo J . Sendo a força um par ação e reação, tem-se, portanto que ${}^t f^{IJ} = -{}^t f^{JI}$, o que permite uma reformulação do princípio dos trabalhos virtuais como:

$$\int_{S^{IJ}} \delta u_i^I {}^t f_i^{IJ} {}^t dS^{IJ} + \int_{S^{JI}} \delta u_i^J {}^t f_i^{JI} {}^t dS^{JI} = \int_{S^{IJ}} \delta u_i^{IJ} {}^t f_i^{IJ} {}^t dS^{IJ} \quad (85)$$

Onde δu_i^I e δu_i^J representam os deslocamentos virtuais nas faces em contato dos corpos I e J , respectivamente. Assim sendo:

$$\delta u_i^{IJ} = \delta u_i^I - \delta u_i^J \quad (86)$$

Caracteriza-se S^{IJ} e S^{JI} como par de superfícies em contato. Tais superfícies não apresentam necessariamente o mesmo tamanho, entretanto, a área efetiva de contato em um

tempo t para os corpos I e J é tS_c , e em cada caso, esta área é parte de S^{IJ} e S^{JI} , chamadas por “superfície contadora” e “superfície alvo”, respectivamente.

A consideração das componentes normais e tangenciais são obtidas a partir de uma decomposição vetorial do vetor de forças de contato, como apresentado na Eq. 87. Onde \mathbf{n} representa o vetor normal à superfície e \mathbf{s} um vetor tangencial de acordo com a regra da mão direita.

$${}^t f^{IJ} = \lambda \mathbf{n} + t \mathbf{s} \quad (87)$$

Os termos λ e t representam as componentes normais e tangenciais, respectivamente, e podem ser melhor compreendidas pela Fig. 3.15.

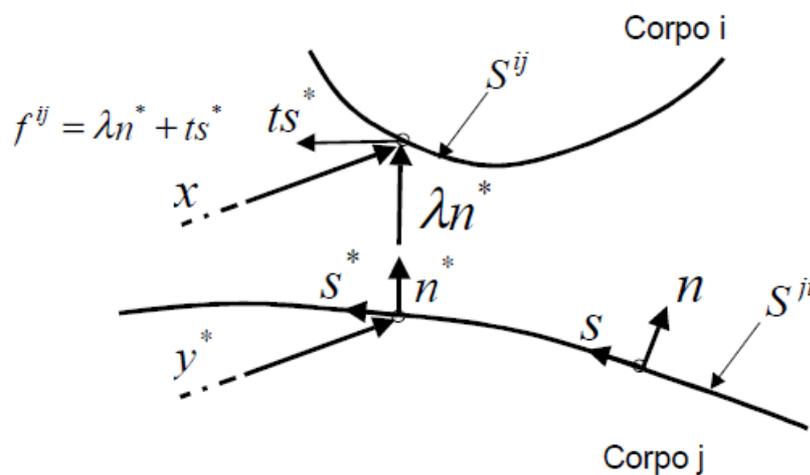


Figura 3. 15 Definições usadas em análises de contato (Bathe, K. J. 1982, modificado).

Para a inclusão das condições de fricção, assume-se que lei de fricção de Coulomb mantém o ponto da superfície em contato, sendo μ o coeficiente de atrito. Esta suposição significa a inserção dos efeitos advindos da fricção de uma maneira simplificada. As formulações atuais de contato com o uso de fricção apresentam melhorias consideráveis.

Há a presença de dois métodos bem estabelecidos pela literatura para tratar problemas de contato, presentes em programas comerciais onde faz-se o uso do método dos elementos finitos, como o Ansys®, são eles: método de penalização e método dos multiplicadores de Lagrange (Ansys: Manual Guide, 2002).

O método de penalização estabelece que as condições de contato sejam verificadas de forma aproximada através do fator de penalização. Este método, diferentemente do método dos multiplicadores de Lagrange, não leva a um aumento do número de incógnitas, no entanto, leva a um mau condicionamento da matriz de rigidez.

Já o método dos multiplicadores de Lagrange impõe que as restrições do contato sejam verificadas de forma exata. Tal método possui como inconveniente o aumento do número de incógnitas e o aparecimento de zeros na diagonal principal da matriz de rigidez referente aos multiplicadores de Lagrange, o que pode ocasionar em dificuldades na solução direta.

4. Metodologia de Verificação Numérica de Bancos Veiculares

Neste capítulo o leitor poderá encontrar a metodologia adotada para a verificação numérica de bancos veiculares a partir da aplicação do método dos elementos finitos.

Para tanto, apresenta-se as tomadas de decisões, assim como os estudos específicos para a determinação de parâmetros intrínsecos ao MEF, a fim de que, posteriormente, as verificações de impactos traseiro e frontal possam ser efetuados.

Cabe ressaltar que os estudos e definições realizadas ao decorrer deste capítulo são estabelecidos de acordo com a revisão bibliográfica apresentada nos Capítulos 2 e 3.

4.1 Aspectos Gerais

Para a realização deste estudo, fez-se o uso de 5 softwares comerciais, cada qual utilizado em etapas específicas para as verificações efetuadas. Para os procedimentos referentes ao pré-processamento, fez-se o uso dos seguintes softwares em ordem sequencial: *CATIA V.5*®, *HYPERMESH V.13*®, *SIMLAB V.14*®, *ANSYS V.16*® e *MATLAB*®. Na Fig. 4.1, apresenta-se um fluxograma sequencial de todos os softwares utilizados neste estudo.

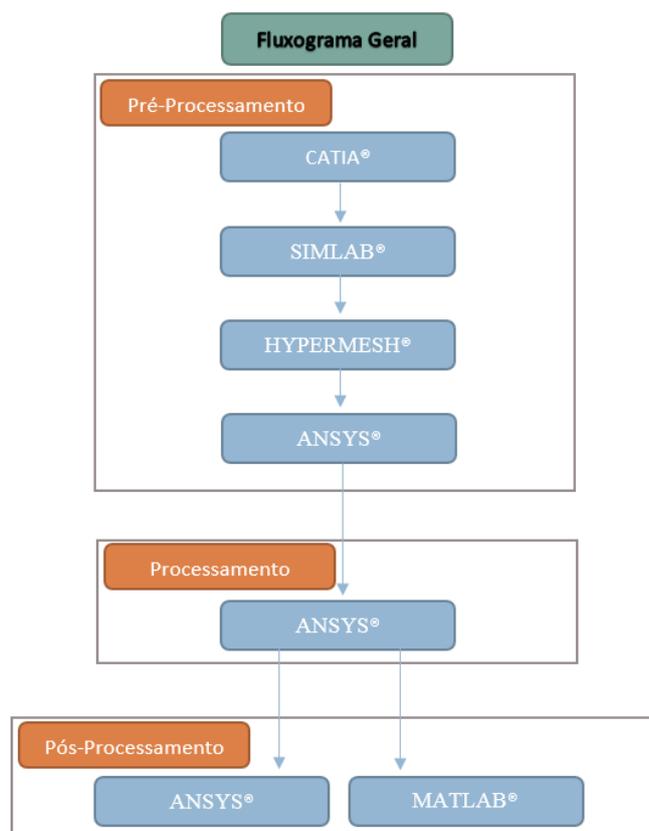


Figura 4.1 Esquemático dos softwares utilizados nas etapas de pré-processamento, processamento e pós processamento.

O software *CATIA*® foi utilizado para procedimentos referentes ao “*Computer aided design*”. O software *HYPERMESH*® teve um papel de suma importância para realização de simplificações e limpezas nos modelos *CAD*, a fim de prepara-los para o estudo em modelos discretos no software *SIMLAB*®.

O software comercial *ANSYS*® foi utilizado na etapa de pré-processamento para realizar a entrada dos dados referentes às propriedades dos materiais, assim como para a criação das malhas de contato e aplicação de suas respectivas propriedades.

Na etapa de processamento, fez-se o uso unicamente do software *ANSYS*®. Na etapa de pós-processamento, além do software citado, fez-se também o uso do *MATLAB*®.

Devido ao extenso número de procedimentos realizados para alcançar a análise final, decidiu-se apresentá-los em subgrupos que reúnem sequências de procedimentos para se obter determinados objetivos. O primeiro subgrupo (*Análise Global*) tem por objetivo a determinação dos níveis de força aplicados nos componentes de fixação quando da aplicação da curva de acelerações apresentadas em norma (Fig. 2.9). O segundo subgrupo (*Análises Preliminares*) reúne diversas verificações de suma importância para as verificações de colisões nos componentes de fixação do banco. Tais verificações consistem em: Análise modal, Análise de convergência de malha, Estudo preliminar das propriedades de contato, Estudo do incremento temporal e Estudo de aceleradores de convergência. O Terceiro subgrupo (*Análise Estrutural*) compila análises referentes aos componentes de fixação do banco para duas situações diferentes: colisão frontal e traseira. Para tanto, realiza-se análises lineares e não-lineares do material, tanto para um comportamento estático quanto para um comportamento dinâmico. Tais verificações são apresentadas no capítulo 5. Já o quarto subgrupo (*Previsão de Vida à Fadiga*), também presente no capítulo 5, apresenta duas verificações diferentes para o estudo da fadiga dos componentes de fixação do banco. A primeira verificação é referente a uma análise de vida à fadiga de um banco submetido a níveis de força habituais. Já a segunda análise, realiza-se uma previsão de vida à fadiga para um banco submetido a níveis de forças habituais após uma eventual colisão. Com o intuito de facilitar a compreensão dos subgrupos e sequências tratadas, segue-se o fluxograma na Fig. 4.2.

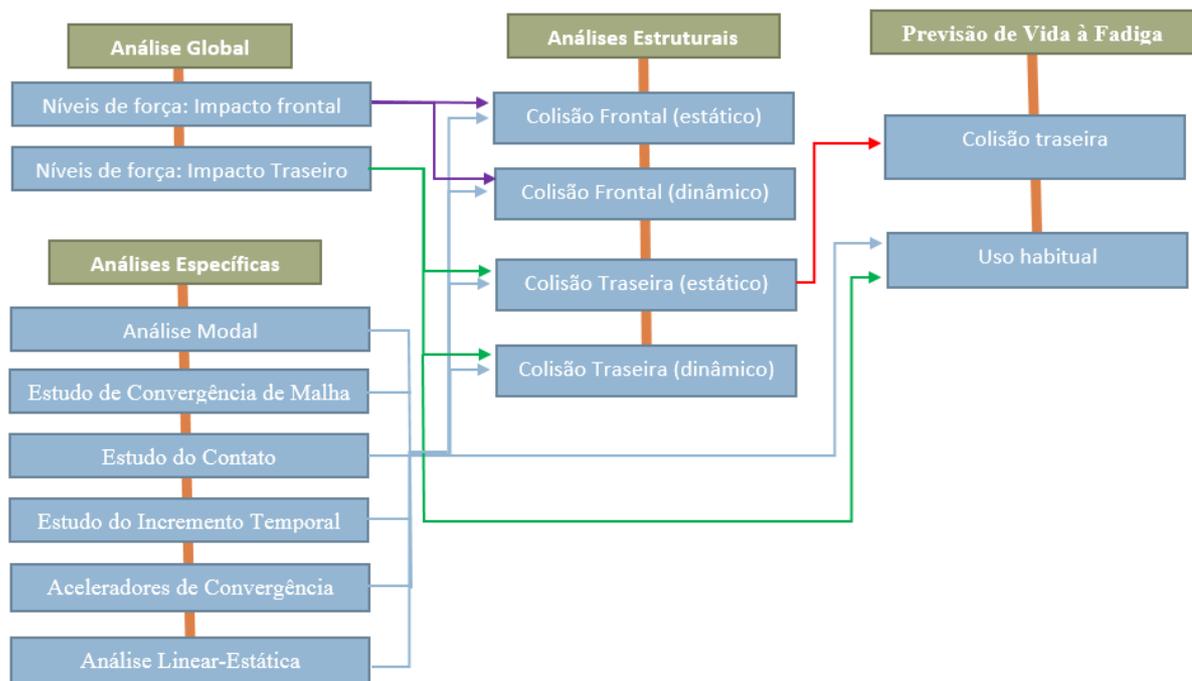


Figura 4. 2 Esquemático sequencial para averiguação de banco veicular.

O fluxograma apresenta de forma mais evidente os procedimentos realizados em cada subgrupo, assim como correlação entre eles. Pode-se verificar, por exemplo, que a análise realizada para a *Previsão de Vida à Fadiga* na ocorrência de uma colisão traseira, somente é possível de ser efetuada a partir dos dados obtidos em todas as etapas que o antecedem. A análise de *previsão de Vida à Fadiga* para um uso habitual, no entanto, não requer os resultados e dados de todos os subgrupos antecedentes.

Tratando-se dos procedimentos realizados para a obtenção dos modelos numéricos discretos, o uso do software comercial *HYPERMESH*® se deu para melhorias e otimizações das geometrias dos modelos *CAD*, com a finalidade única de facilitar o processo de discretização, posteriormente, realizado no software *SIMLAB*®. O uso de tal software justifica-se pelo fato de ele:

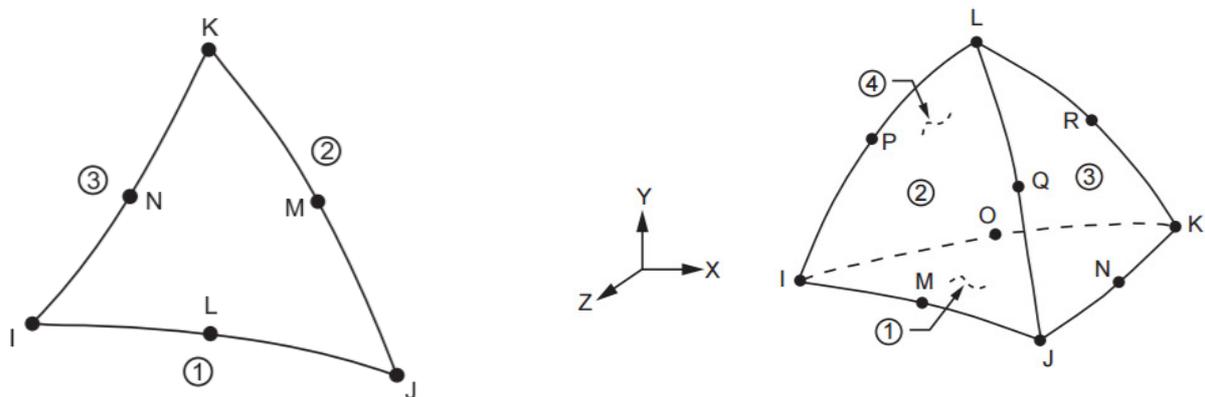
- ∴ Possibilitar a criação de malhas a partir de parâmetros como *Aspect Ratio*, *Strew* e *Jacobiano*, além de proporcionar modificações de malha em regiões específicas;

- ∴ Possibilitar a criação de malhas estruturadas, visto que facilitam o cálculo de balanços, diminui o número de acessos à memória, além de diminuir a própria quantidade de memória, pois geram matrizes de conectividade mas simples

- ∴ Permitir modificações manuais na malha;

∴ Possuir bibliotecas de elementos comumente utilizados no software ANSYS®, software utilizado para a realização das análises na etapa de processamento.

Neste estudo, fez-se uso, tanto de elementos bidimensionais quanto de elementos tridimensionais para constituir os modelos numéricos em Elementos Finitos, configurações apresentadas no item 3.7. Definiu-se que os componentes, onde a espessura fosse muito menor que as suas demais dimensões, serão discretizados por elementos bidimensionais, salvo aqueles com geometrias complexas. Estes serão constituídos por elementos tridimensionais. Para os demais componentes, utilizou-se elementos 3D. Na Fig. 4.3 é possível observar os dois elementos utilizados para a geração de malha neste estudo.



(a) Elemento Bidimensional.

(b) Elemento Tridimensional.

Figura 4.3 Elementos adotados no estudo do banco veicular.

O elemento bidimensional utilizado possui 6 nós, cada um dispo de 6 graus de liberdade (translações nos eixos x, y e z, assim como rotações nestes eixos), este elemento é adequado para análises lineares, assim como para aplicações com grandes deslocamentos e/ou rotações. Tal elemento foi escolhido para constituir os componentes onde se fará o uso de elementos bidimensionais, pelo fato deste representar de forma adequada os resultados referentes aos deslocamentos nodais. Ressalta-se que análises com elementos 2D foram unicamente conduzidas no subgrupo da *Análise Global*. Nos demais subgrupos, os componentes analisados (elementos de fixação do banco junto ao assoalho) são constituídos exclusivamente por elementos tridimensionais.

O elemento tridimensional adotado neste estudo é referente a um tetraedro quadrático, ou seja, com a presença de 10 nós, cada um possuindo 3 graus de liberdade translacionais. Este elemento é adequado para análises com a presença de plasticidade, grandes deflexões e grandes deformações. O uso deste elemento se deu, especialmente, em todos os componentes que constituem os elementos de fixação, visto à necessidade de determinar dados referentes às tensões e às deformações nos subgrupos 2, 3 e 4.

Não será apresentado neste item questões referentes às dimensões dos elementos, visto que tal valor não é o mesmo para a *Análise Global* e as demais análises. Assim sendo, tais dados serão melhor tratados no subgrupo 1 e 2, separadamente.

4.2 Propriedades dos Materiais

A aplicação do método dos elementos finitos requer a definição das propriedades dos materiais na etapa de pré-processamento. Contabilizando todos os componentes do banco veicular estudado, verifica-se a presença de 19 diferentes materiais, no entanto, apresentar-se-á unicamente as propriedades referentes aos componentes de fixação do banco, visto que tais elementos se configuram como o alvo das análises realizadas.

Das propriedades de entrada, aquela que se apresenta como a mais relevante para o estudo do comportamento da estrutura no domínio plástico do material é a curva tensão-deformação. Dentre as opções para a entrada dos dados referentes a tal curva, o modelo adotado foi o de endurecimento isotrópico multilinear, pois as verificações no domínio plástico do material são realizadas em situações de grandes deformações e sem a aplicação de cargas cíclicas. Tal modelo caracteriza-se por uma expansão uniforme da superfície de cedência inicial. A variação de dimensão é controlada por um parâmetro e não apresenta qualquer translação da superfície de cedência, diferentemente do modelo de endurecimento cinemático (Simo, J. C e Hughes, T. J. R., 1994).

Para a construção das curvas tensão-deformação dos componentes de fixação, fez-se o uso dos modelos matemáticos de Hollomon e Swift. Tais modelos são respectivamente apresentados nas equações seguintes, onde, σ representa a tensão, K_r o coeficiente de resistência, n o expoente de encruamento, ε deformação e ε_0 o valor de deformação referente à tensão de escoamento de material (Y. Lin et al, 2010).

$$\sigma = K_r \varepsilon^n \quad (88)$$

$$\sigma = K_r (\varepsilon + \varepsilon_0)^n \quad (89)$$

As propriedades dos materiais para a construção das curvas de Hollomon e Swift referentes aos componentes de fixação, assim como outras propriedades de suma importância para as análises realizadas em elementos finitos, são apresentadas na tabela seguinte.

Tabela 4. 1 Propriedade dos materiais utilizados para os componentes de fixação.

Propriedades	Trilho do banco	Mecanismo de trava	Parafusos
Módulo de Young (GPa)	210 GPa	210 GPa	210 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3	0,3	0,3
Tensão de escoamento (MPa)	355 MPa	420	517 MPa
Tensão de ruptura (MPa)	500 MPa	480	689 MPa
Coefficiente de endurecimento (MPa)	530 MPa	530 MPa	530 MPa
Expoente de endurecimento	0,26	0,26	0,26

A Fig. 4.4 ilustra as curvas tensão-deformação dos componentes mecânicos em estudo baseados nas propriedades mecânicas dos materiais aplicados (Tab. 4.1).

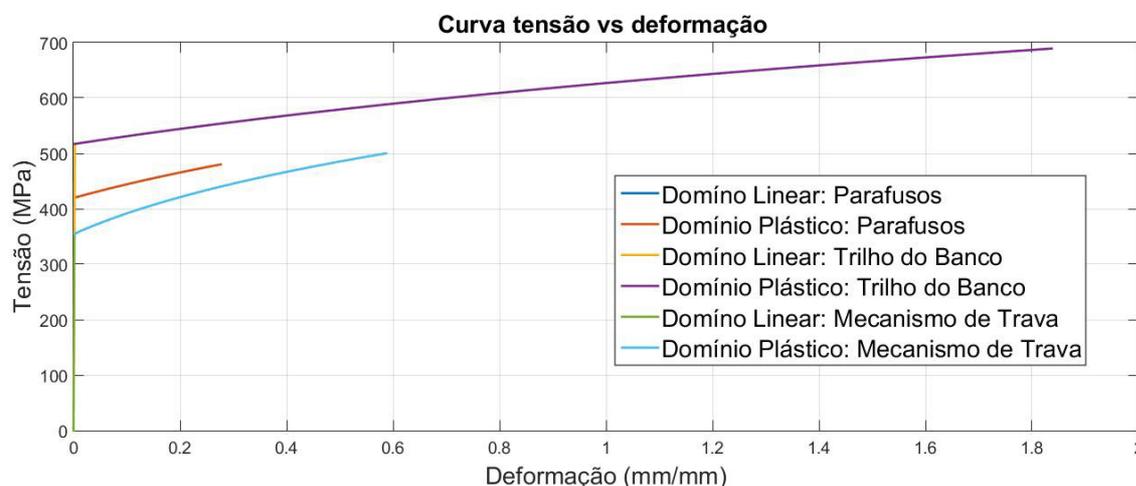


Figura 4. 4 Curva tensão vs deformação: Trilho do banco.

O quarto subgrupo, *Previsão de vida à Fadiga*, exige outras propriedades na fase de pré-processamento. A Tab. 4.2 apresenta as propriedades requeridas e aplicadas na modelagem numérica.

Tabela 4. 2 Propriedade mecânicas dos materiais referentes aos componentes estruturais.

Propriedades	
Coefficiente de resistência à fadiga	9,2e8
Expoente de resistência à fadiga	-0,106
Coefficiente de encruamento	0,213
Expoente de encruamento	-0,47
Coefficiente de resistência cíclico	1e9
Coefficiente de endurecimento cíclico	0,2

Para a entrada dos dados referentes à curva S-N dos materiais, definiu-se pelo uso do modelo de fadiga não-linear de *Stromeyer*, visto que os dados fornecidos pela montadora por meio do DENATRAN seguem tal modelo. As curvas S-N do mecanismo de trava e do trilho são apresentadas nas Fig. 4.5 e Fig. 4.6, já a curva S-N para os parafusos não está disponível, portanto, para as análises de vida à fadiga para este componente, consideraram-se as propriedades de um aço *default*, estabelecido pelo software Ansys®.

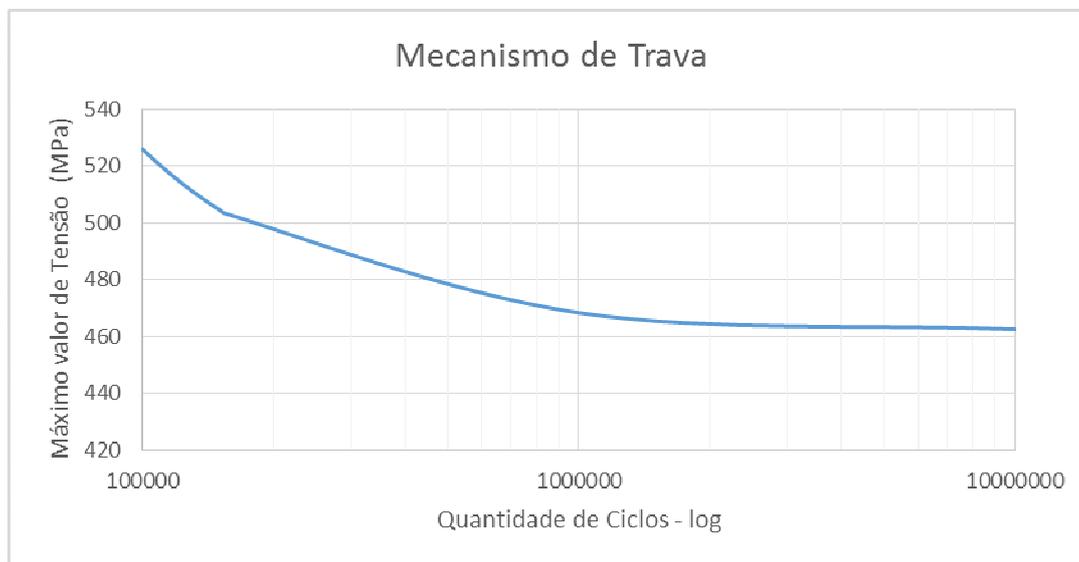


Figura 4.5 Curva S-N do trilho do Mecanismo de trava - modelo de *Stromeyer*.

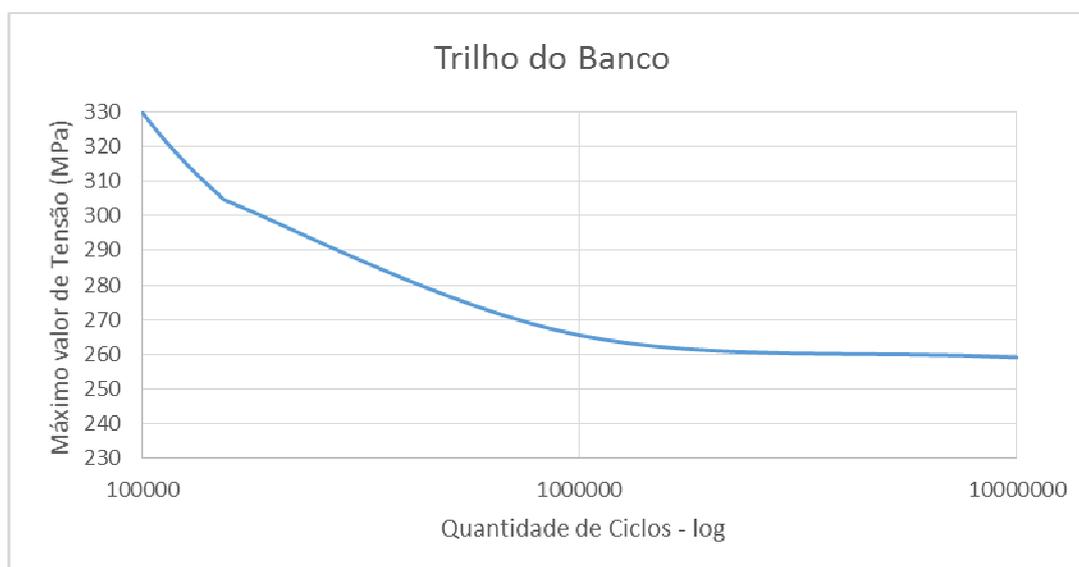


Figura 4.6 Curva S-N do trilho do banco - modelo de *Stromeyer*.

4.3 Análise Global

Para a determinação de tensão e deformação atuantes em uma dada estrutura ou componente mecânico, é necessário que os mesmos estejam sob a ação de solicitações externas. Em análises pelo método dos elementos finitos, no caso de verificações estruturais, tais esforços podem ser aplicados de forma geral de três maneiras distintas: através de

deslocamentos, de forças ou de acelerações. Neste trabalho optou-se pela aplicação do terceiro caso, visto que o procedimento realizado em norma (ECE 17, Fig. 2.9), prevê a aplicação de uma curva que abranja uma aceleração entre os limites de 20g e 30g, e que o tempo de aplicação dos níveis de aceleração deva estar compreendido entre 20 e 30 ms.

O modelo completo do banco veicular possui 175 componentes, conforme apresentado no item 2.1. De acordo com o subgrupo de *Análises Específicas* (Fig. 4.2), tem-se que o contato mecânico terá de ser considerado na modelagem numérica. Nesse sentido, na análise do banco, identificam-se 137 superfícies em contato.

Do ponto de vista computacional, o custo, em termos de processamento, é um fator de relevância, tendo em vista os recursos computacionais disponíveis. Portanto, devido ao alto custo computacional, para a determinação dos níveis de força aplicados nos componentes de fixação, quando da aplicação da curva de aceleração apresentado em norma, adotou-se uma análise com o uso de submodelos (*submodels*).

Em uma análise *submodellling*, a análise principal funciona como uma primeira verificação (verificação do banco completo). Nessa, há a aplicação do esforço externo, assim como das condições de contorno. Para o submodelo desta análise principal (zona referente ao contato entre o mecanismo de trava e o trilho fêmea), os dados de entrada referem-se aos gradientes de deslocamento obtidos na primeira verificação.

Em termos gerais, aplica-se a análise por submodelos quando a estrutura a ser investigada pode demandar um relevante custo computacional pela complexidade da geometria, contatos excessivos, dentre outros aspectos, associado à necessidade de verificar uma região específica da estrutura. Portanto, é comum discretizar a estrutura inicialmente com uma malha grosseira na análise principal, visto que o uso de uma malha grosseira é suficiente para se determinar os gradientes de deslocamentos e, com uma malha mais refinada a parte da estrutura que se tem interesse na análise do submodelo. No caso do presente estudo, a primeira análise envolve o modelo do banco considerado e apresentado na Fig. 2.3. Cabe ressaltar que malhas grosseiras não apresentam boas aproximações para gradientes de deformações e tampouco de tensões em grande parte dos casos, principalmente, onde se há grandes deformações plásticas.

Neste estudo, fez-se o uso de submodelos objetivando-se determinar os níveis de forças presentes nas superfícies de contato entre o banco e os componentes de fixação junto ao assoalho. Tais níveis de força são obtidos a partir dos gradientes de deslocamentos aplicados no submodelo.

Sendo assim, para a *Análise Global*, foram realizados as seguintes considerações: material linear-elástico, uso de malha não refinada, uso de “*bonded contact*” nas superfícies em contato, uso de suportes fixos nos parafusos e aplicação do menor nível de aceleração apresentada em norma (Fig. 2.9).

A dimensão predominante da malha aplicada ao banco veicular foi igual a 2 mm. Tal valor foi definido a partir de um estudo de sensibilidade de malha, juntamente com uma verificação da espessura dos componentes em casca, onde foi possível verificar que para malhas mais refinadas, os valores de deslocamentos nodais não apresentaram variações consideráveis.

Apresentam-se, na Tab. 4.3, as características de malha da análise principal dentro do subgrupo “*Análise Global*”, onde fez-se o uso de uma malha grosseira.

Tabela 4.3 Características e aspectos de qualidade da malha aplicada ao modelo correspondente à análise principal do submodelo.

Quantidade de nós	1.113.777
Quantidade de elementos	655.700
Aspect Ratio	2,1404
Jacobiano	1,0529

O *Aspect Ratio* permite verificar a qualidade de malha a partir de uma avaliação da distância dos vértices que compõem o polígono (elemento) em relação ao plano médio da malha. Como orientação, estima-se que tal média deva ser menor que 10.

O *Jacobiano* é uma verificação realizada para todos os elementos que compõem uma malha. A qualidade por este método é avaliada a partir da comparação do formato do elemento em relação a um elemento em forma ideal. Isto significa que a distorção na forma do elemento introduzirá erros nas transformações matemáticas. De acordo com o manual do Ansys®, quanto mais próximo de 1 para o *Jacobiano*, melhor a qualidade de malha (Carlos A., 2017).

O modelo numérico discreto em elementos finitos utilizado para as análises referentes ao subgrupo da *Análise Global* é apresentado na Fig. 4.7 e 4.8. A primeira figura mostra-se o modelo discreto do banco avaliado, enquanto a segunda apresenta-se de forma mais detalhada o modelo discreto dos componentes que compõem a zona de fixação.



Figura 4. 7 Modelo discreto do banco completo.

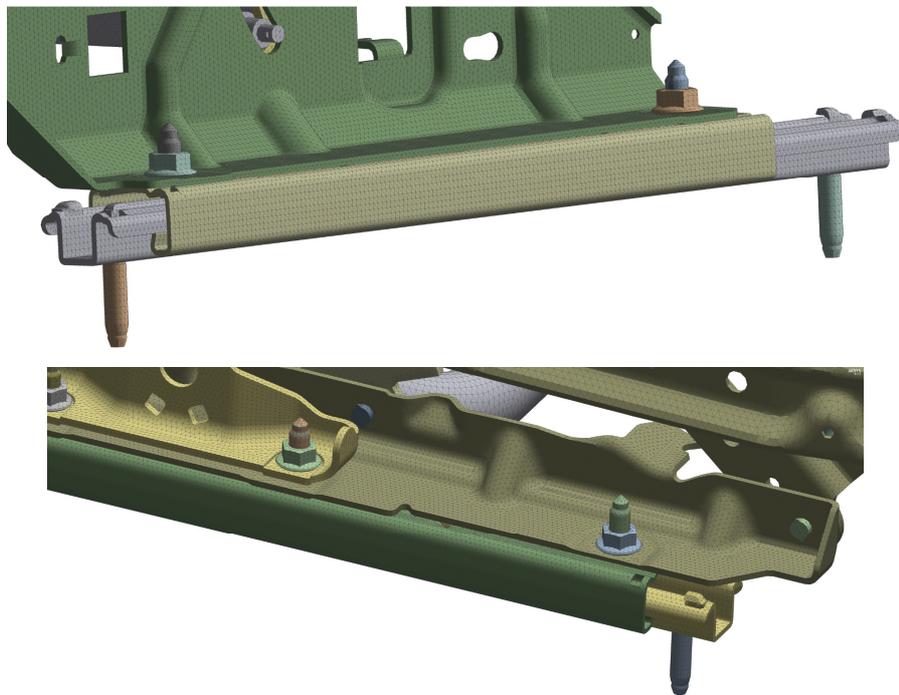


Figura 4. 8 Modelo discreto: zona de ancoragem do banco ao assoalho do veículo.

Em seguida, estabeleceu-se a solicitação externa em forma de acelerações que será aplicada ao banco veicular, que conforme a norma ECE 17, discutida no item 2.3.1 é a ilustrada na Fig. 2.7.

Visto o objetivo de determinar unicamente os valores referentes às forças entre o banco e os componentes de fixação, utilizaram-se *bonded contacts* entre todos os componentes. Verificou-se que tal consideração, juntamente com a aplicação dos suportes fixos nos parafusos são suficientes para ter-se uma avaliação da magnitude dos níveis de força presentes nas superfícies em contato. Verificou-se ainda que os níveis de força determinados, tanto em

análises com uso de *bonded contacts* quanto em análises com o uso de contatos com fricção, apresentaram valores similares de deslocamentos. No entanto, o uso de contatos com fricção demandam maior custo computacional.

Para os componentes desconsiderados, algo tratado no item 2.1, analisou-se suas respectivas massas, que foram então introduzidas como massas distribuídas sobre os componentes estruturais nos quais estavam em contato. A consideração de suas respectivas massas no modelo numérico possibilita verificar o efeito das forças advindas da aplicação de acelerações em tais componentes diretamente no objeto de análise, ou seja, nos componentes de fixação.

A desconsideração de tais elementos como corpos discretos não acarreta em perdas significativas nos resultados obtidos, pois, tais componentes não se configuram como alvo de análises. Outro ponto relevante está no fato de que o procedimento como realizado, acarreta em um menor custo computacional demandado, visto não ser necessário considerar a discretização de tais elementos no modelo numérico.

As informações até então apresentadas explanam a obtenção do modelo numérico FEM referente à análise principal deste subgrupo. Com o intuito de verificar os casos de colisão, tanto traseira quanto frontal, a análise principal foi dividida em duas etapas. Para cada uma, duas outras verificações foram realizadas a partir do uso de *submodels*, a fim de determinar os níveis de força nos componentes de fixação de ambos os lados do banco por meio dos gradientes de deslocamentos nodais.

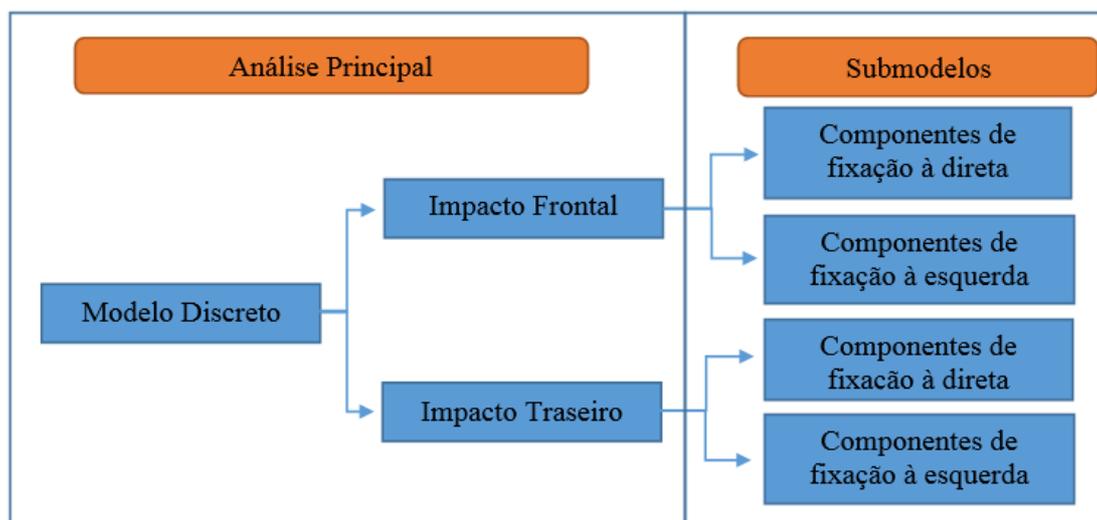


Figura 4. 9 Esquemático dos dados obtidos via aplicação de submodelos.

Com o intuito de facilitar a compreensão, apresenta-se o fluxograma acima (Fig. 4.9), onde é possível verificar duas subdivisões. A primeira é referente à análise principal, onde encontram-se as simulações de impacto frontal e traseiro. Já a segunda subdivisão é referente aos submodelos de cada análise da primeira subdivisão (subdivisão principal). Nesta segunda há a determinação dos níveis de força para cada modo de colisão.

A realização da análise principal, como anteriormente dito, fornece para as análises dos submodelos, os gradientes de deslocamentos para todos os componentes presentes no modelo numérico. Visto que este estudo tem por objetivo a verificação dos componentes de fixação do banco (trilho, mecanismo de trava e parafusos de fixação), verificou-se os níveis de força que são aplicados nestes componentes na ocorrência do impacto. Esta verificação ocorreu especificamente no componente de trava, uma vez que é este o componente que provê a conexão do banco veicular aos demais componentes de fixação do banco junto ao assoalho.

As figuras apresentadas a seguir explicitam o gradiente de deslocamento (Fig. 4.10) e a direção da força resultante (Fig. 4.11) para o mecanismo de trava à esquerda no caso de uma colisão traseira. Decide-se apresentar unicamente para este caso, e não para os demais três, pois, para os restantes, a representação é a mesma, modificando unicamente as direções de deslocamentos e forças resultantes.

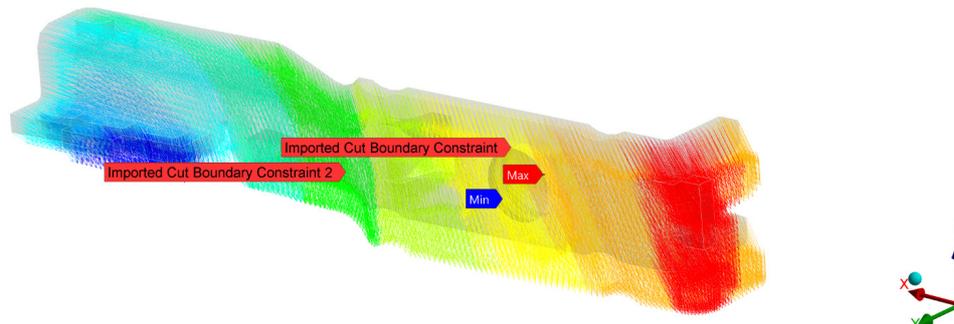


Figura 4.10 Gradiente de deslocamentos para o mecanismo de trava à esquerda em uma colisão traseira.

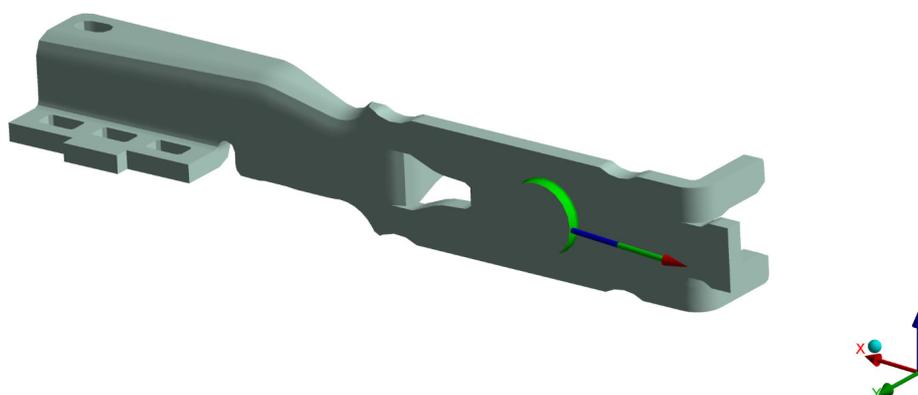


Figura 4.11 Força resultante no mecanismo de trava à esquerda em uma colisão traseira.

Apresentados os procedimentos para a determinação dos níveis de força que serão aplicados nos componentes de fixação, para posteriormente realizar a verificação estrutural de tais componentes na ocorrência de impacto, a Tab. 4.4 exibe os níveis de forças para os casos da colisão traseira e frontal, tanto para o mecanismo de trava à esquerda quanto para o da direita.

Tabela 4. 4 Dados dos níveis de força aplicados no mecanismo de trava.

Situação	Força [x] (N)	Força [y] (N)	Força [z] (N)	Força resultante (N)
Colisão frontal- mecanismo de trava à esquerda	1868,5	-17,8	16,1	1868,7
Colisão frontal- mecanismo de trava à direita	1863,4	17,9	-16,0	1863,6
Colisão traseira- mecanismo de trava à esquerda	-1868,5	18,1	-15,3	1868,6
Colisão traseira- mecanismo de trava à direita	-1863,5	-17,9	15,5	1863,6

Ressalta-se que para as verificações referentes à *Previsão de vida à Fadiga* dos componentes, a magnitude de força não é a mesma apresentada na Tab. 4.4. O valor adotado para estas outras análises será melhor explicitado no item 5.4.

4.4 Análises Específicas

4.4.1 Análise Modal e Harmônica

Uma análise modal é o primeiro procedimento para ter-se uma melhor compreensão da estrutura analisada, assim como para determinar parâmetros de suma importância para as análises posteriormente realizadas, como por exemplo, o incremento temporal. Por uma análise modal ainda é possível determinar, por exemplo, a melhor maneira de tratar um determinado fenômeno, ou seja, através de uma análise estática ou dinâmica.

De acordo com Cook, R. D. (1995), a frequência de excitação aplicada em uma estrutura possibilita a identificação do tipo de análise a ser realizada. Uma maneira sugerida é que caso a frequência de excitação seja menor do que um terço da menor frequência natural da estrutura, os efeitos advindos da inércia podem ser negligenciados, possibilitando, portanto, um tratamento quasi-estático, ou seja:

$$Ku=F \quad (89)$$

À medida que a inércia se torna um fator preponderante em uma análise, isto é, quando as frequências de excitação são superiores a um terço da menor frequência natural da estrutura, a matriz de massa, termo que representa a distribuição de massa na estrutura, deve ser levada em consideração, o que leva, portanto, a uma análise transiente.

Diante do exposto acima, procedeu-se uma análise modal dos componentes de fixação do banco apresentado na Fig. 2.4 (trilho, mecanismo de trava e parafusos), a fim de determinar as frequências naturais e os respectivos modos de vibração.

Para a determinação das frequências naturais, fez-se o uso do método de extração de autovalores denominado por *Block Lanczos*. Tal método é utilizado, de acordo com o manual do software, em modelos compostos por um alto número de elementos. Os valores encontrados para as 9 primeiras frequências naturais desconsiderando-se os modos de vibração de corpo livre são apresentados na Tab. 4.5. Nas Figuras 4.12 e 4.13, apresenta-se o primeiro e segundo modo de vibração associado às frequências naturais determinadas.

Tabela 4. 5 Dados das 9 primeiras frequências naturais para os componentes de fixação.

Frequências Naturais (Hz)		
1 ^a) 603,96	2 ^a) 1005,8	3 ^a) 1181,8
4 ^a) 1965,9	5 ^a) 2185,6	6 ^a) 2928,8
7 ^a) 2996,8	8 ^a) 3300,7	9 ^a) 3329,8

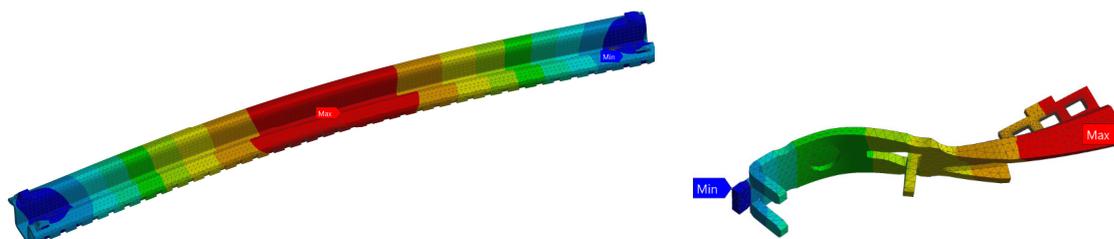


Figura 4. 12 Primeiro modo de vibração: trilho e mecanismo de trava.

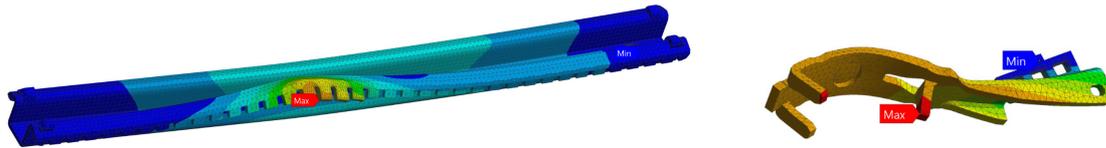


Figura 4.13 Segundo Modo de Vibração: trilho e mecanismo de trava.

A partir da curva de aceleração apresentada em norma (Fig 2.9), é possível inferir que a frequência de aplicação dos níveis de acelerações é aproximadamente igual a 50 Hz, ou seja, valor bem abaixo da primeira frequência natural (603,96 Hz), o que possibilita afirmar que uma análise estática do alvo analisado é suficiente para realizar uma averiguação do seu comportamento. No entanto, mesmo diante de tal fato, este estudo também averiguará o caso de um tratamento dinâmico por dois motivos. O primeiro, apresentar ao leitor que a verificação estrutural do comportamento de bancos veiculares em caso colisões pode ser realizada a partir de verificações estáticas, sem a necessidade de verificações transientes. Segundo, apresentar questões que tangem a convergência por critérios de força e deslocamentos em análises não-lineares, como apresentado por Bathe, K. J. (2001).

A partir de uma análise modal é possível obter uma estimativa do parâmetro referente ao incremento temporal. Tal parâmetro apresenta um papel de suma importância tanto em análises estáticas quanto dinâmicas, visto que influencia diretamente na convergência de análise, custo computacional e precisão dos resultados obtidos. Em análises estáticas com um comportamento não-linear do material e contato, adicionada à presença de grandes deformações, o parâmetro de incremento temporal tem um fator decisivo na convergência de análise, pois, para grandes incrementos de tempo, a presença de grandes distorções nos elementos podem dificultar ou até mesmo impossibilitar a convergência da análise.

Diante do fato exposto acima, a partir da análise modal primeiramente realizada, procedeu-se uma análise harmônica a fim de verificar as frequências dominantes no estudo realizado. De acordo com Cook, R. D (1988), o incremento temporal é calculado por:

$$T_c = \frac{\pi}{10 \cdot \omega_{co}} \quad (90)$$

Onde T_c representa o incremento temporal e ω_{co} o valor referente frequência natural mais solicitante.

A Figura 4.14 apresenta a análise harmônica realizada, onde é possível verificar a resposta da estrutura a diversos níveis de excitações. Por esta, é possível inferir que as maiores magnitudes de tensão ocorrem para uma frequência aproximadamente igual a 3000 Hz. Por tal valor é possível determinar, a partir da Eq. 90, que o incremento temporal ideal para as análises transientes a serem realizadas é igual a $1,047e-4$ segundos. No entanto, o valor de incremento temporal adotado para as análises transientes será melhor tratado posteriormente no capítulo 5.

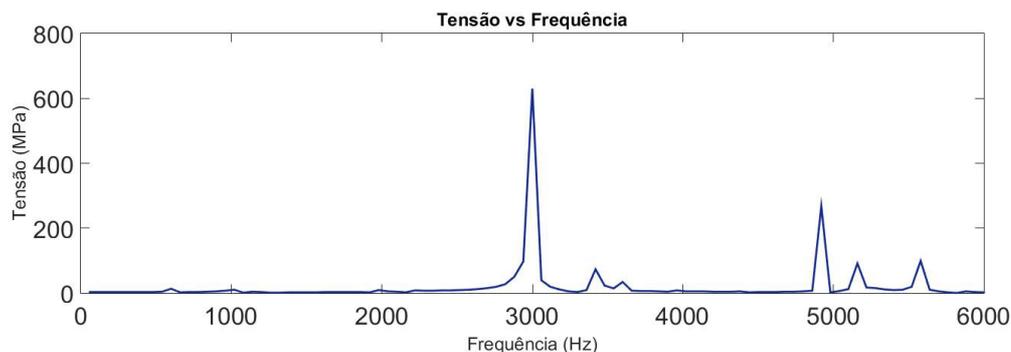


Figura 4. 14 Amplitude de tensão vs frequência: Análise Harmônica.

Para as análises estáticas, realizou-se um estudo prévio, a fim de verificar o melhor valor de incremento de tempo, visto a presença de não-linearidades advindas dos contatos e do material. Tal valor de incremento foi baseado principalmente na distorção dos elementos e perdas abruptas de contato. Verificou-se que a aplicação de aproximadamente 160 *substeps* são suficientes para obter uma convergência completa da análise.

4.4.2 Estudo de Convergência de Malha

O uso do método dos elementos finitos requer a realização de uma análise de convergência de malha, a fim de verificar a dimensão ideal dos elementos do modelo discreto.

Usualmente, verifica-se que o aumento da quantidade de elementos, ou seja, o decréscimo da dimensão até um certo ponto, acarreta em um valor mais aproximado dos resultados obtidos em referência ao que é determinado analiticamente. No entanto, o uso de uma malha mais densa traz consigo um maior custo computacional, sem necessariamente apresentar maior aproximação dos valores determinados numericamente. Por tal razão, a aplicação de um estudo de convergência de malha deve, necessariamente, levar em consideração dois pontos de suma importância: variação percentual dos níveis de tensão em relação à análise antecedente e tempo de processamento.

O procedimento para realizar um estudo de convergência de malha, no que tange à determinação dos níveis de tensão dos componentes, está no crescimento sistemático da quantidade de elementos, verificando a cada passo, o acréscimo ou decréscimo percentual dos níveis de tensão em relação à verificação que a antecedeu. A malha ideal é obtida quando o acréscimo de elementos não produz mudanças significativas nos valores obtidos para a tensão. Costumeiramente a convergência de malha é atingida quando a diferença percentual entre os níveis de tensão é inferior a 5% (Bathe, K. J. 2001).

A realização de uma convergência de malha, a partir da verificação dos níveis de tensão, satisfaz simultaneamente um estudo de convergência de malha para a determinação dos níveis de deslocamentos e deformações, visto que a determinação das tensões advém das deformações e derivadas dos deslocamentos, como apresentado na Fig. 3.5.

Sabendo-se que há a presença de 6 zonas de contato, que serão melhores tratadas no item 4.4.3, é coerente afirmar que as zonas mais afetadas devido à aplicação das forças, ocorrerão próximos às regiões de contato e condições de contorno impostas aos componentes (itens 4.4.3 e 4.4.4). Por tal razão, visto que os deslocamentos nodais podem ser bem retratados a partir de uma malha grosseira, a estratégia de definição da malha constituinte para os componentes de fixação é: fazer-se uso de uma malha mais grosseira em zonas distantes das regiões de contato (uso de 2 mm como apontado no item 4.3), e de uma malha mais refinada nas zonas próximas aos contatos. A aplicação de tal estratégia possibilita dar enfoque nas regiões mais solicitadas, permitindo a realização de análises com um menor custo computacional.

Devido à presença de várias zonas de contato, tomou-se as três zonas onde ocorriam os maiores níveis de tensão para o procedimento do estudo de convergência de malha, onde variou-se a dimensão média dos elementos sistematicamente, até que as variações dos níveis de tensões fossem inferiores a 3%.

Na Tab. 4.6 apresentada, é possível verificar os níveis de tensão relativos a elementos com diferentes dimensões médias. O estudo começou a partir de uma dimensão média igual a 2 mm (valor da dimensão que constituem os elementos em regiões distantes de zonas de contatos) e finalizou com uma dimensão média igual a 0,1 mm. A Figura. 4.15 apresenta o gráfico de convergência de malha para as três zonas analisadas.

Tabela 4. 6 convergência de malha nas 3 regiões analisadas.

Dimensão (mm)	Tensão (MPa) Região 1	Diferença Percentual Região 1	Tensão (MPa) Região 2	Diferença Percentual Região 2	Tensão (MPa) Região 3	Diferença Percentual Região 3
2	121,19		181,2		83,763	
1,8	121,31	0,09%	179,3	1,0%	88,619	5,8%
1,6	110,68	9%	173,53	3,2%	91,144	2,8%
1,4	116,79	5,5%	181,38	4,3%	85,253	6,5%
1,2	117,24	0,4%	182,49	0,6%	84,602	1,2%
1,0	116,4	0,7%	177,44	2,8%	86,381	2,1%
0,8	120,95	3,9%	215,1	21,2%	80,825	6,4%
0,6	110,95	8,2%	225,78	4,7%	86,48	7,0%
0,1	111,28	0,3%	231	2,3%	83,815	3,0%

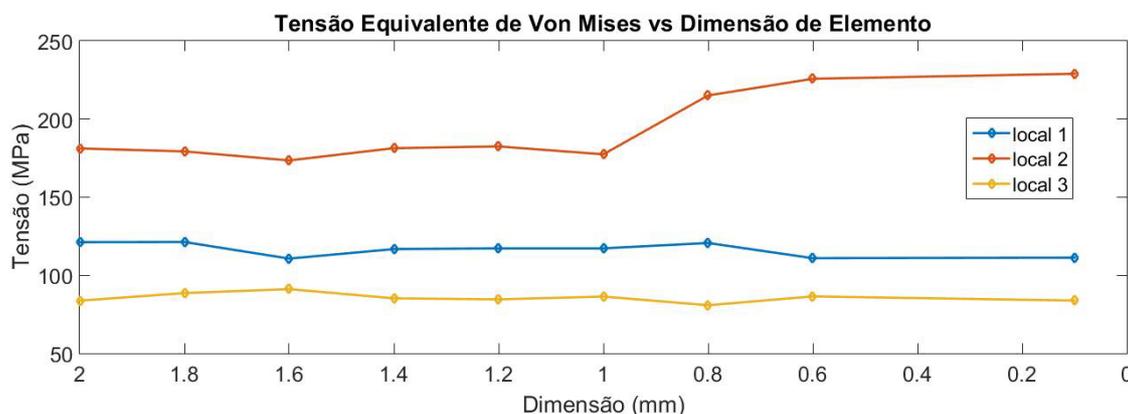


Figura 4. 15 Gráfico comparativo entre a tensão e dimensão de elemento para o estudo de convergência de malha.

Para uma dimensão média igual a 0,6 mm, o uso de elementos com dimensões seis vezes inferior, apresentou acréscimos/decréscimos nos níveis de tensão inferiores à diferença percentual estipulada. Ressalta-se que o estudo de convergência de malha foi aplicado em zonas sem a presença de concentradores de tensão, tais como quinas. Em tais regiões, há a possibilidade de não atingir a convergência devido às singularidades.

Paralelamente à determinação dos níveis de tensão para os diferentes valores de dimensão dos elementos apresentados na Tab. 4.6 e Fig. 4.15, verificou-se o custo computacional, ou seja, o tempo de processamento para cada verificação (Fig. 4.16).

Pela Fig. 4.16 possível constatar que o uso de uma malha mais refinada na região de contato (local onde ocorre os maiores níveis de tensão) não acarreta necessariamente em um maior custo computacional. Tal fato se dá, pois, costumeiramente, o uso de malhas mais grosseiras em zonas de contato requer mais iterações para alcançar a convergência de cada *substep*.

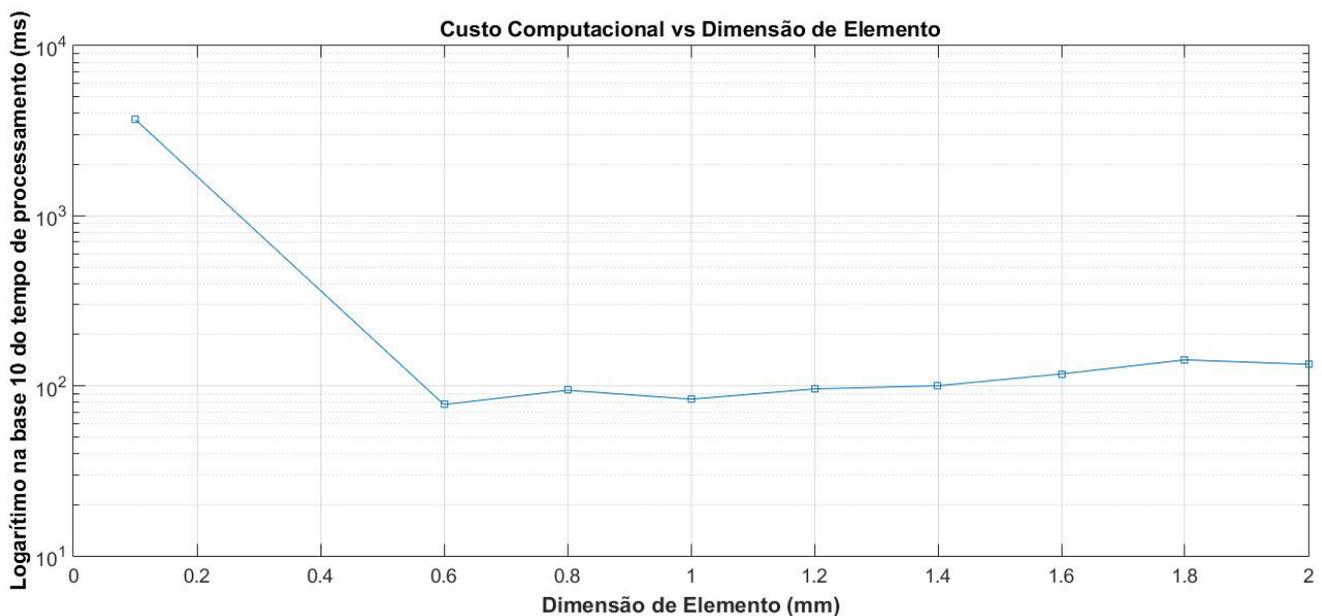


Figura 4. 16 Gráfico logarítmico em base 10 do tempo de processamento em relação à dimensão do elemento.

Da Fig. 4.16 é possível verificar que para a convergência de malha, o uso de elementos com dimensão média igual a 0,6mm acarreta em um menor custo computacional em relação às outras dimensões verificadas e que malhas mais refinadas que esta, acarretam explicitamente em um maior tempo de processamento. Portanto, juntamente com a convergência de malha pelos níveis de tensão apresentados no estudo mais acima, define-se uma malha com dimensão média igual a 0,6 mm para as zonas especificadas e de elementos com dimensão média igual a 2 mm para as zonas mais distantes.

4.4.3 Estudo do Contato Numérico

O uso de contato com fricção se configura como a melhor opção para representar o contato computacional entre os elementos de fixação do banco, visto a contabilização dos

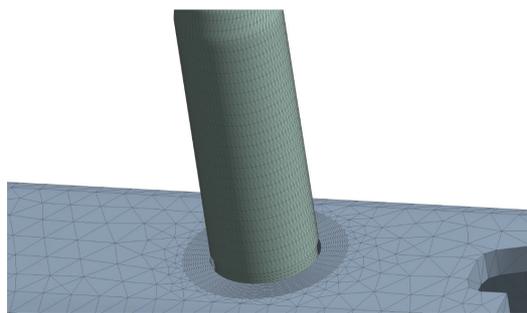
possíveis deslizamentos entre as superfícies em contato. Cabe ressaltar que a ocorrência de deslizamentos entre as superfícies está diretamente relacionado ao coeficiente de atrito.

Diferentemente de *bonded contacts*, o uso de contatos com fricção trazem diversas não-linearidades nas análises realizadas, o que acarreta em uma maior dificuldade de obter uma convergência da análise. Desse modo, realizou-se um estudo, a fim de obter as melhores configurações de contato, facilitando e acelerando a convergência para cada incremento de tempo.

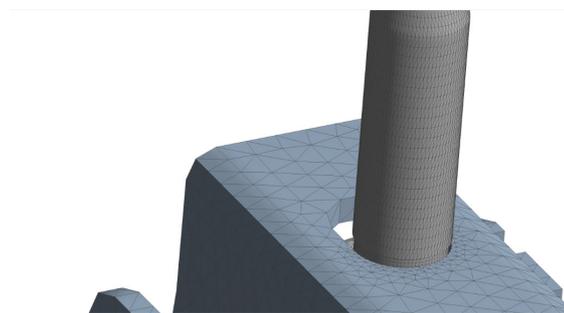
O primeiro procedimento para definir as propriedades de contato a serem efetuadas partiu de uma primeira verificação das magnitudes de penetração e da ocorrência de fendas entre as malhas. A partir destes parâmetros foi possível aplicar ajustes nas malhas de contato com o intuito de diminuir a penetração de malhas que se sobrepõem e de ajuste de malhas nos locais onde há a presença de lacunas.

O procedimento retratado acima é de suma importância para assegurar um primeiro contato entre os componentes no primeiro *substep* da análise. Caso o contato não seja assegurado, os modelos discretos se comportam como corpos sem a presença de restrições, o que possibilita a ocorrência de um movimento de corpo rígido. Dentro do software Ansys®, tal fato se passa quando se emite um alerta de ocorrência de mudança abrupta de contato.

Nas Figuras 4.17.a , 4.17.b, 4.18.a e 4.18.b, é possível verificar as 6 zonas de contato entre os componentes. Na Fig. 4.17.a e 4.17.b apresentam-se as zonas de contato entre os parafusos e o trilho do banco, enquanto na Fig 4.18.a apresenta-se as zonas de contato para o caso de uma colisão traseira, e Fig. 4.18.b para o caso de uma colisão dianteira. Para o caso de colisão frontal, o parafuso presente no furo oblongo perde totalmente o contato com o trilho, visto que as zonas de contato estão entrelaçadas à direção do impacto.

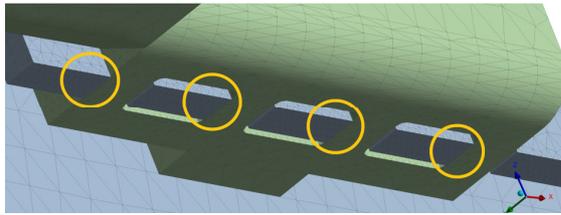


(a) *Furo Circular.*

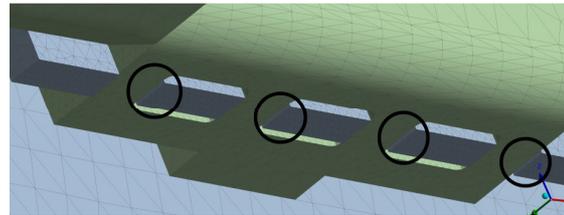


(b) *Furo Oblongo.*

Figura 4. 17 Contato entre parafuso e trilho do banco.



(a) Situação de colisão traseira



(b) Situação de colisão dianteira

Figura 4. 18 Contato entre mecanismo de trava e trilho do banco.

Na Tab. 4.7 é possível verificar parâmetros referentes ao contato inicial entre os componentes. Por ela, estabeleceu-se o número de elementos inicialmente em contato, assim como o valor de penetração entre as superfícies.

Em relação ao número de elementos inicialmente em contato, verificou-se que este parâmetro não acarreta quaisquer mudanças nos resultados obtidos. No entanto, o acréscimo da penetração entre os contatos apresentou grande interferência, pois, para grandes penetrações, não houve a convergência da análise.

Tabela 4. 7 Parâmetros iniciais do estabelecimento de contato.

Zona de Contato	Número de elementos em contato inicialmente	Penetração entre contatos
1	68	1,93e-003
2	20	3,53e-004
3	12	1,34e-004
4	40	6,41e-004
5	29	2,84e-004
6	29	3,57e-003

Realizado o procedimento inicial para garantir um primeiro contato entre os componentes, efetuou-se um outro estudo, a fim de determinar a melhor formulação para compor a malha de contato. Dentre as opções fornecidas pelo software Ansys®, as três opções mais pertinentes são apresentadas na Tab. 4.8, evidenciando suas principais características.

Tabela 4. 8 Características principais de contatos presentes no software Ansys®.

Penalidade Pura	Lagrangeana aumentada	Lagrangeana Normal
Boa convergência (algumas iterações para se atingir o equilíbrio).	Pode requerer iterações adicionais caso a penetração seja muito grande.	Pode requerer iterações adicionais caso haja vibrações.
Sensível à seleção da	Menos sensível à seleção	Não há necessidade da

rigidez normal de contato.	da rigidez normal de contato.	entrada da rigidez normal de contato.
Presença de penetração entre os contatos sem a possibilidade de controlá-la.	Presença de penetração entre os contatos, no entanto, controlada até certo grau.	Usualmente, penetração é próximo de zero.
Detecção de contato nos pontos de integração.	Detecção de contato nos pontos de integração.	Detecção de contato nos nós.
Possibilidade de soluções iterativas ou diretas.	Possibilidade de soluções iterativas ou diretas.	Unicamente soluções diretas.

Através da Tab. 4.8, verifica-se que dentre as opções presentes, aquela que melhor se adapta para este trabalho é a formulação Lagrangeana Aumentada. A definição desta formulação para compor a malha de contato entre os componentes de fixação do banco veicular se deu por três principais motivos. Primeiro, esta formulação permite determinadas magnitudes de penetração entre os contatos, no entanto, o método as controla, a fim de que a penetração não venha interferir no equilíbrio de cada iteração. Caso a magnitude da penetração seja grande, iterações adicionais podem ser necessárias. O segundo motivo seria a possibilidade de se fazer uso de soluções diretas ou iterativas. Este item é de suma importância, pois, em determinadas situações, o uso de soluções diretas pode ser mais eficiente. Por último, a detecção de contato entre as superfícies é realizada a partir de pontos de integração.

Um outro fator que influenciou na definição da formulação citada, está no fato de que, de acordo com o material fornecido pelo software, casos onde há a presença de fricção, juntamente com grandes deformações, a formulação mais adequada é a formulação Lagrangeana Aumentada, visto que essa permite controles adicionais para se reduzir penetrações entre contatos.

Ainda com o intuito de diminuir a penetração entre os contatos, optou-se pela atualização da rigidez de contato a cada iteração. Esta opção é recomendada para se assegurar o fator de rigidez normal do contato.

Com a finalidade de facilitar e resumir as decisões tomadas para as malhas de contato aplicadas neste estudo, apresenta-se a Tab. 4.9, onde é possível verificar de forma resumida todas as configurações adotadas.

Tabela 4. 9 Parâmetros de contato adotados na averiguação numérica.

Tipo de contato	Com fricção
Coefficiente de Fricção	0,2
Tipo de formulação	Lagrangeana aumentada
Atualização de rigidez de contato	À cada iteração
Tratamento de interface	Adicionada integralmente
Método de detecção	A partir dos pontos de Gauss

4.4.4 Aplicação de Condições de Contorno

A aplicação das condições de contorno nos componentes analisados foram efetuados, a fim de representar numericamente as restrições e aplicações de carga à estrutura, de acordo com a norma apresentada no item 2.3.1.

Visto que a fixação do banco veicular junto ao assoalho do veículo é feita por parafusos fixados ao assoalho, aplicou-se suportes fixos aos parafusos, ou seja, restrição de qualquer movimento translacional ou rotacional em todos os eixos (x , y e z).

Em seguida, aplicou-se duas outras restrições translacionais em diferentes regiões dos componentes analisados. Primeiramente, restringiu-se os movimentos translacionais na direção y da região apresentada na Fig. 4.19. Tal restrição advém da impossibilidade de deslocamentos nesta direção, devido à presença de um componente denominado por “*Fêmea do trilho*”.

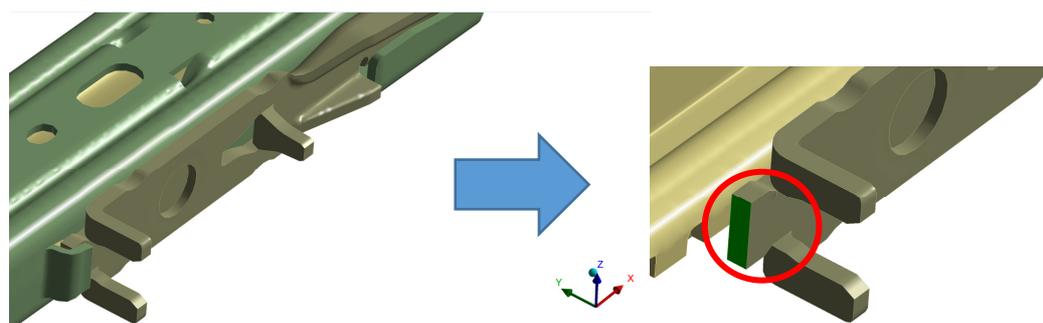


Figura 4. 19 Restrição aplicada no mecanismo de trava devido o trilho fêmea.

A segunda restrição translacional aplicada foi na região referente ao contato entre as superfícies do trilho e do assoalho do veículo. Em tal região, não há a possibilidade de deslocamentos na direção z . Na Fig 4.20 é possível verificar na parte inferior do trilho, a região onde é aplicada a restrição. É possível ainda aferir pela mesma o suporte fixo aplicado aos parafusos.

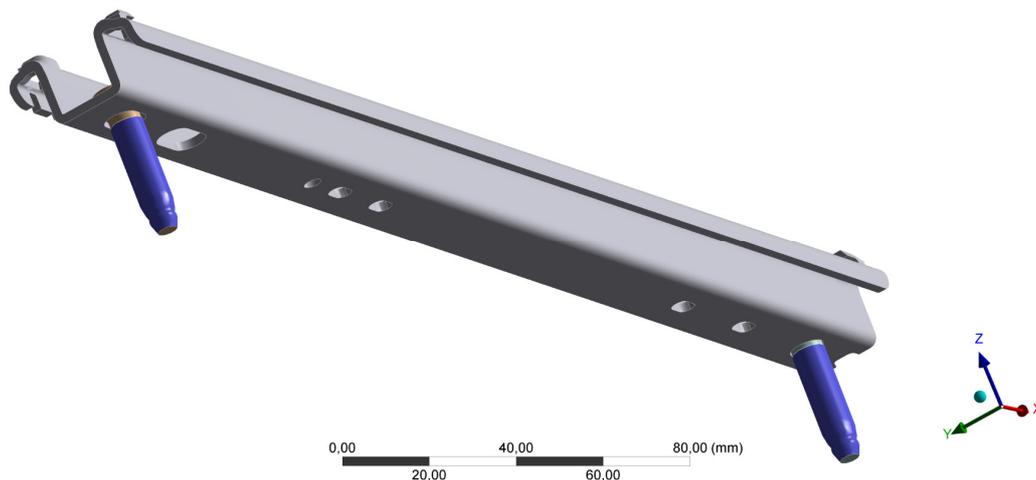


Figura 4. 20 Aplicação de engastes na superfície dos parafusos.

A Fig. 4.21 apresenta a aplicação da restrição rotacional imposta na região de contato entre o mecanismo de trava e o componente denominado por “*Fêmea do trilho*”. Nesta região não há a possibilidade de rotações nos eixos x , y e z . No entanto, nenhuma restrição translacional é aplicada.

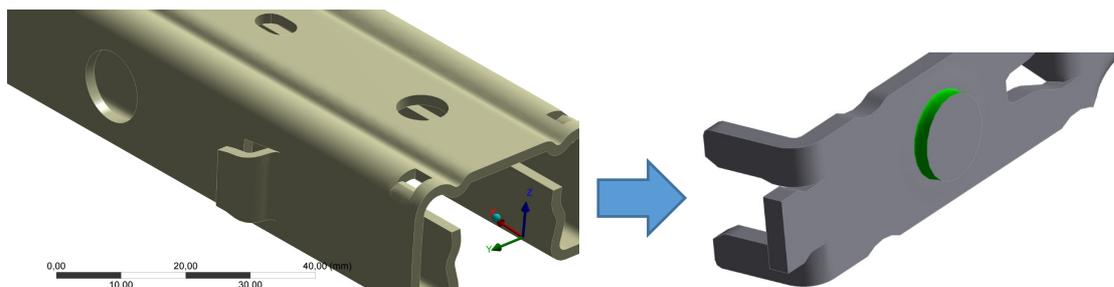


Figura 4. 21 Local de aplicação da força devido às acelerações impostas.

Por fim, aplicou-se a força transferida aos componentes de fixação do banco ao assoalho do veículo na região em verde da Fig. 4.21. A determinação de tais forças foi explicitada no item 4.3, mais especificamente na Fig. 4.11. Tal esforço externo representa as forças advindas da averiguação dos casos de colisões frontais e traseiras efetuados no primeiro subgrupo.

4.4.5 Aceleradores de Convergência e Definição de Parâmetros da Etapa de Processamento

Devido à realização de análises com a presença de não-linearidades, tanto no que tange o material quanto às propriedades dos contatos, algumas outras definições foram necessárias, tais como o uso de estabilizadores, busca por linhas (*Line Search*) e *Weak Springs*.

Definiu-se o uso de uma estabilização a partir de uma taxa de dissipação de energia (*Energy Dissipation Ratio*). Neste método, o programa calcula o fator de amortecimento baseado na relação de dissipação de energia de entrada durante o primeiro *substep*. Após a execução do comando, o programa usa o fator de amortecimento calculado e a energia de estabilização obtida ao final do passo de aplicação da carga, baseado nos dados da etapa atual. Em seguida, define a relação de dissipação de energia igual ou menor do que o valor especificado. No caso das análises realizadas neste estudo, o valor de entrada foi igual a $1e-4$. Tal valor adotado é *default* do software e caso a convergência não seja obtida, sugere-se um incremento da taxa de dissipação (Ansys: Manual Guide, 2002). A aplicação deste método possibilita uma convergência mais rápida em análises com grandes não-linearidades, como o caso do estudo efetuado.

Tratado anteriormente no item 3.5, o uso do método de *busca por linhas (Line Search)* deu-se com o intuito de acelerar a convergência de cada *substep*. Por este método, o incremento de deslocamento é multiplicado por um fator escalar calculado pelo programa, variando entre 0 a 1, sempre que uma resposta de endurecimento é detectada.

A aplicação do método de busca por linhas (*Line Search*) acarreta em um maior custo computacional demandado para a determinação do parâmetro escalar tratado acima, no entanto, para o estudo em questão, verificou-se que mesmo com tal incremento de tempo de processamento, a convergência de cada *substep* e solução do alvo analisado foram alcançadas mais rapidamente, caso não fizesse o seu uso.

Ainda com o intuito de facilitar a convergência da solução, aplicou-se um método denominado por “*Weak Springs*”. O seu uso permite evitar instabilidades numéricas advindas de inconsistências estruturais referentes aos suportes e contatos, sem afetar as cargas reais aplicadas à estrutura. (H. Lee, 2017)

A aplicação de “*Weak Springs*” em estruturas com alguma instabilidade advinda de pequenas forças residuais externas não-nulas, adicionam uma rigidez na estrutura de valor negligenciável. Em suma, o emprego de tal suporte numérico permite diminuir o movimento de corpo rígido em estruturas com a presença de instabilidades.

Visto a realização de investigações com a possível presença de não-linearidades advindas de grandes deslocamentos, grandes deformações, não-linearidades de materiais e de contato, a opção referente ao uso da formulação Lagrangeana Melhorada, apresentada no item 3.4, foi ativada. Esta se apresenta como a formulação mais pertinente para as verificações almejadas.

Por fim, estabeleceu-se que todas as análises efetuadas, a fim de investigar os componentes de ancoragem do trilho do banco ao assoalho do veículo, serão procedidas com o uso de uma integração implícita, formulação apresentada no item 3.6. A definição de tal tipo de integração deu-se pelos seguintes fatores: custo computacional demandado, eficiência do método de integração implícita para os objetivos almejados e recursos computacionais disponíveis.

Outro fato que corroborou para o uso de uma integração implícita está nos artigos presentes na bibliografia, como os apresentados por Bathe, K. J. (2001). Por eles é possível verificar que integrações implícitas são utilizadas nas mais diversas configurações de análises de colisões, apresentando boas aproximações numéricas, tanto em referência aos estudos realizados experimentalmente quanto aos numéricos a partir de uma integração explícita.

5. Simulação de Colisão: Resultados e Discussões

5.1 Análise Linear

Uma análise linear elástica do material em comportamento quasi-estático da estrutura foi efetuada, a fim de verificar os níveis de tensão presentes nos componentes de fixação do banco. Tal averiguação permite definir a real necessidade de uma análise não-linear do material, visto que intensidades de tensão superiores à tensão de escoamento podem levar a uma relação não-linear entre a tensão e deformação, além de ocasionar a presença de deformações permanentes (plastificação).

As Figuras 5.1, 5.2 e 5.3 apresentam os níveis de tensão nos 3 componentes alvo das análises: trilho do banco, mecanismo de trava e parafusos. A análise linear citada foi conduzida a partir da metodologia adotada e apresentada, essencialmente, nos itens 4.1, 4.3, 4.4.3 e 4.4.4. Para esta análise, tomou-se por cenário base, o caso de uma colisão traseira a 20g de aceleração imposta. Posteriormente, no item 5.2, será possível verificar que as magnitudes máximas de tensão para colisões traseiras e frontais são semelhantes.

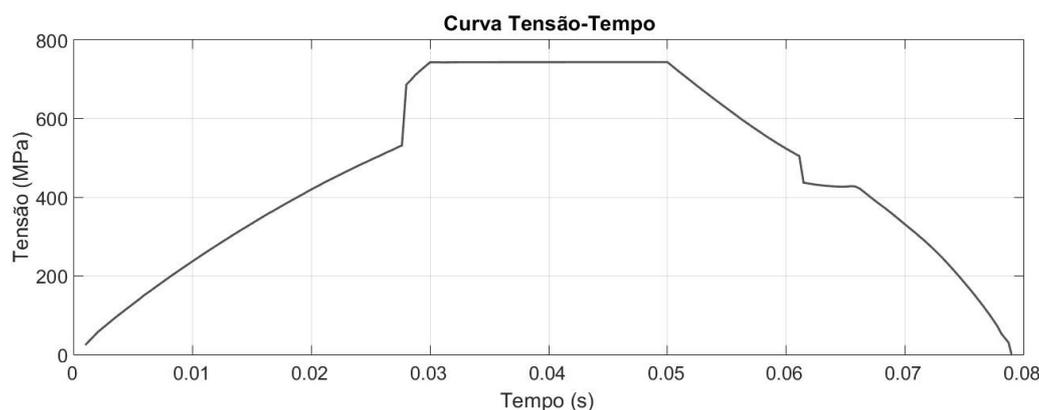


Figura 5.1 Curva tensão-deformação do trilho - Análise linear em um comportamento quasi-estático.

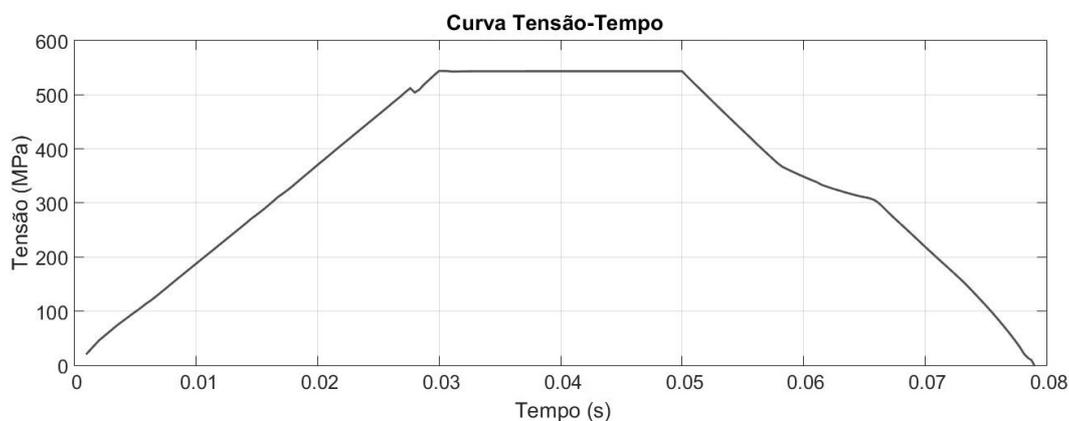


Figura 5.2 Curva tensão-deformação do mecanismo de trava - Análise linear em um comportamento quasi-estático.

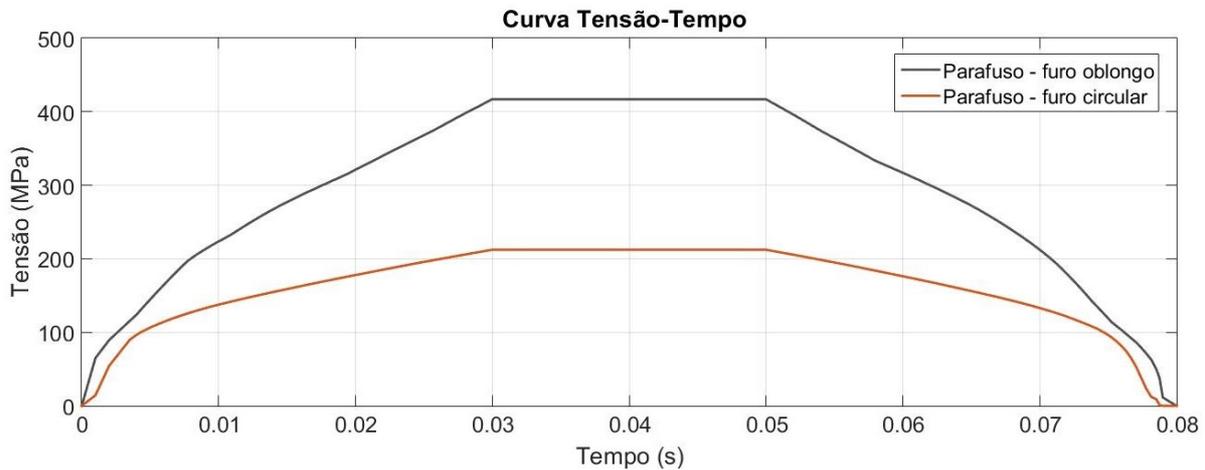


Figura 5.3 Curva tensão-deformação dos parafusos – Análise linear em um comportamento quasi-estático.

Examinando especificamente as magnitudes de tensões nos componentes, verifica-se que, tanto o trilho do banco quanto o mecanismo de trava, apresentam valores máximos de tensão superiores à tensão de escoamento de seus respectivos materiais (Tab. 4.1). O mecanismo de trava e trilho do banco apresentaram magnitudes máximas de tensão igual a 743,57 e 488,64 MPa, respectivamente.

Visto a presença de tensões superiores ao limite elástico do material para o trilho do banco e mecanismo de trava, constata-se que tais componentes estão submetidos a deformações inelásticas, o que leva, portanto, a necessidade de uma verificação não-linear em termos do material.

Os resultados obtidos de tensão nos parafusos do banco permitem inferir que estes componentes estão submetidos a magnitudes tensão inferiores à tensão de escoamento do material, portanto, permanecem no limite elástico.

O parafuso no furo oblongo apresentou níveis de tensão aproximadamente duas vezes maior que o do parafuso no furo circular. Isso ocorre devido à geometria de contato presente entre o parafuso e o trilho do banco. O furo oblongo apresenta menor área de contato com o trilho, se comparado ao furo circular, o que acarreta em uma maior distribuição de força por área. O gradiente de tensão para os dois casos citados é apresentado na Fig. 5.4. Por ela é possível verificar uma maior distribuição da força advinda do impacto no parafuso presente no furo circular.

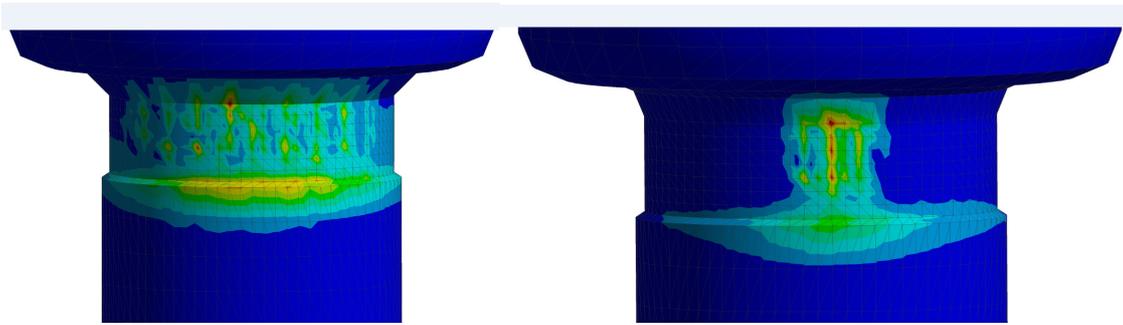


Figura 5. 4 Gradiente de tensão: furo circular à esquerda e furo oblongo à direita.

5.2 Análise Não-Linear: Simulação de Impacto a 20g

5.2.1 Colisão Traseira: Comportamento Estático e Dinâmico

Visto que as análises efetuadas a partir de uma averiguação linear-elástica apresentaram níveis de tensão superiores à tensão de escoamento do material, como verificado no item 5.1, análises não-lineares referente ao material foram realizadas. Nestas, considerou-se, portanto, a parte referente à plasticidade da curva tensão-deformação, assunto detalhado no item pertinente às propriedades dos materiais (item 4.2)

A fim de melhor compreender os níveis de tensão nos componentes investigados, decidiu-se apresentar a curva tensão-tempo para todos os locais de contato entre os componentes averiguados (trilho, mecanismo de trava e parafusos), visto que tais regiões apresentam os maiores níveis de tensão. Expor os resultados desta forma possibilita uma melhor compreensão da distribuição de tensão na região de contato entre as superfícies, além de permitir um melhor estudo das não-linearidades e instabilidades presentes na estrutura, algo posteriormente discutido no item 5.3 e 5.4.

As figuras 5.5 e 5.6 retratam as regiões onde efetuaram-se as verificações nos componentes do trilho do banco e mecanismo de trava.

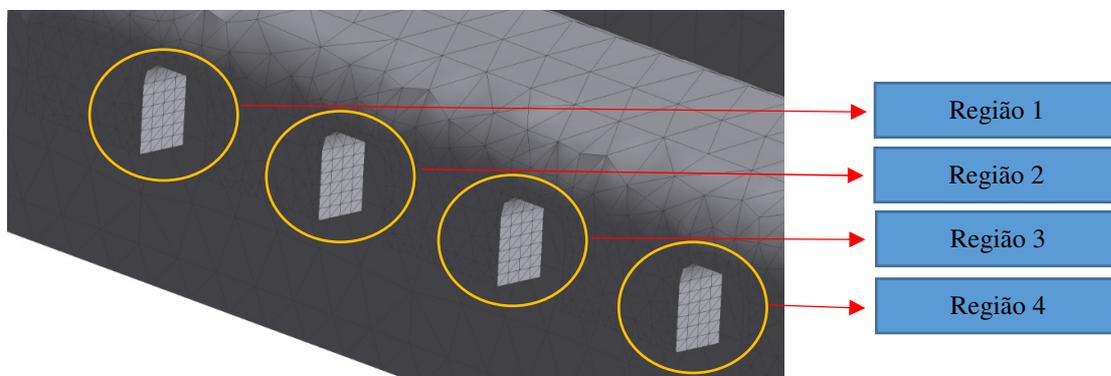


Figura 5. 5 Regiões de análise-trilho do banco - colisão traseira.

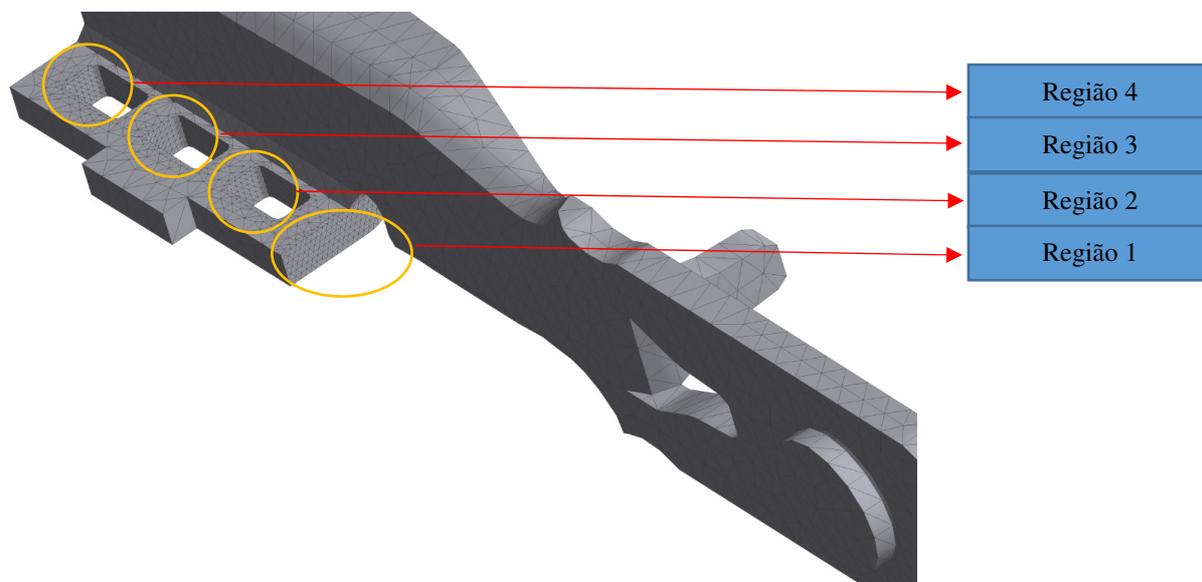


Figura 5.6 Regiões de análise-mecanismo de trava – colisão traseira.

Tendo como suporte as Figuras 5.5 e 5.6, as curvas apresentadas a seguir evidenciam os níveis de tensão para o trilho do banco e o mecanismo de trava, tanto para um comportamento quasi-estático quanto para um comportamento dinâmico da estrutura.

Da Fig. 5.7 é possível inferir que ambos os componentes analisados apresentam magnitudes semelhantes de tensão nos dois casos verificado, ou seja, as curvas de tensão referentes ao comportamento quasi-estático e dinâmico da estrutura se sobrepõem

De fato, a distribuição de tensão nas faces em contato do trilho do banco apresentam magnitudes semelhantes, no entanto, comportamentos distintos. As regiões 1, 2, 3 e 4, apresentaram valores máximos de tensão na região de estabilidade (entre 0,3 e 0,5 segundos) aproximadamente iguais a 346, 355, 375 e 359 MPa, respectivamente. Os valores semelhantes nos níveis de tensão se devem por partes, pelo fato de ter-se aplicado um contato inicial entre todas as faces desde o início da análise numérica, algo tratado no item 4.4.3. Outro aspecto que corrobora para a presença de níveis de tensões semelhantes nas regiões analisadas, é ocasionada pela simetria geométrica no local de aplicação das forças advindas do contato com mecanismo de trava.

Tomando por apoio a Tab. 4.1, assim como as retas na Fig. 5.7, que representam a tensão de ruptura e de escoamento do material, respectivamente, é possível constatar que as tensões na zonas de estabilidade (entre 0,3 e 0,5 segundos) para todas as regiões analisadas do trilho do banco foram muito próximas à tensão de escoamento do material, ou seja, para a simulação

de uma colisão traseira, com 20g de aceleração aplicada, segundo a norma, o componente analisado apresenta deformações plásticas em todas as regiões investigadas.

Tendo ainda a Fig. 5.7 por base, é possível observar que a região de descarregamento (região após 0,5 s) apresenta diferentes respostas para cada região. Nas regiões 3 e 4 houve um acentuado acréscimo no nível de tensão após 0,75 s, mesmo com um decréscimo da força aplicada. Tal situação ocorre pelo fato de que cada região do dente do trilho, previamente em contato com o mecanismo de trava, se acomoda de maneira diferente após a retirada da força aplicada à estrutura. A Figura 5.8 apresenta a região com o gradiente de tensão no trilho do banco para o caso tratado.

Questões acerca das oscilações nas tensões encontradas nos níveis de tensão, assim como a ocorrência de acréscimos nas magnitudes de tensões (regiões 3 e 4), mesmo com um decréscimo nos níveis de força, serão melhor tratados no item 5.3 e 5.4.

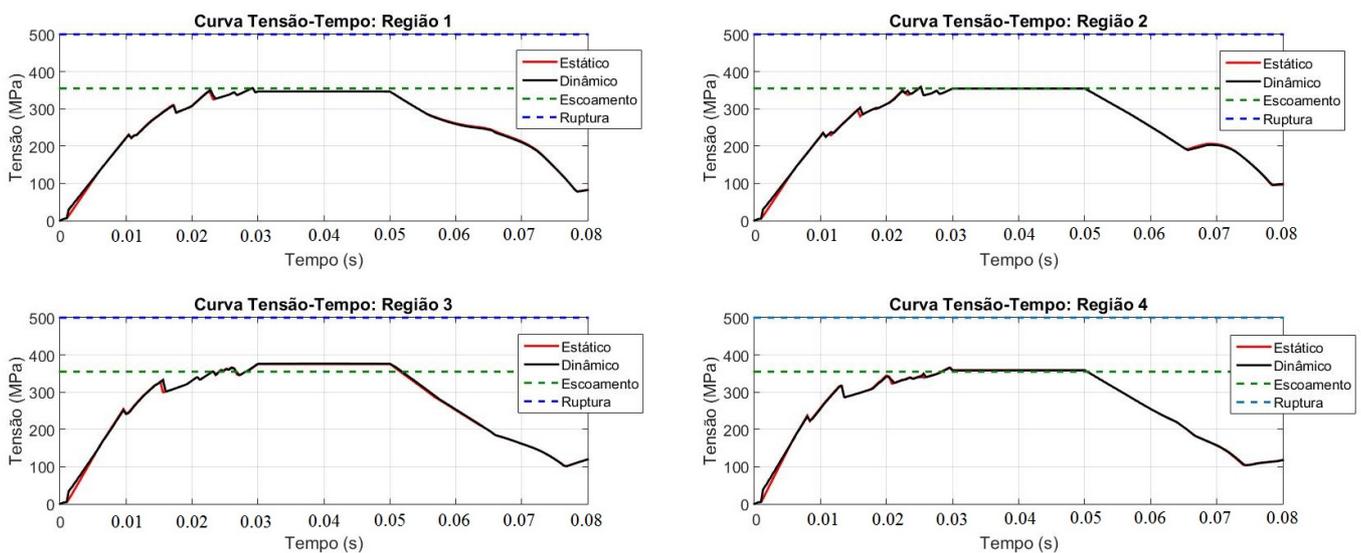


Figura 5.7 Curva tensão-tempo- Trilho do banco colisão traseira a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica.

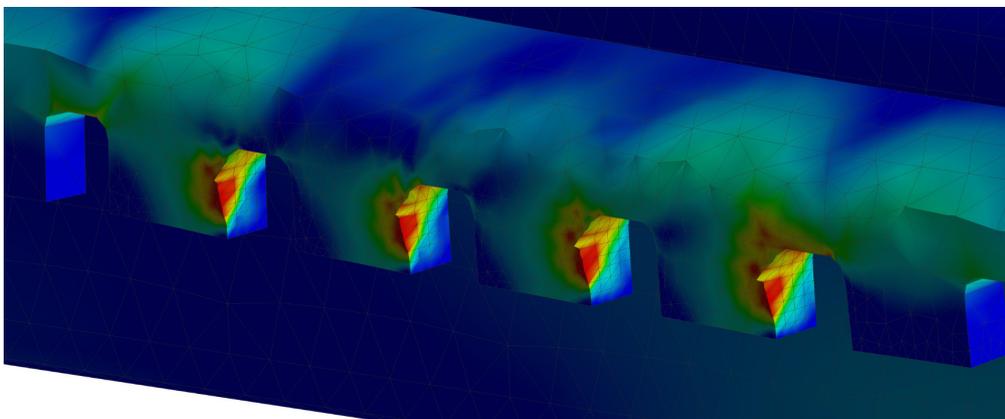


Figura 5.8 Gradiente de tensão: Trilho do banco colisão traseira a 20g.

A partir dos valores de tensão obtidos para o mecanismo de trava (Fig. 5.9), é possível inferir, em um primeiro momento, que este componente apresenta pequenas oscilações nas magnitudes de tensão, semelhantes entre as faces analisadas (Fig. 5.6). No entanto, tais oscilações são perceptivelmente menores, caso comparadas ao trilho do banco.

Os valores obtidos para as regiões 1, 2, 3 e 4 do mecanismo de trava apresentaram valores máximos de tensão na região de estabilidade aproximadamente iguais a 440, 382, 378 e 376 MPa, respectivamente. Pelos resultados, infere-se que, diferentemente do ocorrido para o trilho do banco, as magnitudes de tensão para este componente apresentam maiores desconformidades nos níveis de tensão entre as faces investigadas. Isto se dá, em partes, pelo fato de que o mecanismo de trava não apresenta simetria geométrica nos locais de contato com trilho do banco, adicionado o fato da região 1 apresentar locais propícios à existência de concentradores de tensão.

As tensões obtidas para cada região do mecanismo de trava possibilita, juntamente com a Tab. 4.1 e as retas de auxílio presentes na Fig. 5.9, inferir que os valores de tensão nas regiões 2, 3 e 4 são próximas à tensão de escoamento do material.

A região 1, região que apresenta os maiores níveis de tensão para este componente, vê-se que as tensões são superiores à tensão de escoamento do material, acarretando a presença de deformações permanentes (zona de plastificação).

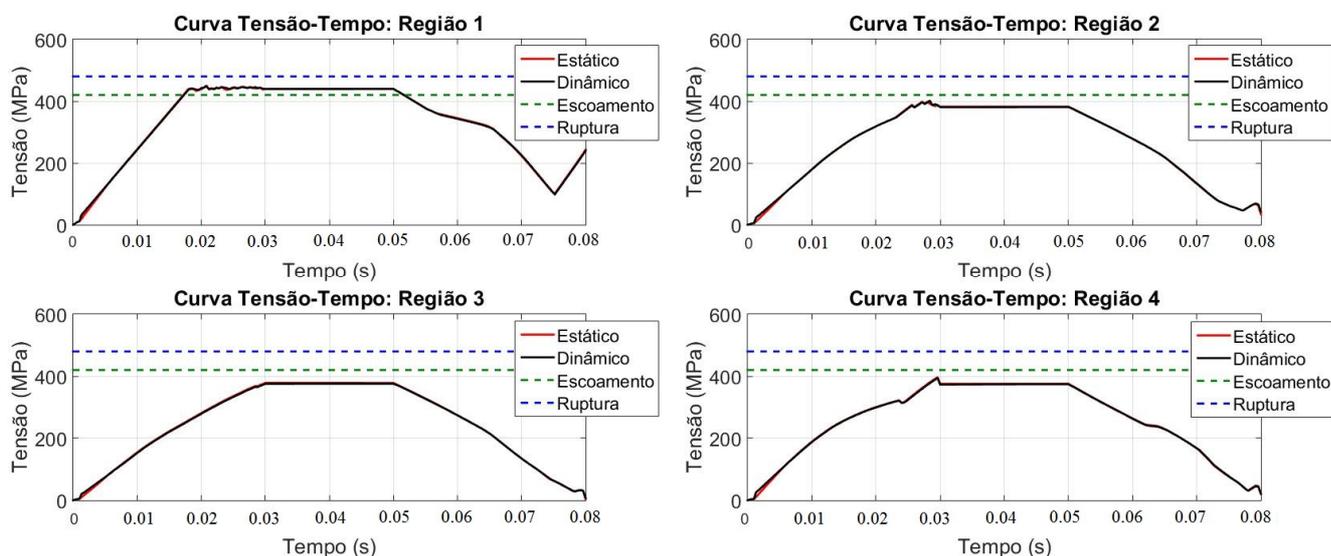


Figura 5.9 Curva tensão- tempo – Mecanismo de trava colisão traseira a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica.

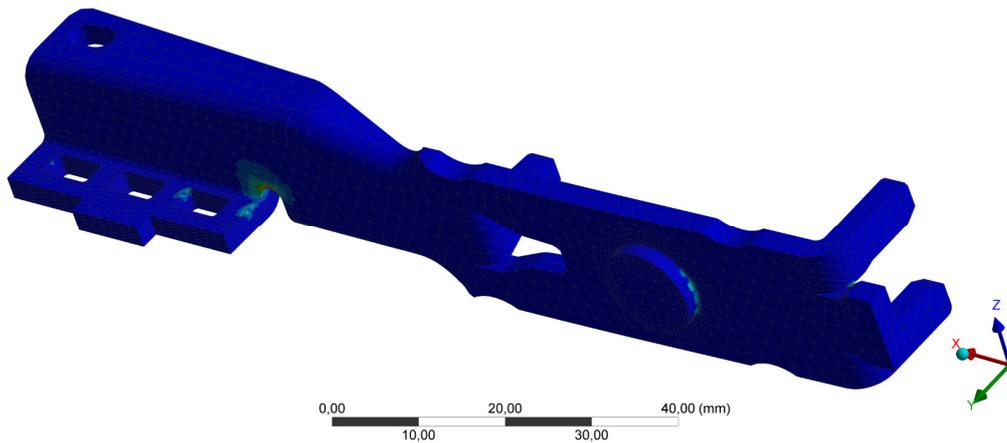


Figura 5. 10 Gradiente de tensão: Mecanismo de trava colisão traseira a 20g.

A Fig. 5.11 apresenta os níveis de tensão, tanto para o parafuso presente no furo circular quanto para o presente no furo oblongo. Por ela é possível verificar que tais componentes não apresentam quaisquer oscilações nos níveis de tensão, diferentemente do ocorrido no mecanismo de trava e trilho do banco.

Uma correlação com os dados obtidos para a tensão no caso da simulação linear-elástica possibilita verificar que a resposta de ambos os parafusos é similar (aspecto da curva e níveis de tensão). Os máximos valores de tensão em uma verificação não-linear apresentaram um acréscimo de aproximadamente 1,5 MPa para o parafuso presente no furo circular e de 22 MPa para o parafuso presente no furo oblongo. Em síntese, tanto o aspecto quanto os valores máximos de tensão pouco diferiram da análise linear-elástica em um comportamento quasi-estático da estrutura, o que permite afirmar que, caso almeje-se analisar unicamente os parafusos de fixação entre o banco veicular e ao assoalho do veículo, uma verificação linear-elástica é suficiente.

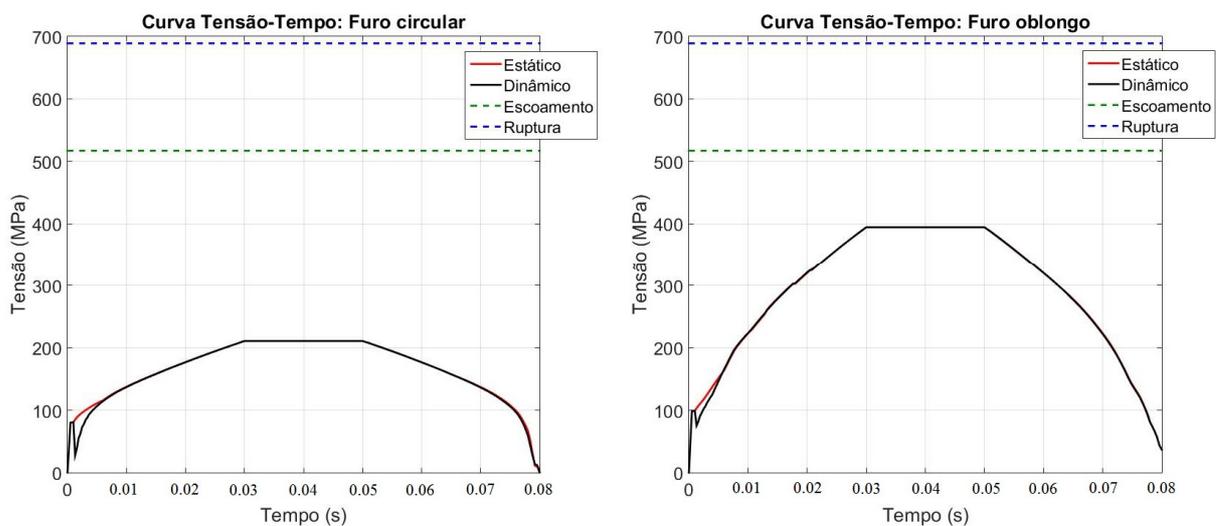


Figura 5. 11 Curva tensão- tempo – parafusos colisão traseira a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica.

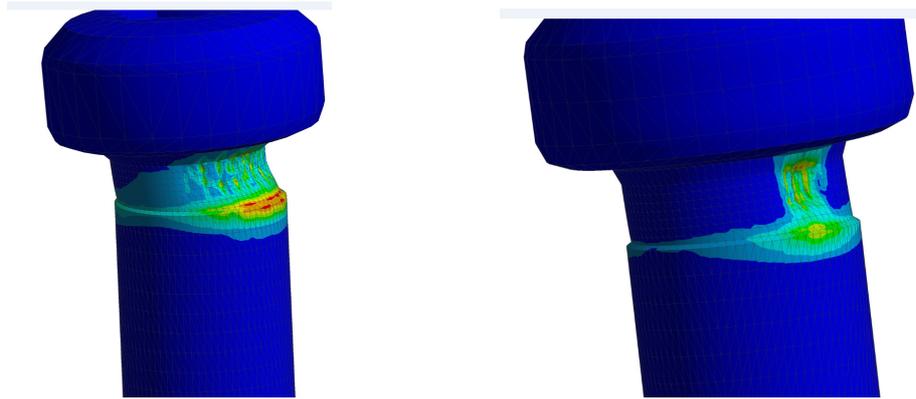


Figura 5. 12 Gradiente de tensão: Parafusos colisão traseira a 20g.

5.2.2 Colisão Dianteira: Comportamento Estático e Dinâmico

Assim como nas análises apresentadas no item referente ao impacto traseiro, as Figuras 5.13 e 5.14 têm o intuito de facilitar a compreensão das regiões de análises tratadas neste item, tanto para o trilho do banco (Fig. 5.13) quanto para o mecanismo de trava (Fig. 5.14). Verifica-se que, diferentemente, do primeiro caso, nestas análises, o mecanismo de trava apresenta uma região a mais como alvo de investigação. Tomou-se tal região, pois ela apresentou níveis de tensão relevantes devido à presença de zonas favoráveis ao aparecimento de concentradores de tensão (região 5).

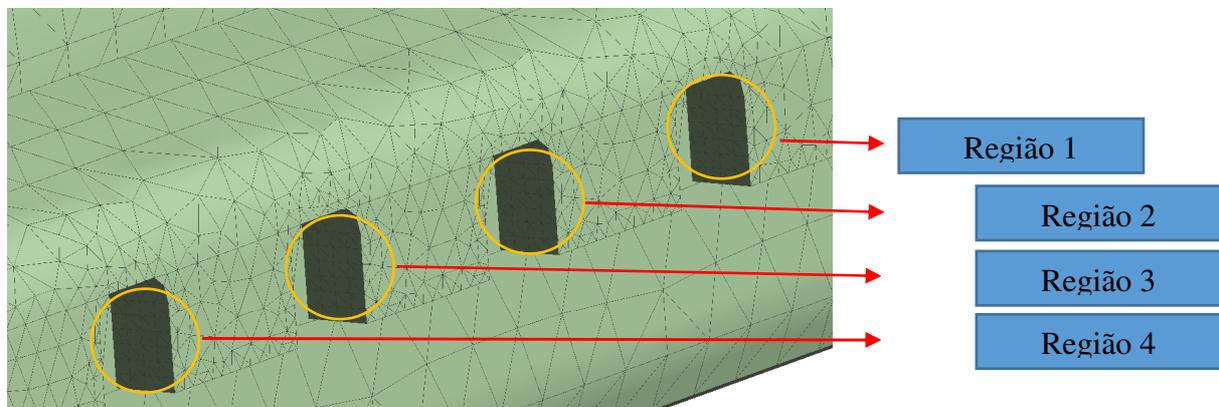


Figura 5. 13 Regiões de análises-trilho do banco - colisão dianteira.

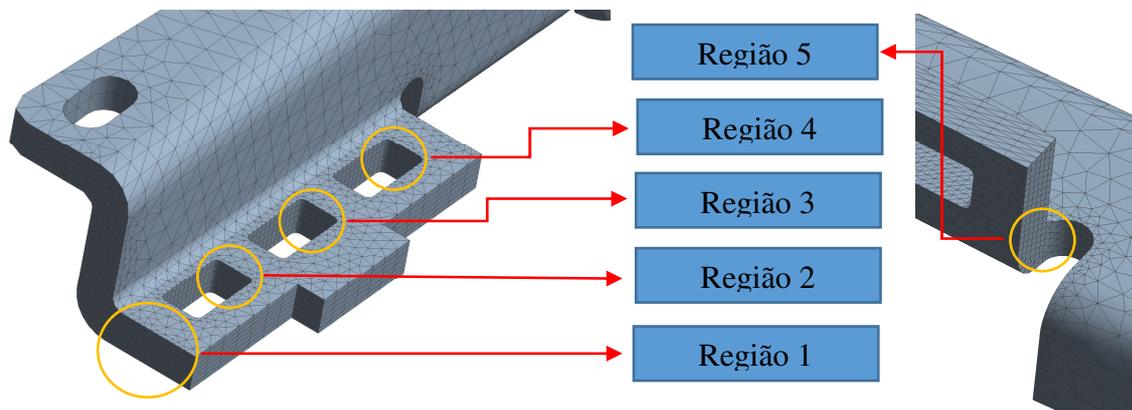


Figura 5. 14 Regiões de análises-mecanismo de trava - colisão dianteira.

Assim como nas análises de colisão traseira a 20g, o comportamento da estrutura não apresentou diferenças significativas entre uma verificação quasi-estática e dinâmica.

Uma análise em específico do trilho do banco (Fig 5.15) possibilita verificar que, assim como ocorrido para uma colisão traseira, os valores de tensão no caso de um impacto frontal estão também demasiado próximos da tensão de escoamento do material. Na zona de estabilidade dos níveis de tensão (entre 0,3 e 0,5s), para as quatro regiões investigadas, as magnitudes foram respectivamente iguais a 343, 329, 343, 358 MPa. Tomando por base as propriedades do material que constitui o trilho do banco, é possível verificar que a região 4 ultrapassa o limite elástico, apresentando, portanto, deformações plásticas.

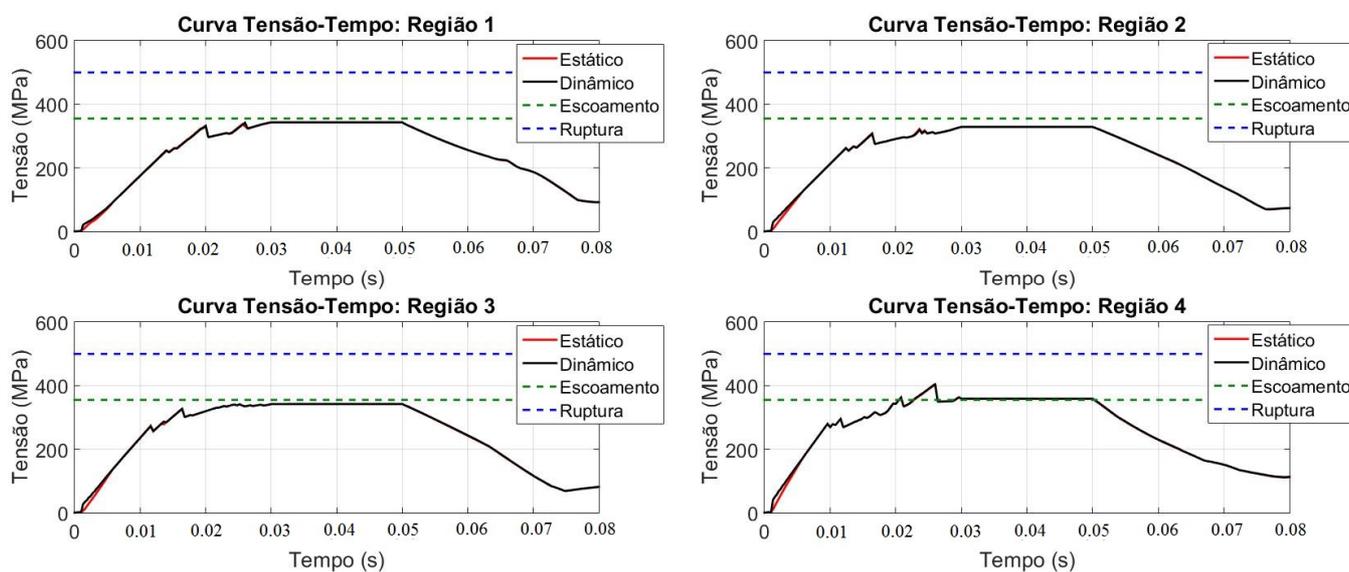


Figura 5. 15 Curva tensão- tempo - Trilho do banco colisão frontal a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica.

A curva tensão-tempo para o trilho do banco (Fig. 5.15) na situação de uma colisão frontal permite averiguar que as máximas tensões entre 0,3 e 0,5 s apresentam magnitudes

semelhantes ao obtido para uma colisão traseira. Já em relação ao aspecto da curva, infere-se que o impacto frontal apresenta menores oscilações nos níveis de tensão, exceto a região 4.

A Figura 5.16 apresenta as curvas tensão-tempo para as 5 regiões investigadas do mecanismo de trava. Analisando a região de estabilidade (entre 0,3 e 0,5s), tem-se que os níveis de tensão foram, respectivamente, iguais a 423, 363, 342, 341 e 437 MPa. Diante de tais valores, vê-se que assim como ocorrido para o caso da colisão traseira, tal componente apresentou magnitudes de tensão superiores à tensão de escoamento do material. Nesta situação de impacto, as zonas de plastificação ocorreram na primeira e na quinta região, nas demais houve uma margem razoável da tensão atuante em relação ao limite de escoamento.

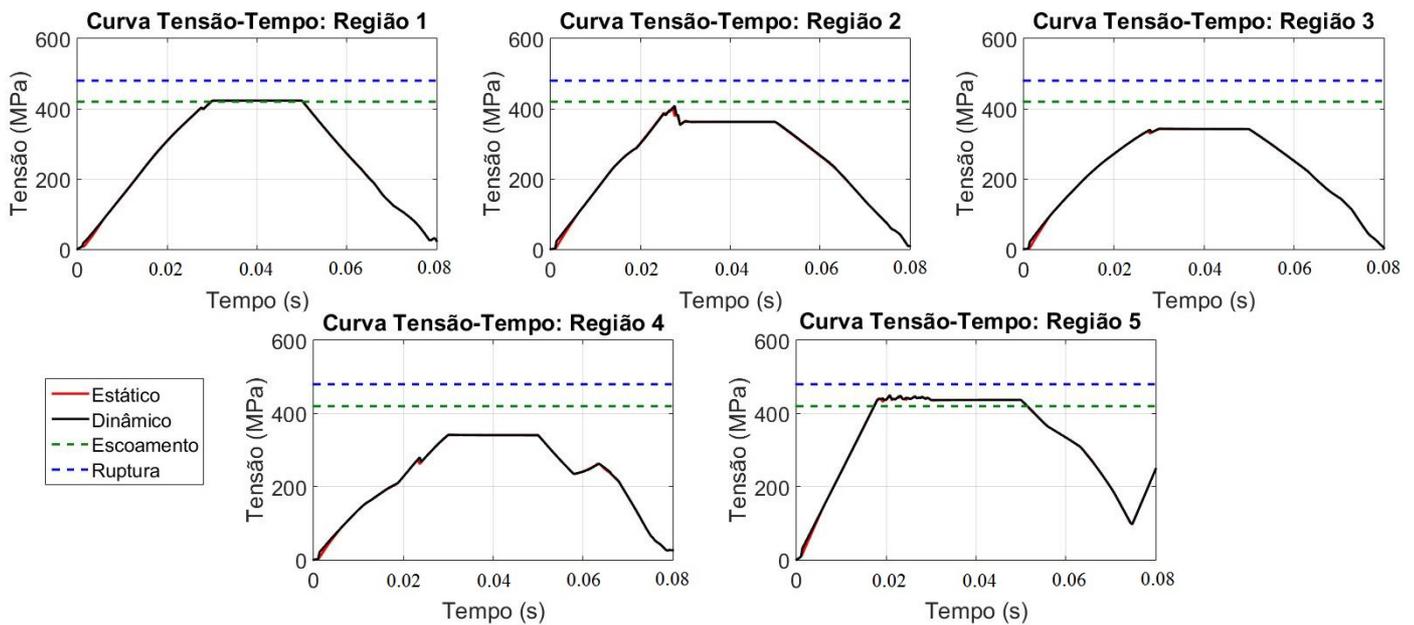


Figura 5. 16 Curva tensão- tempo – mecanismo de trava colisão frontal a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica.

Das curvas apresentadas, a maior magnitude de tensão apresentou-se na região 5 (figura 5.14), visto que, como anteriormente dito, esta região propicia a presença de concentradores de tensão devido a sua geometria.

Ainda em relação à região 5, pode-se verificar pela curva tensão-tempo, que em determinada faixa de análise (entre 0,2 e 0,3), mesmo com um aumento dos níveis de força, a magnitude de tensão se apresentou estável, ou seja, sem qualquer acréscimo. Tal fato também ocorreu para o mecanismo de trava no caso da simulação de um impacto traseiro, mais especificamente na região 1. O detalhamento deste fenômeno será melhor tratado no item 5.3.

Assim como realizado para os demais componentes, apresenta-se na Fig 5.17 a curva tensão-tempo para o parafuso de fixação. Nota-se a presença única do parafuso presente no furo circular, pois, para o estudo realizado de impacto frontal, o parafuso presente no furo

oblongo não restringe movimentos longitudinais do trilho do banco, visto que não há qualquer contato entre o respectivo parafuso e o trilho no sentido de aplicação da força. Em suma, no caso de uma colisão frontal, cabe ao parafuso presente no furo circular suportar toda carga longitudinal aplicada.

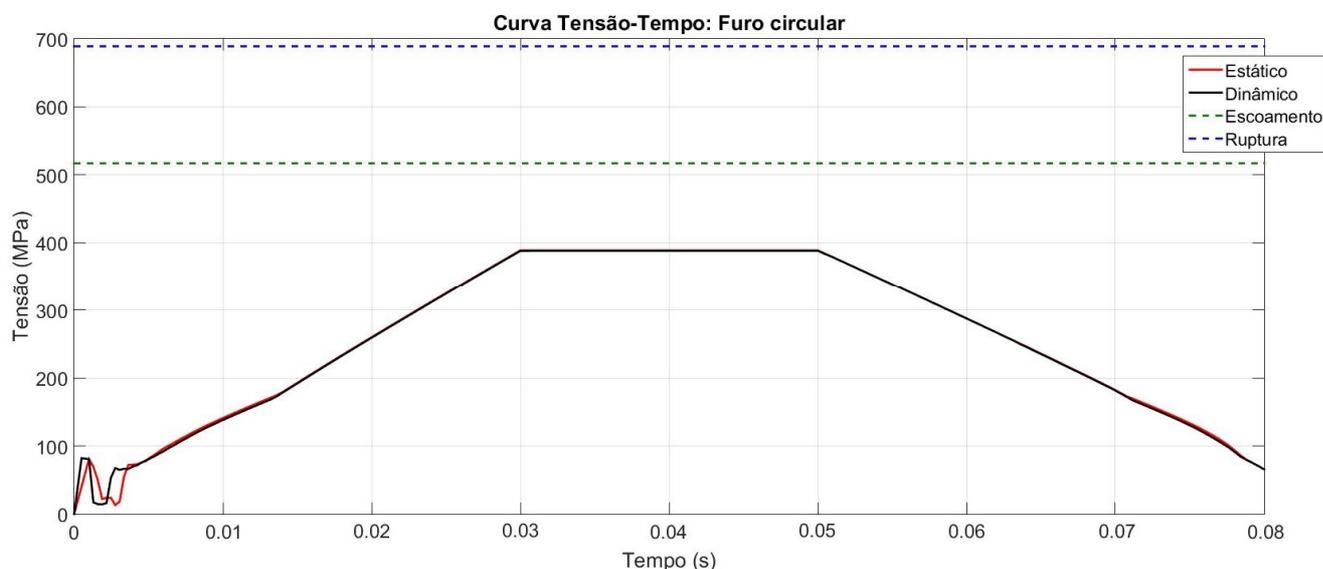


Figura 5. 17 Curva tensão- tempo – parafuso colisão frontal a 20g. Comparativo análise quasi-estática e dinâmica.

A presença de um contato entre o parafuso presente no furo oblongo e o trilho do banco, no caso da colisão frontal, acarretaria em menores níveis de tensão no parafuso existente no furo circular. No entanto, tal configuração acarretaria na perda de presença de contato entre o parafuso e o trilho para o caso de uma colisão traseira, o que ocasionaria, por conseguinte, maiores níveis de tensão no furo circular para este outro caso.

Vendo-se o nível de tensão presente no parafuso, verifica-se que este é aproximadamente 85 % superior, caso comparado ao mesmo parafuso na simulação da colisão traseira. Isto se dá ao fato deste ser o único parafuso a fixar o banco junto ao assoalho do veículo, como explicitado acima.

Pelo gráfico retratado (Fig. 5.17), ainda é possível constatar uma dessemelhança entre o comportamento quasi-estático e dinâmico para este componente nos primeiros milissegundos de análise. Tal diferença ocorreu em todos os componentes já analisados neste capítulo, no entanto é mais evidente neste evento em específico.

A presença de uma oscilação ou de uma queda/aumento brusco nos primeiros milissegundos de análise, o que acarreta a dessemelhança tratada, é devido à retirada de uma condição de contorno imposta para facilitar um primeiro contato entre os componentes. Esta condição de contorno é um artifício numérico para auxiliar a convergência de análise nos

primeiros *substeps*, assim como para colaborar na não ocorrência de mudança abrupta de contato. Cabe ressaltar que a presença de tal artifício não acarreta mudanças no comportamento da estrutura após a sua retirada.

5.3 Análise Não-Linear: Simulação de Impacto a 30g

Pelos dados apresentados no item 5.2.1 e 5.2.2, verifica-se que os níveis de tensão que o mecanismo de trava e trilho do banco estão sujeitos, para o caso de 20g de aceleração, são superiores à tensão de escoamento do material. O valor de 20g se configura como a mínima aceleração a ser imposta a estrutura do banco, a fim de avaliar a sua resistência.

Tendo a curva de acelerações apresentada no item 2.3.1, verifica-se que a maior magnitude de acelerações a ser imposta à estrutura é igual a 30 vezes o valor da gravidade, portanto, verificações com tal magnitude de aceleração foram efetuadas, com o intuito de avaliar a ocorrência de níveis de tensão próximas ou superiores à tensão de ruptura do material. As análises efetuadas englobam, tanto o caso de colisão traseira quanto frontal.

A fim de avaliar os níveis de forças a serem aplicados quando da imposição de acelerações iguais a 30g, foi efetuada uma análise prévia, onde determinou-se os níveis de força aplicados no mecanismo de trava, procedimento igualmente realizado e apresentado no item 4.3, modificando-se unicamente o input de aceleração. A Tab. 5.1 apresenta os valores de forças presentes no mecanismo de trava para o caso da aplicação de 30g de aceleração.

Tabela 5.1 Forças aplicadas na imposição de 30g de aceleração de acordo com norma.

Situação	Força [x] (N)	Força [y] (N)	Força [z] (N)	Força resultante (N)
Colisão frontal	2802,75	-26,673	24,138	2803,05
Colisão traseira	-2802,75	27,0135	-22,989	2802,9

Seguindo o mesmo procedimento realizado para o caso da aplicação de acelerações iguais a 20g, metodologia retratada no decorrer do capítulo 4, impôs-se as forças apresentadas na Tab. 5.1. O valor adotado para o incremento temporal foi 50% inferior ao incremento definido no estudo de 20g, visto que a magnitude de forças das análises realizadas neste item é 50% superior ao caso da aplicação de acelerações iguais a 20g.

5.3.1 Colisão Traseira

As Figuras 5.18, 5.19 e 5.20 representam o comportamento de todos os componentes investigados, ou seja, trilho do banco, mecanismo de trava e parafusos, para o caso de uma

colisão traseira. Não realizou-se análises transientes para os estudos em questão, pois, como visto anteriormente, um estudo transiente não apresentou diferenças significativas nos resultados, caso comparado a um estudo quasi-estático.

Ainda em relação às análises retratadas abaixo, decidiu-se apresentá-las juntamente com os dados obtidos de tensão para o caso da aplicação de 20g de aceleração, a fim de tornar mais evidente as considerações e comparações a serem efetuadas.

Por fim, não apresenta-se os gradientes de tensão para os componentes averiguados, visto que o aspecto é exatamente o mesmo ao apresentado para o caso da aplicação de acelerações iguais a 20g.

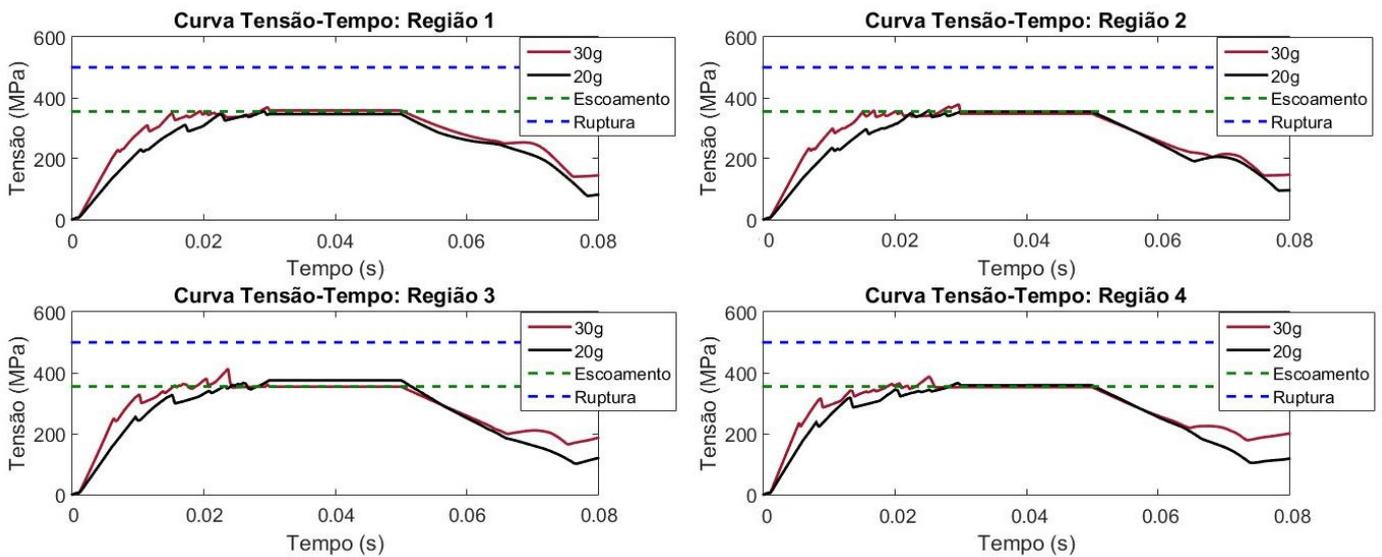


Figura 5. 18 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Trilho do banco –colisão traseira.

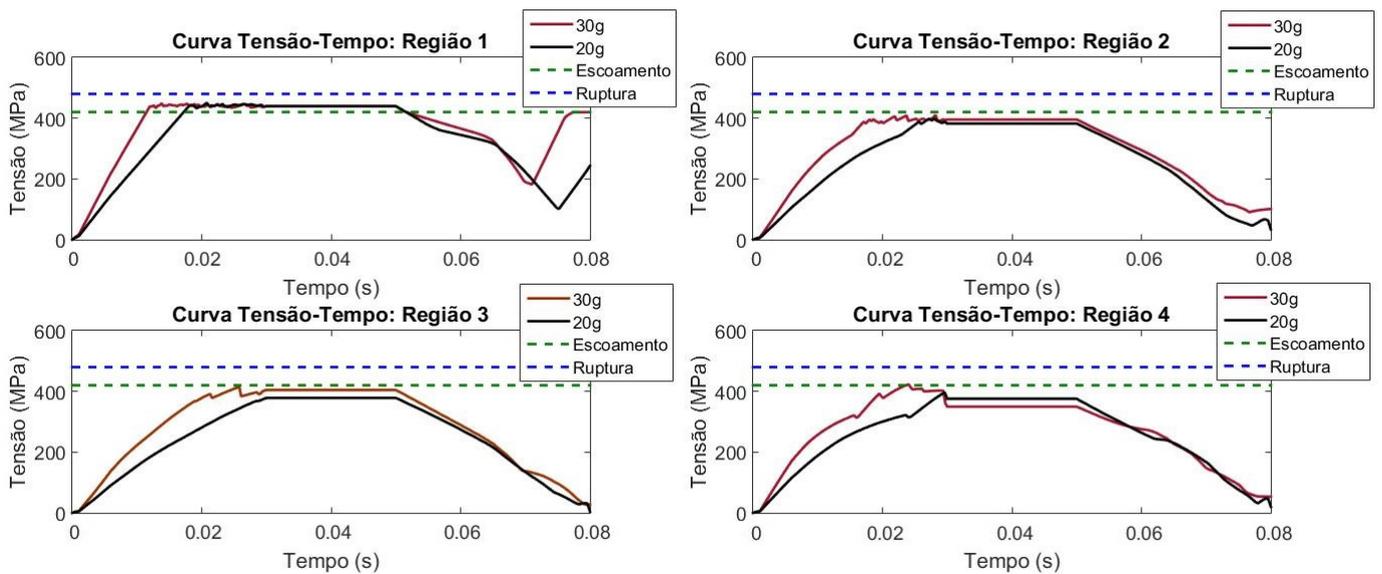


Figura 5. 19 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Mecanismo de trava –colisão traseira.

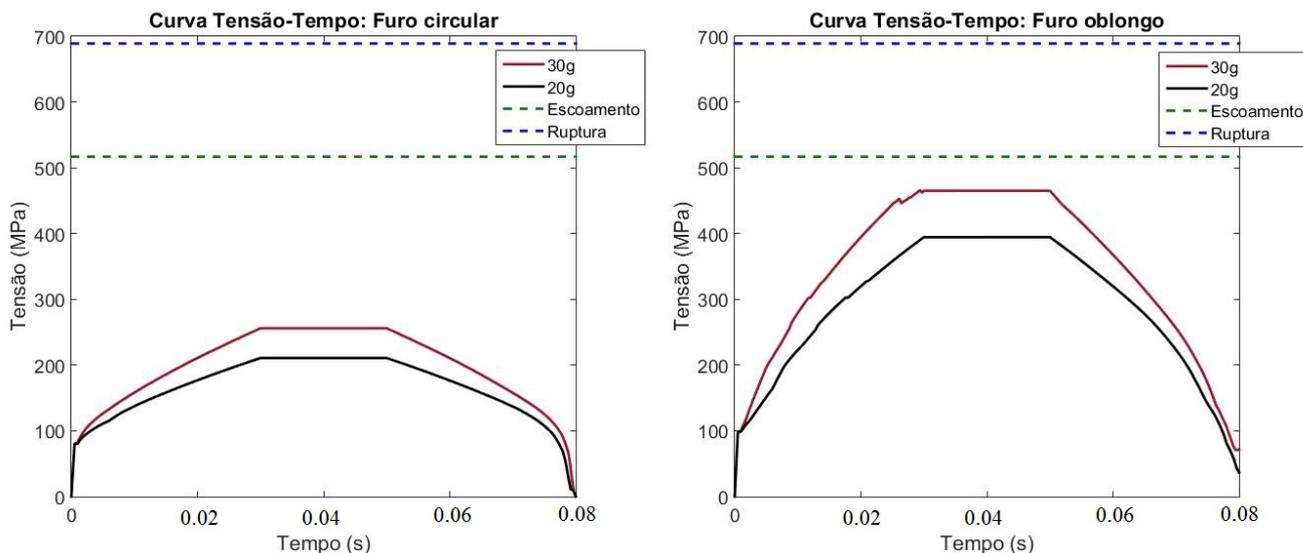


Figura 5. 20 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Parafuso –colisão traseira.

Pelos dados apresentados no caso da colisão traseira, é possível inferir que os valores máximos de tensão, aplicando-se acelerações iguais a 30g, não apresentaram acréscimos significativos na tensão para o trilho do banco e mecanismo de trava, caso comparado à aplicação de 20g. Este fato é relevante, visto que mesmo com um acréscimo nas magnitudes de força, os máximos valores de tensão mantiveram-se quase inalterados.

Em contrapartida, os parafusos, tanto o presente no furo circular quanto no oblongo, apresentaram acréscimos significativos nas magnitudes de tensão. O parafuso presente do furo circular apresentou acréscimo de aproximadamente 21,5% e o presente no furo oblongo, um acréscimo de 18% nos níveis de tensão.

A partir do comportamento das curvas apresentadas para o mecanismo de trava e trilho do banco, é possível inferir que o acréscimo na magnitude das forças aplicadas, traz consigo maiores oscilações nos níveis de tensão (instabilidades), algo que pode ser visto em todas as regiões de análises de ambos os componentes. Outro ponto de relevância está no fato de que a aplicação de maiores níveis de força acarreta em maiores magnitudes de tensão durante todo o período de aplicação, exceto quando os valores de tensão atingem magnitudes próximas à tensão de escoamento do material.

Examinando especificamente a região de descarga (após 0,5s), pode-se inferir que em todos os casos analisados, a aplicação de acelerações iguais a 30g ocasionaram a presença de maiores tensões residuais, caso comparado à aplicação de 20g, mesmo que as magnitudes máximas de tensão tenham sido semelhantes. Por tal razão, uma análise do comportamento das deformações totais (deformações elásticas e plásticas) foi efetuada e constatou-se que em

todos os casos, o acréscimo de forças ocasionou sempre em um acréscimo das magnitudes de deformações.

Pelo feito relatado, constata-se que o acréscimo das tensões residuais são advindas das maiores deformações permanentes. A fim de melhor explicar o objeto tratado, a Fig. 5.21 apresenta, comparativamente, os níveis de deformações totais para o mecanismo de trava nos casos da aplicação de 20g e 30g.

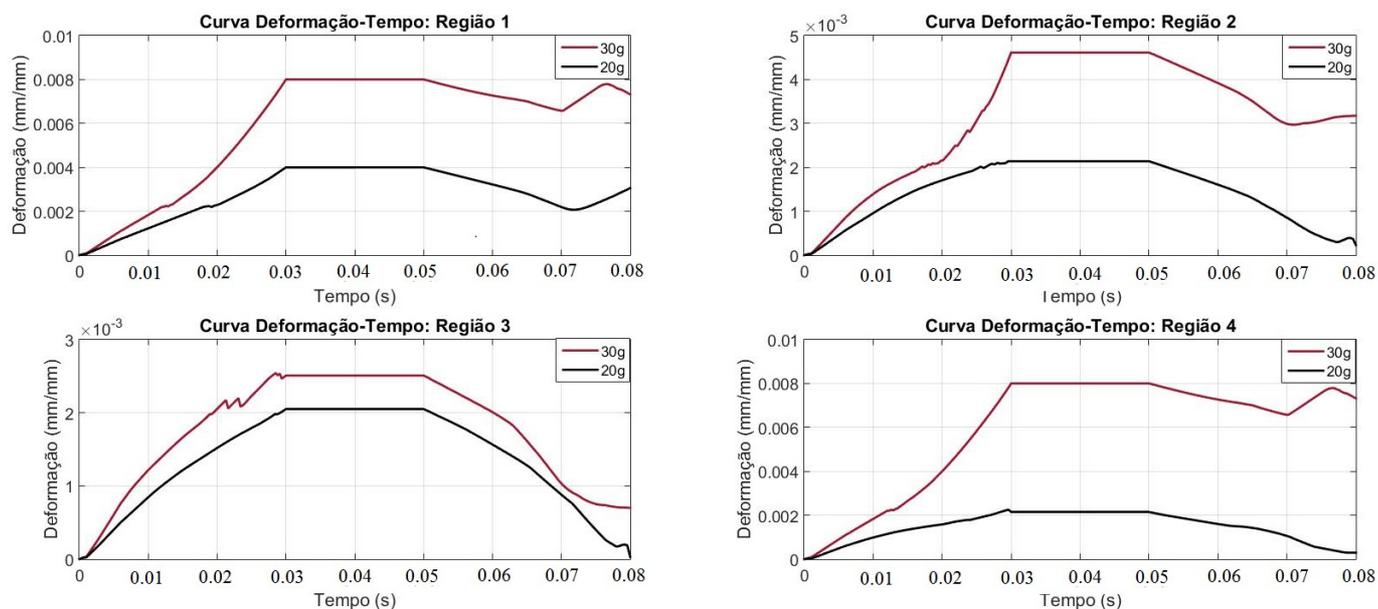


Figura 5.21 Curva deformação-tempo comparativa entre 20g e 30g. Mecanismo de trava –colisão traseira.

5.3.2 Colisão Dianteira

Assim como realizado para o caso da colisão traseira, as Figuras 5.22 e 5.23 apresentam os comportamentos para o caso de uma colisão frontal a 30g. O mesmo fato averiguado na estabilização dos níveis de tensão, quantos estes se aproximavam da tensão de escoamento do material, também estiveram presentes no caso da colisão frontal. Tal fato pode ser melhor visualizado em todas as regiões de análises do trilho do banco, assim como na região 1 e 5 do mecanismo de trava.

A ocorrência de tal fenômeno está embasada nas características referentes aos materiais que constituem os componentes investigados, assim como na geometria de contato entre eles. Averiguando-se as curvas tensão-deformação dos materiais (item 4.2), é possível verificar que todos possuem alta ductilidade e que um incremento considerável de tensão somente é obtido a partir de altas taxas de incremento de deformações. Tais características servem de suporte para observar que o baixo incremento nos níveis de tensão na aplicação de 30g de aceleração, tanto para o caso de uma colisão frontal quanto traseira, é parcialmente devido a tal fato.

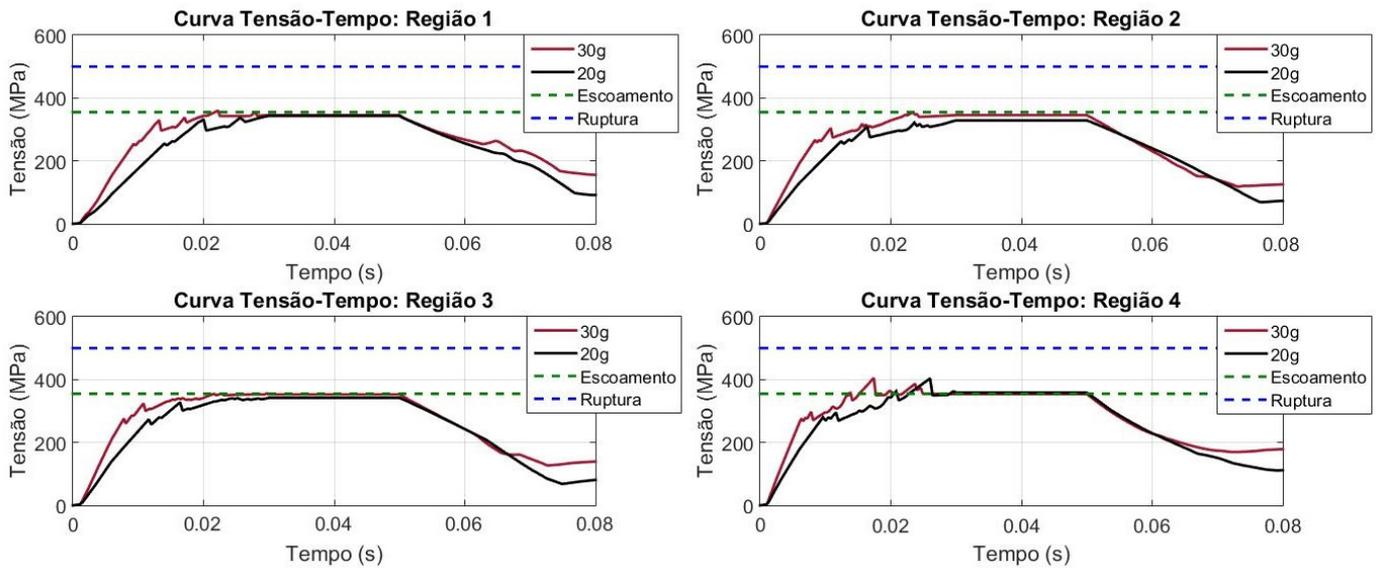


Figura 5. 21 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Trilho do banco – colisão frontal.

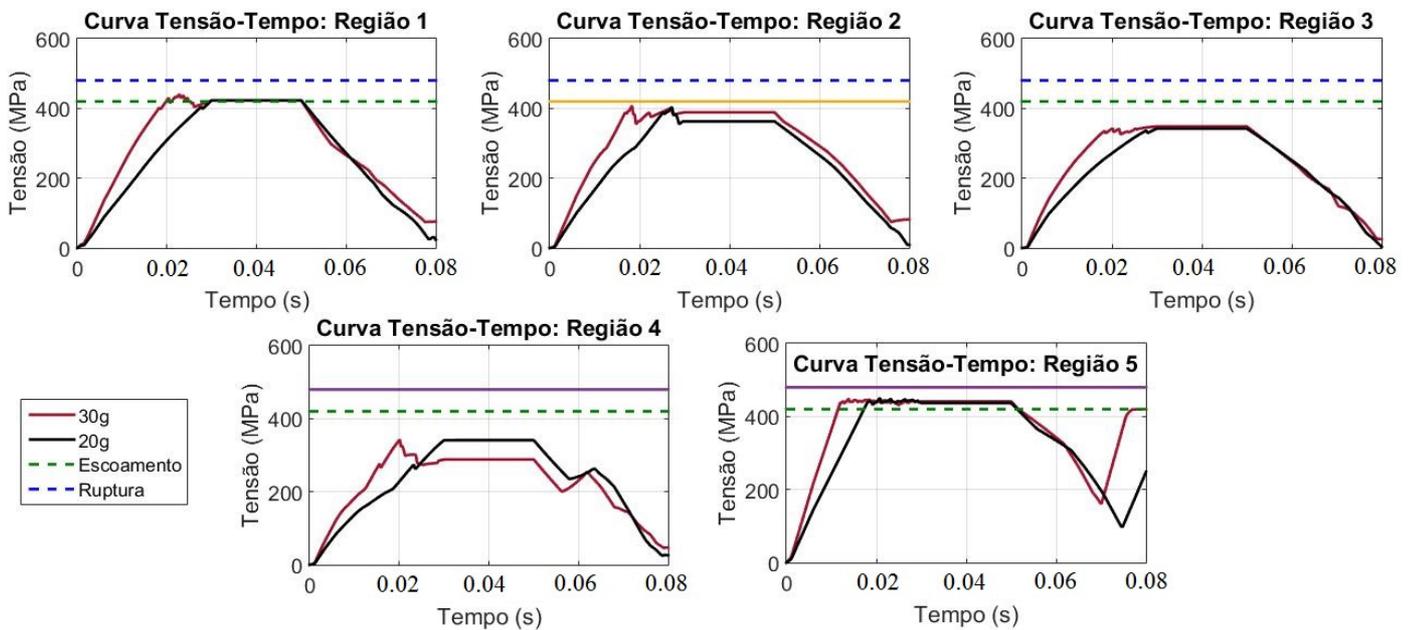


Figura 5. 22 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Mecanismo de trava – colisão frontal.

Uma análise do parafuso presente no furo circular, para o caso da colisão frontal, possibilita averiguar que esta situação de impacto foi a única, dentre as situações realizadas, em que os níveis de tensão foram superiores à tensão de escoamento do material que o constitui.

Diferentemente dos outros componentes analisados, é possível verificar pela curva presente na fig.5.24, que os níveis de tensão para o parafuso não se mantiveram constantes próximo à tensão de escoamento do material.

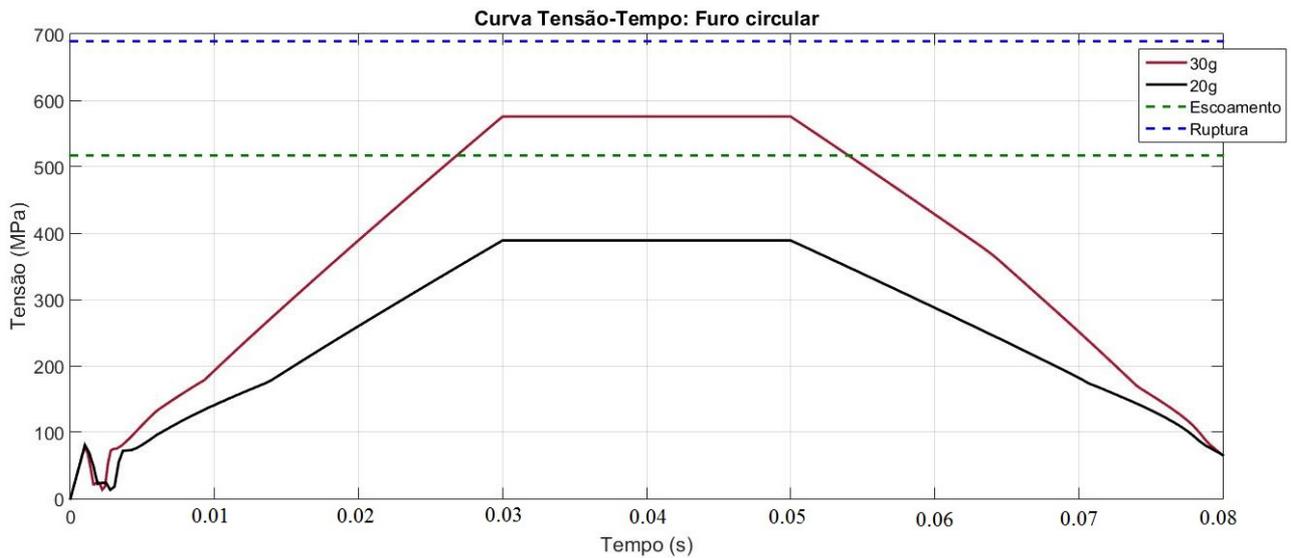


Figura 5.23 Curva tensão-tempo comparativa entre 20g e 30g. Parafuso – colisão frontal.

5.3 Verificação de Instabilidades

Com o intuito de verificar a causa das oscilações estruturais presentes nos resultados de tensão, examinou-se questões acerca das propriedades de contato entre os componentes. Para tanto, procedeu-se uma variação do coeficiente de atrito de contato entre os componentes, a fim de verificar a contribuição de tal parâmetro nos resultados obtidos. Por último, procede-se ainda na aplicação de um “*bonded contact*”, onde não há a possibilidade de deslizamentos entre as superfícies em contato.

A Figura. 5.25 apresenta os resultados obtidos para as análises tratadas acima. As curvas apresentadas são referentes à região 3 do trilho do banco, para o caso da aplicação de 30g, simulando uma colisão traseira. Decidiu-se realizar as análises em tal região, pois esta apresentou maiores instabilidades, caso comparada às demais regiões, como pode ser melhor verificado nos itens anteriores deste capítulo.

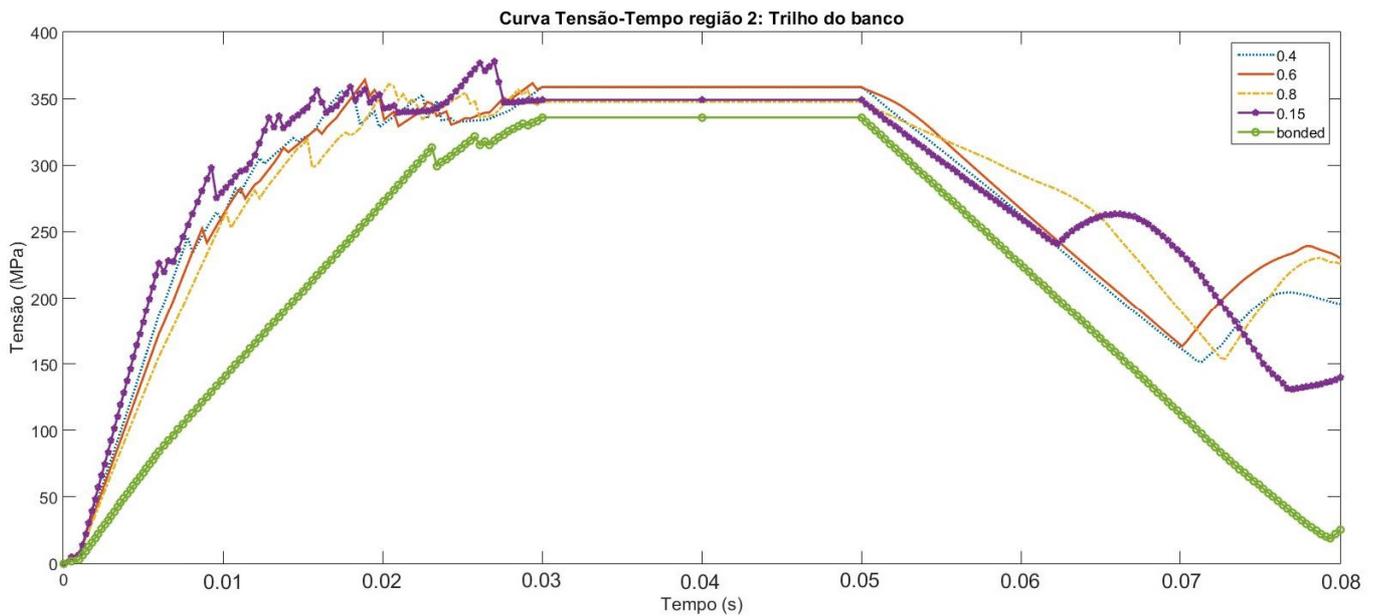


Figura 5. 24 Modificação do coeficiente de atrito do contato. Região 3 do trilho do banco. Aplicação de 30g em colisão traseira.

Pelos resultados obtidos, é possível verificar que a maior presença de instabilidades ocorreu no caso de um coeficiente de fricção igual a 0,15. Já o caso com a menor presença de instabilidades estruturais ocorreu com a aplicação de um coeficiente de atrito igual a 0,8. Tomando como base os dados apresentados para coeficientes de atrito iguais a 0,15, 0,4, 0,6 e 0,8, é possível constatar que o incremento no valor de tal coeficiente, acarreta na presença de menos instabilidades, sem ocasionar grandes variações nos níveis de tensão no platô (entre 0,3 e 0,5 s), região onde há a maior magnitude de força aplicada ao conjunto de fixação do banco. Outro fator que pode ser verificado pela Fig 5.25 é que as instabilidades são mais críticas na ocorrência de aceleração, caso comparada às desacelerações.

No caso da aplicação de um contato tipo *bonded*, verifica-se uma baixa presença de instabilidades, algo que corrobora o caso verificado logo acima, onde o incremento do coeficiente de atrito, diminuiu a existência de instabilidades. Ainda em relação a este tipo de contato, verifica-se que o seu uso acarreta em menores magnitudes de tensões residuais entre todos os casos analisados, no entanto, na região entre 0,3 e 0,5 segundos, os níveis de tensão não se apresentaram muito distintos dos demais casos.

Outra análise ainda possível de ser realizada a partir das curvas apresentadas é referente à sensibilidade da tensão residual em relação ao valor de coeficiente de atrito adotado. Dentre os dados apresentados pertinentes aos contatos com fricção, verifica-se que quanto maior a fricção entre as superfícies, maior a magnitude de tensão residual.

Com o propósito de averiguar a relação das instabilidades presentes nos casos analisados, relativamente ao aspecto da curva tensão-tempo da estrutura, a aplicação de uma regressão não-linear foi efetuada. Primeiramente aplicou-se tal procedimento nos dados referentes a uma colisão traseira com 20g de aceleração e posteriormente a 30g no mecanismo de trava. As figuras 5.26 e 5.27 apresentam os resultados obtidos para ambos os casos.

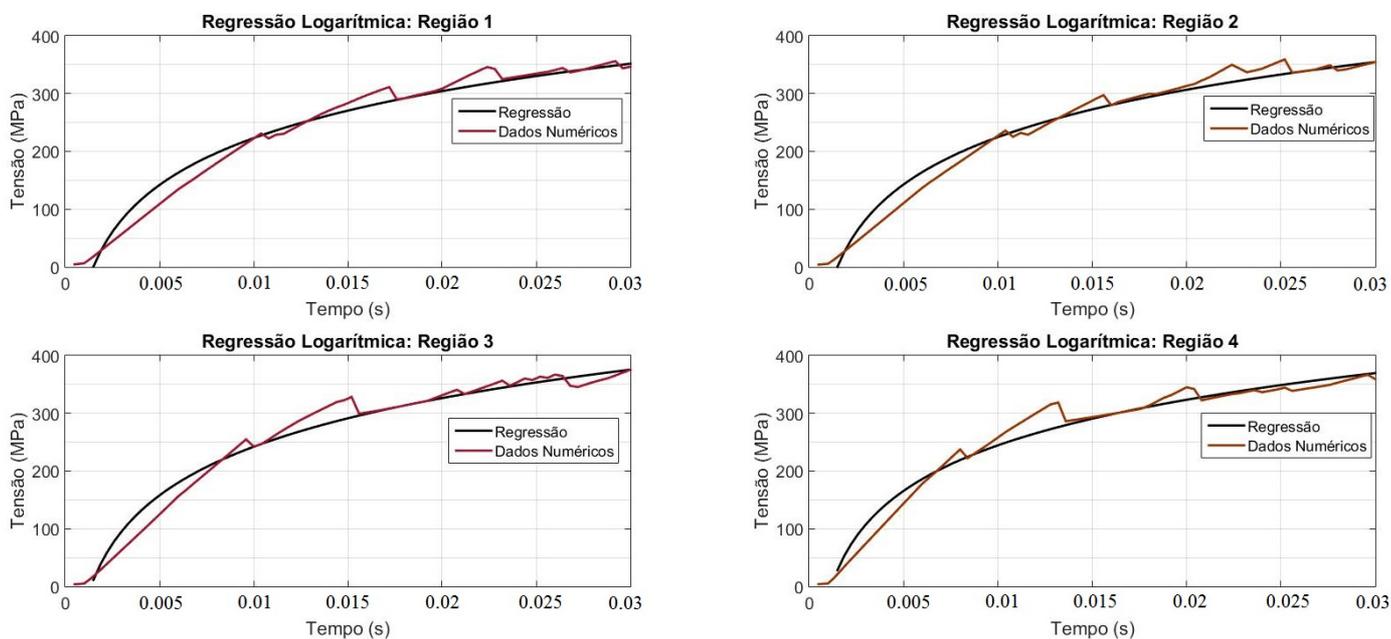


Figura 5. 25 Regressão não-linear: Trilho do banco -20g colisão traseira.

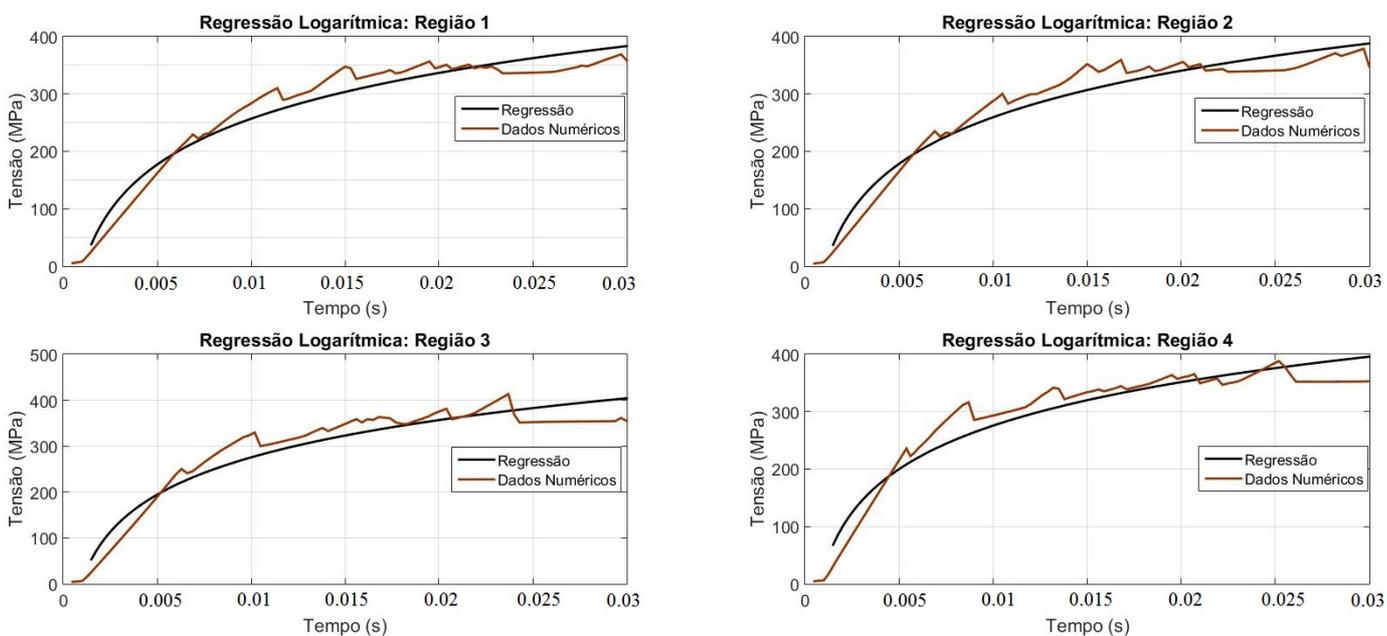


Figura 5. 26 Regressão não-linear: Trilho do banco - 30g colisão traseira.

A aplicação de tal regressão não-linear possibilita uma melhor compreensão do comportamento da estrutura, visto que a presença das instabilidades neste estudo acarretam

em uma maior dificuldade de visualizar o comportamento da estrutura de forma geral. Os dados obtidos permitem verificar que a aplicação de uma regressão não-linear logarítmica leva a uma aproximação mais suave do comportamento da curva tensão-tempo para o componente analisado. O fato de tal curva poder ser aproximada a uma curva logarítmica vai de acordo com os dados de entrada dos materiais inseridos na etapa de pré-processamento, visto que as curvas tensão-deformação dos materiais também apresentavam uma forma logarítmica.

Ainda em relação às curvas das regressões não-lineares obtidas, pode-se inferir que o uso de tal regressão se adequa melhor ao caso da aplicação de 20g de aceleração, caso comparada ao caso da aplicação de 30g. Tal fato se dá à presença de maiores amplitudes de instabilidades no segundo caso. Uma possível melhora na adequação seria em uma melhor discretização do tempo, o que forneceria mais dados para se proceder na aplicação da regressão não-linear.

Outras análises com o intuito de verificar as causas das instabilidades foram realizadas, como por exemplo, verificações do comportamento do contato, deslocamentos, deformações e velocidades de impacto. No entanto, qualquer outro aspecto relevante à presença de instabilidades foi encontrado.

5.4 Análise de Previsão de Vida à Fadiga

Defronte dos dados obtidos, onde os níveis de tensão para todos os casos estudados apresentaram magnitudes próximas à zona relativa ao limite elástico do material, análises de *Previsão de Vida à Fadiga* (quarto subgrupo) foram realizadas.

Duas configurações distintas foram executadas, primeiramente uma análise de *Previsão de Vida à Fadiga* sem a presença de qualquer tensão residual presente nos componentes de fixação. Tal representação configura um estudo de caso onde não há a ocorrência prévia de qualquer colisão, ou seja, concerne um contexto de um veículo saído de fábrica, onde durante a sua vida útil não passará por nenhuma situação fortuita, como o caso de impacto. A segunda averiguação concerne o caso de uma análise de vida à fadiga com a presença de pré-tensões. Tal caso representa um estudo a partir das tensões residuais advindas de uma colisão prévia. Para este caso, duas situações foram analisadas, primeiramente, tensões residuais advindas de uma colisão a 20g e posteriormente a 10g.

Para ambos os casos, sem e com a presença de tensões residuais, o nível de força aplicado no estudo de vida a fadiga foi determinado pela aplicação de uma análise com o uso de submodelos, procedimento semelhante ao apresentado no item 4.3.

A magnitude de força aplicada no encosto e utilizada nas análises de vida à fadiga adveio do estudo apresentado por Verver, M. (2004), onde aponta que níveis intensos de uso normal de freadas (0,4g), os níveis de força aplicados no encosto de bancos padrões têm magnitudes próximas a 852 N considerando um modelo masculino de percentil igual a 50%.

A partir da aplicação de um estudo por submodelos, verificou-se que o nível de força aplicado no mecanismo de trava mais requisitado do banco apresentou uma força resultante em módulo igual a 447 N.

O módulo de fadiga no software Ansys® se apresenta no pós-processamento e requer alguns dados de entrada, tais quais: estudo de previsão pela tensão ou deformação, fator de resistência à fadiga e tipo de carga cíclica.

Para o primeiro requerimento, teve-se como dado de entrada o uso de uma previsão de vida à fadiga pela deformação, pois de acordo com a bibliografia, assim como os documentos fornecidos pelo desenvolvedor do software, para casos de baixo ciclo, tal formulação se apresenta como a mais pertinente (Budynas, R. G. e Nisbett, J. K., 2016)

Para o cálculo do fator de resistência de vida à fadiga, tomou-se as correções apresentadas por Budynas, R. G. e Nisbett, J. K. (2016). As considerações tomadas foram: material constituído por aço, presença de força normal no carregamento aplicado, acabamento superficial por forjamento e confiabilidade de 90%. A Tab. 5.2 evidencia as correções adotadas, onde ao final da tabela é possível verificar o fator de resistência à fadiga adotada para as verificações pertinentes.

Tabela 5. 2 Fator de resistência à fadiga. Análise dos componentes de ancoragem do banco.

Fator de fadiga média	0,504
Fator de acabamento superficial	0,7006
Fator de carregamento de Marin	0,85
Fator de confiabilidade	0,897
Fator de resistência à fadiga	0,269

No que se refere ao carregamento, aplicou-se uma carga cíclica com amplitude constante, onde o limite inferior há um fator multiplicativo igual a 0 e o limite superior igual a 1, o que configura um caso de força aplicada em uma única direção e sentido.

Visto que os níveis de tensão para os casos de colisão traseira e dianteira apresentaram valores semelhantes, as análises de *Previsão de Vida à Fadiga* foram realizadas unicamente para um dos tipos de colisão, devido ao custo computacional demandado. Definiu-se como alvo de análises a colisão traseira. As Tabelas 5.3, 5.4 e 5.5 compilam os principais resultados obtidos para os casos avaliados.

Tabela 5.3 Análise de Previsão de Vida a Fadiga sem pré-tensão.

Região	Vida Mínima (ciclos)	Dano	Fator de segurança
Trilho face-1	1,23e5	8128,9	0,2696
Trilho face-2	90481	11052	0,25139
Trilho face-3	54022	18511	0,22214
Trilho face-4	38267	26132	0,20365
Trilho – região furo circular	1,1476e7	29154	0,19798
Trilho – região furo oblongo	1,2302e5	8128,9	0,2696
Mecanismo de trava face-1	67703	14770	0,23473
Mecanismo de trava face-2	2,79e5	3582,1	0,32065
Mecanismo de trava face-3	5,4126e5	1847,6	0,346414
Mecanismo de trava face-4	1,8593e5	5378,5	0,29491

Tabela 5.4 Análise de Previsão de Vida à fadiga com pré-tensões de uma colisão a 10g.

Região	Vida Mínima (ciclos)	Dano	Fator de segurança
Trilho face-1	1,5366e5	6507,7	0,28313
Trilho face-2	1,1128e5	8986,1	0,2636
Trilho face-3	63247	15811	0,2309
Trilho face-4	71338	14018	0,2377
Trilho – região	1,515e7	66,007	0,60845

furo circular			
Trilho – região furo oblongo	25912	38593	0,18389
Mecanismo de trava face-1	67468	14822	0,23454
Mecanismo de trava face-2	3,1857e5	3139,1	0,32917
Mecanismo de trava face-3	6,8223e5	1465,8	0,37976
Mecanismo de trava face-4	2,2626e5	4419,7	0,30725

Tabela 5. 5 Análise de Previsão de Vida à fadiga com pré-tensões de uma colisão a 20g.

Região	Vida Mínima (ciclos)	Dano	Fator de segurança
Trilho face-1	96307	10383	0,25505
Trilho face-2	93693	10673	0,25344
Trilho face-3	26634	37546	0,18524
Trilho face-4	23391	42751	0,17892
Trilho – região furo circular	1,642e7	60,901	0,61493
Trilho – região furo oblongo	1,455e5	6873	0,27944
Mecanismo de trava face-1	6475	1,5444e5	0,12527
Mecanismo de trava face-2	8,4009e5	1190,3	0,39398
Mecanismo de trava face-3	7,002e5	1428,2	0,38153
Mecanismo de trava face-4	2,2668e5	4411,6	0,30736

Pelas Tabelas 5.3 5.4 e 5.5, é possível inferir que a colisão a 20g acarreta em maiores danos estruturais relacionados à fadiga, caso comparado à colisão a 10g, algo verificado a

partir dos valores de dano, vida à fadiga e coeficiente de segurança indicados. No entanto, uma colisão a 10g apresenta menores danos e maior vida à fadiga caso comparada à verificação sem a presença de tensões residuais.

Diante de tal fato, uma melhor averiguação foi realizada e conjuntamente com bibliografias a respeito da presença de tensões residuais em estudos de vida à fadiga, como a apresentada por Soares, M. C. B. V. (1998), foi possível ratificar que determinadas magnitudes de tensões residuais podem ser benéficas em termos de resistência do material à fratura, à iniciação e ao crescimento de trinca.

Tal constatação vai ao encontro com o fato da análise de vida à fadiga após a ocorrência de 10g de aceleração apresentar maior vida do componente, caso comparado ao estudo onde não houve a aplicação de tensões residuais.

Em contramão, as tensões residuais e altas magnitudes de deformações plásticas advindas da colisão a 20g fazem com que a vida à fadiga neste caso decresça consideravelmente, caso comparada às demais, acarretando, portanto, em um maior dano estrutural.

Para o caso sem a presença de tensões residuais, ou seja, sem a ocorrência de qualquer colisão anterior, verifica-se uma baixa vida à fadiga de ambos componentes, visto que costumeiramente, componentes mecânicos são projetados para apresentar vida à fadiga infinita (maior que 10^9 pela teoria das deformações).

Para alcançar uma vida à fadiga infinita em todos os componentes analisados, o fator de resistência à fadiga deveria adquirir um valor igual a 1, ou seja, sem a presença de qualquer correção, algo não possível de ser alcançado, visto que o fator referente à fadiga do material por si só, possui valor igual a 0,504. Portanto, duas alternativas possíveis para um acréscimo na vida à fadiga dos componentes de fixação do banco veicular seriam: aplicação de modificações no projeto atual e/ou modificação do material e processos de fabricação.

A partir dos dados apresentados e a constatação de baixa vida à fadiga dos componentes analisados, é possível verificar possíveis falhas de projeto que possam levar aos problemas detectados no item 1.2.

Considerando um automóvel em uso, há uma certa possibilidade que falhas presentes em tais componentes tenham sido ocasionadas por problemas estruturais advindos de questões relacionadas à vida à fadiga do material.

6 Conclusões

6.1 Considerações Gerais

O presente trabalho teve como estudo abordado a verificação numérica de bancos veiculares na ocorrência de impactos traseiros e frontais. Para as averiguações efetuadas, tomou-se por base a norma europeia ECE 17, que trata dos ensaios experimentais a serem efetuados, a fim de verificar a resistência de bancos veiculares e de seus componentes.

Tomando como suporte o especificado pela curva de acelerações presente em norma, verificou-se 4 diferentes situações de impacto, colisão traseira e frontal a 20g de aceleração, limite mínimo a ser aplicado, e colisão traseira e frontal a 30g de aceleração, limite máximo determinado por norma.

Para cada situação de impacto, determinou-se os níveis de força aplicados no mecanismo de trava do banco, local onde há a transferência das forças do banco completo aos componentes que compõem a zona de ancoragem ao assoalho do veículo, por meio de análises com submodelos.

Uma análise linear foi efetuada para o caso de uma colisão traseira a 20g de aceleração. Por ela foi possível verificar a necessidade de se proceder análises não lineares para o mecanismo de trava e trilho do banco, visto que as magnitudes de tensão para o limiar mínimo de acelerações impostas foram superiores à tensão de escoamento do material. No caso dos parafusos, verificou-se que esses estão sujeitos a tensões inferiores à tensão de escoamento, portanto, juntamente com os dados obtidos das análises não-lineares efetuadas, para uma verificação única dos parafusos, uma análise linear quasi-estática é suficiente na determinação dos níveis de tensão que estes componentes estão sujeitos, assim como a sua resistência mecânica.

As análises não-lineares nos casos de colisão traseira e frontal a 20g foram efetuadas em duas diferentes situações: quasi-estática e dinâmica. Pelos dados obtidos, verificou-se que ambas apresentaram valores semelhantes de resultados para todos os outputs definidos. O uso de análises dinâmicas com integração implícita foram efetuadas, pois de acordo com a bibliografia, podem auxiliar na convergência de análises com grandes não-linearidades, no entanto, tal fato não ocorreu nas verificações conduzidas.

De fato, a convergência pelo critério de força foi obtido mais rapidamente com o uso da análise dinâmica, entretanto, a convergência pelo critério de deslocamento tomou mais

iterações para a obtenção da convergência, o que acarretou em um maior tempo de processamento e maior dificuldade de convergência global, caso comparada à análise quasi-estática.

Uma análise dos níveis de tensão que o mecanismo de trava e trilho do banco estão submetidos permitiu verificar que em ambos os casos, colisão traseira e frontal, os dois componentes apresentaram zonas com tensões superiores à tensão de escoamento do material, apresentando, portanto, deformações permanentes. As regiões que não apresentaram zonas de plastificação tiveram níveis de tensão limítrofes a tensão de escoamento do material.

Para o caso de colisão a 30g, verificou-se que os níveis de tensão que o mecanismo de trava e trilho do banco, para as zonas que apresentaram plastificação, não foram muito superiores à resposta obtida para a aplicação de 20g. Nestas zonas, os níveis de tensão permaneceram próximos à tensão de escoamento do material. Tal fato vai ao encontro com o esperado, visto que os materiais adotados possuem alta ductilidade.

Durante a realização das análises, constatou-se que os níveis de tensão apresentaram pequenas oscilações (instabilidades) durante o período de aplicação de aceleração. Diante de tal fato, modificações nos inputs mostraram que o coeficiente de atrito, além de contribuir nas oscilações de tensão, modificavam o valor de tensão residual ao final do ensaio. Obteve-se que quanto menor o coeficiente de atrito, maiores são as instabilidades e menor a tensão residual. Tal coeficiente não interfere de forma significativa no valor máximo de tensão do ensaio.

Diante das verificações realizadas, uma previsão de vida à fadiga foi procedida e foi constatado que os componentes que compõem a zona de ancoragem do banco junto ao assoalho do veículo não apresentaram vida à fadiga infinita. Considerando a ocorrência de 20 solicitações diárias magnitudes de acelerações/desacelerações consideráveis (níveis apresentados no item 5.4), e um uso diário do veículo, a vida aproximada para os componentes de fixação do banco sem a ocorrência prévia de qualquer colisão é de 5,3 anos, e para as situações com colisões a 10g e 20g, iguais a 3,6 e 0,9 anos, respectivamente.

Para que tais componentes apresentassem vida à fadiga infinita, correções no fator de resistência à fadiga e/ou modificações de projeto devem ser realizadas. Portanto, tomando-se por base o apresentado no Capítulo 1, onde condutores constataram falhas nestes componentes, mesmo sem a ocorrência prévia de qualquer colisão, os resultados alcançados neste estudo apontam que questões relacionadas à fadiga dos materiais podem ser um fator contribuinte para possíveis falhas.

De modo geral, este trabalho contribui ainda para uma melhor compreensão das principais normas que regem bancos veiculares, assim como dos procedimentos experimentais que podem ser aplicados numericamente, a fim de avaliar a resistência mecânica dos mesmos.

Aponta-se ainda uma contribuição na compreensão do comportamento de bancos veiculares na ocorrência de colisões, assim como na apresentação de uma metodologia numérica, fazendo-se uso do Método dos Elementos finitos, para a avaliação mecânica de tais componentes.

Por fim, a formulação pertinente ao método dos elementos finitos, assim como os recursos numéricos aplicados, podem ser úteis, não unicamente nas verificações que tanjam banco veiculares, mas também de diversos outros componentes mecânicos.

6.2 Sugestão para Trabalhos Futuros

- (i) Consideração das propriedades viscoelásticas dos materiais que constituem os componentes de ancoragem do banco.
- (ii) Visto a falta de recursos computacionais, a aplicação do incremento temporal determinado no item 4.4.1 apresentaria, possivelmente, resultados mais precisos.
- (iii) Ainda relacionado aos recursos computacionais, a consideração de uma integração explícita para o estudo realizado seria importante, a fim de corroborar o que é apresentado bibliograficamente, onde integrações implícitas podem ser também utilizadas para verificações de impacto.
- (iv) Realização de ensaios experimentais seguindo o procedimento apresentado em norma.

7 Bibliografia

- Bathe, K. J. (1982), *Finite element Procedures*, Pretice Hall.
- Chelikani, A. (2007). *Simulation of a backrest moment test for an automotive front seat using nonlinear contact finite element analysis*. All Theses. Paper 210.
- Chen, H., Chen, H. and Wang, L. "Analysis of vehicle seat and research on structure optimization in front and rear impact". *World J. of Eng. and Tech.*, 2, 92-99.
- Cook, R. D (1995). *Finite Element Modeling for Stress Analysis*. John Wiley & Sons, inc.
- Kang, S. J., Chun, B. K. (2000). "An effective approach to prediction of the collapse mode in automotive seat structure". *J. Thin-Walled Structures*, 37 (2000), 113-125.
- Morge, M. and Mangshetty, S. (2014). "Analysis and optimization of cushion seat supporting members". *J. of Mechanical and Civil Eng.*, vol. 11(4), 06-10.
- Yang, Y., Chen, H., Zhang, R., Chen, H. e Qiang, X. (2014). "Vehicle seat Optimization in Front and Rear Impact". *The Open Mechanical Engineering Journal*, 2014, 8, 599-606.
- Verver, M. (2004). "Numerical Tools for Comfort: Analyses of Automotive Seating. Data library Technische Universiteit Eindhoven.
- Preston, R., Amato, G., Lyons, M., & Simms, C. (2014). "A static test method to assess swivel seat strength in frontal impact". *Int. J. of Crashworthiness*, 19(5), 469-483.
- Lin, Y. K., Hsu, K. and Lee, P (2010). "The Application of Flow Stress Model to Sheet Metal Forming Simulation". *China Stell Techincal Report*, 23,31-35.
- Zienkiewicz, O. C e Taylor, R. L. (2000). *The finite Element Method*.
- Wirotrattanaphaphisan, K. (2007), "Innovative Conpectual Design for a Conveninet Car Seat", Universidade Tecnologica de Bangkok do Norte
- Brian R. Herbst, Steven E. Meyer, Arin A. Oliver, Stephen M. Forrest (2009) "Rear Impact Test Methodologies: Quasistatic and Dynamic", *Safety Analysis and Forensic Engineering*, Estados Unidos.
- Sung, J. J., e Chun, B.K. (2000) "An effective approach to prediction of the collapse mode in automotive seat structure", *Thin-walled Structures*, 37:113-125
- Morge, M., Mangshetty, S. (2014) "Analysis and Opmization of Cushion Seat Supporting Members", *Jounal of Mechanical and Civil Engineering*, 11:06-10.
- Haan, R. (2002) "FE model of a car seat", Universidade de Eindhoven.
- Moës, N. (2015). "Mécanique des milieu continus". *Écoles Centrale de Nantes*.
- Chelikano, A. (2007) "Simulation of a Backrest Movement Test for an Automotive Front Seat Using Nonlinear Contact Finite Element Analysis", Universidade de Clemson.
- Chen, H.; Chen, H e Wang, L. (2014) "Analysis of Vehicle Seat and Research on Structure Opmization in Front and Rear Impact", *World Journal of engineering and Technologie*, 2:92-99.
- Devare, S. G. e Patel, A. (2015). "Design and Optimize the Automotive Seat Track (Upper and Lower Rail) using FEA". *SSRG International Journal of Mechanical Engineering –volume 2 Issue 12 (2015)*.
- Bathe, K. J., Walczak, J., Guillermin, O., Bouzinov, P. A., Chen, H. (1999). "Advances in crush analysis". *Computers and Structures* 72 (1999) 31-47.
- Xu, Z., Sheng, Z., Zhang, H. e Liu, Y. (2009). "Car seat Backrest static strength Experimental and simulation". *Applied Mechanics and Materials Vols 16-19 pp 178-182 (2009)*.
- Moze, P. e Beg, D. (2014). "A complete study of bearing stress in single bolt connections". *Journal of Constructional Steel Research* 95 (2014) 126-140.

- Jokovic, Z. e Djapic, N. (2014). "*Application of the Hollomon Equation to the Metal Drawing Goodness Degree*", Association of Metallurgical engineers of Serbia.
- Dowling, N. E. (2007). *Mechanical Behavior*. Person
- Associação Brasileira de Normas Técnicas (2009). "NBR:15283: A ressitência dos bancos, suas ancoragens e apoio de cabeça".
- Sánchez, C. A. A. (2001). "Estudo de Impacto Usando Elementos Finitos e Análise Não Linear". Dissertação pelo departamento de engenharia mecânica USP.
- Cassares, K. R. (2011). "Análise não linear de sólidos viscoelásticos bidimensionais: Implementação em elementos finitos e contribuição para aplicação a túneis". Dissertação pela Escola Politécnica USP.
- Comissão Econômica das Nações Unidas para a Europa (2009). *Regularmento número 17, Prescrições uniformes relativas à homologação de veículos no que se refere aos bancos, suas fixações e apoios de cabeça*.
- FEDERAL MOTOR SAFETY STANDARDS AND REGULATIONS (2009). "FMVSS 207: Seating Systems".
- ANSYS (2013). *Mechanical APDL Theory Reference*.
- Companhia de Engenharia de tráfego (2012). *Relatório de investigação de acidentes no Município de São Paulo. Boletim Técnico 53*.
- Kung, C. (2017). "Finite elemento simulations With Ansys Workbench 17 Theory, Applications Cases studies". SDC Publications.
- Cook, R. D. (1988). "Concepts and Applications of Finite Element Analysis". John Wiley and sons.
- Simo, J. C e Hughes, T. J. R. (1994). "Computational Inelasticity". Springer.
- Timoshenko, S. P. e Goodier, J. N. (1951). "Theory of elasticity". McGraw-Hill.
- Junior, D. S. (2004). "Análise dinâmica de sistemas não lineares com acoplamento do tipo solo-fluido-estrutura por intermédio do método dos elementos finitos e do método dos elementos de contorno. Tese pelo programa de pós-graduação da Universidade Federal do Rio de Janeiro.
- Jacob, B. P e Ebecken N. (1994). "An optimized implementation of the Newmark/Newton – Raphson algorithm for the time integration of non-linear problems". *Communication in Numerical Methods in Engineering* 10(12):983-992.
- Zienkiewicz, O. C. (2013). "Finite Element and Approximation". Dover Publication
- Budynas, R. G. e Nisbett, J. K. (2016). "Elementos de máquinas de Shigley". McGraw-Hill.
- Soares, M. C. B. V. (1998). "Influência das Tensões Residuais no Comportamento em Fadiga e Fratura de Ligas Metálicas". Tese pelo programa de pós-graduação na área de reatores Nucleares de Potência e Tecnologia do combustível Nuclear pela Universidade de São Paulo.