

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ÉBERTON FACKIN

**DESENVOLVIMENTO DE UM NOVO MODELO DE TRAVESSAS PARA FIXAÇÃO
DA QUINTA-RODA NO SEMIRREBOQUE DIANTEIRO PELO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

CAXIAS DO SUL

2014

ÉBERTON FACKIN

**DESENVOLVIMENTO DE UM NOVO MODELO DE TRAVESSAS PARA FIXAÇÃO
DA QUINTA-RODA NO SEMIRREBOQUE DIANTEIRO PELO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico na Universidade de Caxias do Sul.

Supervisor: Prof. Joel Vicente Ciapparini,
Ms. Eng.

CAXIAS DO SUL

2014

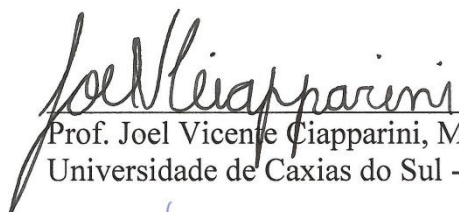
ÉBERTON FACKIN


**DESENVOLVIMENTO DE UM NOVO MODELO DE TRAVESSAS PARA FIXAÇÃO
DA QUINTA-RODA NO SEMIRREBOQUE DIANTEIRO PELO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**


Trabalho de conclusão do curso de Engenharia Mecânica apresentado como requisito para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico na Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em 21 / 11 / 2014

Banca Examinadora:


Prof. Joel Vicente Ciapparini, Ms. Eng.
Universidade de Caxias do Sul - UCS


Prof. Vagner Grison, Ms. Eng.
Universidade de Caxias do Sul - UCS


Prof. Oscar Alfredo Garcia de Suarez, Dr. Eng.
Universidade de Caxias do Sul - UCS


Sr. Rui Eugidio Boff, Eng.
Randon S/A Implementos e Participações

RESUMO

Este trabalho apresenta a proposta para o desenvolvimento de um novo modelo de travessas, estrutura responsável pela fixação da quinta-roda ao chassi. Foi considerado para o estudo um semirreboque bitrem tanque dianteiro com três eixos e rodado duplo. O propósito foi desenvolver um modelo de travessas estampadas e unidas por juntas aparafusadas, cujo objetivo é substituir o modelo atual de travessas dobradas e soldadas, a fim de proporcionar maior produtividade e permitir uma modularização mais ampla da linha de produção. O modelo proposto foi desenvolvido em *software* 3D e após aplicado o método dos elementos finitos para análise e comparação com o modelo atual soldado, atendendo as normas vigentes e os critérios de aprovação. Considerando os dados computacionais gerados pelo método dos elementos finitos foi possível verificar que o modelo utilizado atualmente apresentou resultados mais significativos, no que se refere às tensões, que o modelo proposto. Contudo, analisando a peça desenvolvida é relevante destacar que essa apresentou dados promissores, que servem de base para outros trabalhos de aprimoramento da mesma.

Palavras-chaves: Método dos elementos finitos. Mecânica dos Sólidos. União Aparafusada.

ABSTRACT

This paper presents the development of a new concept of stringers, the structure responsible for fastening the fifth wheel to the chassis. For the study, it was considered the front trailer of a double semitrailer tank with three axles and dual wheels. The purpose was to develop a model of stamped stringer and bolted joint, which aims to replace the current model of bent and welded stringers, resulting in greater productivity and enabling a broader modularization of the production line. The proposed model was designed in a 3D software and, after the finite element method of analysis was applied and compared to the current welded structure, met current standards and criteria for approval. Considering the computational analysis generated by the finite element method it was verified that the model currently being used presents more significant results than the proposed model. However, analyzing the developed structure, it is relevant to highlight that it presented promising data and that will serve as a base for future developments to improve it.

Keywords: Finite elements method. Solid Mechanics. Screwed Union.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Chassi bitrem dianteiro	15
Figura 2 - Tensão atuante em um corpo	18
Figura 3 - Esforços da junta aparafusada	20
Figura 4 - Carregamento de cisalhamento em uma união de atrito.	22
Figura 5 - Perfil de rosca-padrão ISO.....	25
Figura 6 - Estrutura modelada.	28
Figura 7 - Malha de elementos finitos.	29
Figura 8 - Condições de contorno.....	29
Figura 9 - Gráfico tensão x deformação.	30
Figura 10 - Gráfico das tensões.	30
Figura 11 - Aplicação do elemento de casca em uma estrutura de um chassi.....	35
Figura 12 - Fluxograma das etapas de trabalho.....	36
Figura 13 - Chassi de um semirreboque com a quinta-roda	37
Figura 14 - Bitrem três eixos dianteiro	38
Figura 15 - Quinta-roda	38
Figura 16 - Secção das travessas e longarina	39
Figura 17 - Chassi de um caminhão Iveco 6x4 com junta aparafusada	40
Figura 18 - Travessas e reforços das travessas	40
Figura 19 - Travessa superior	41
Figura 20 - Reforço inferior.....	41
Figura 21 - Força F_h e F_v	42
Figura 22 - Combinação de Carga em toneladas	43
Figura 23 - Propriedades do material	47
Figura 24 - Contatos Soldados.....	48
Figura 25 - Contatos aparafusados	49
Figura 26 - Malha global do modelo	49
Figura 27 - Detalhes de diferentes regiões da malha.....	50
Figura 28 - Elemento quadrilateral S4R.....	51
Figura 29 - Simplificação da suspensão	52
Figura 30 - Carga aplicada sobre as travessas	52
Figura 31 - Restrições do modelo.....	53
Figura 32 - Comparativo de tensões	55

Figura 33 - Concentrador de tensão.....	56
Figura 34 - Análise de elemento finitos no caso 1	56
Figura 35 - Análise de elemento finitos no caso 2	57
Figura 36 - Análise de elemento finitos no caso 3	58
Figura 37 - Detalhe do elemento	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Configurações de furos para juntas aparafusadas.....	23
Tabela 2 - Propriedades mecânicas para parafusos.	23
Tabela 3 - Coeficiente de atrito para rosca laminada sem lubrificação.....	25
Tabela 4 - Pré-carga permissível em relação ao fator de atrito da rosca.	26
Tabela 5 - Direções da suspensão.....	51
Tabela 6 - Direções das condições de contorno	53
Tabela 7 - Comparativo do mesmo elemento no modelo.....	59

LISTA DE SIGLAS

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
MEF	Método dos Elementos Finitos
PBT	Peso Bruto Total
PBTC	Peso Bruto Total Combinado

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área do material
A_t	Área trativa
C_1	Reação total máxima no primeiro eixo cavalo mecânico
C_2	Reação total máxima nos eixos de tração do cavalo mecânico
C_4	Reação total máxima na combinação de eixos do bitrem traseiro
C_{QR}	Carga na quinta-roda no bitrem traseiro
CL_T	Carga líquida total
CL_{TR}	Carga líquida do bitrem traseiro
d	Diâmetro de externo
D	Força de tração de carga
d_p	Diâmetro de primitivo
d_r	Diâmetro de raiz
E	Módulo da elasticidade
F	Força aplicada ao material
F_i	Pré-carga permissível aplicada ao parafuso
F_V	Força vertical de teste
F_μ	Força de atrito
g	Aceleração da gravidade
K	Coefficiente de torque
N	Força normal de compressão
R	Massa combinada do bitrem dianteiro mais a carga da quinta-roda
S_p	Resistência de prova
p	Passo
T	Torque
$T_{BT/S}$	Tara do bitrem traseiro sem a suspensão
T_{BD}	Tara do bitrem dianteiro
T_{BT}	Tara do bitrem traseiro
T_{CM}	Tara do cavalo mecânico
T_{QR}	Tara da quinta-roda
T_R	Soma das reações do caminhão trator e o bitrem dianteiro
T_{SP}	Tara da suspensão

V_{TT}	Volume nominal do bitrem traseiro
V_{TC}	Volume nominal total combinado
σ	Tensão normal
σ_1	Tensão principal 1
σ_2	Tensão principal 2
ϵ	Deformação normal
ϵ_{lat}	Deformação lateral
ϵ_{long}	Deformação longitudinal
τ	Tensão cisalhante
$\tau_{m\acute{a}x}$	Tensão cisalhante máxima
ν	Coefficiente de Poisson
μ	Coefficiente atrito
$[K]$	Matriz de rigidez da estrutura
$[K]^{-1}$	Matriz de propriedade ou rigidez do elemento
$[M]^{-1}$	Matriz massa
$\{F\}$	Matriz coluna com todas as cargas nodais
$\{F_n^{ext}\}$	Força externa aplicada
$\{F_n^{int}\}$	Força interna aplicada
$\{F_{n+1}^a\}$	Vetor de força aplicada no tempo $t_{n+\Delta t}$
$\{U\}$	Matriz coluna com os deslocamentos nodais
$\{\ddot{u}_n\}$	Vetor de aceleração do tempo t_n
$\{u_{(n+1)}\}$	Vetor de deslocamento no tempo $t_{n+\Delta t}$

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	DESCRIÇÃO DA EMPRESA	14
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	15
1.3	OBJETIVOS DO TRABALHO	16
1.3.1	Objetivo geral.....	16
1.3.2	Objetivos específicos.....	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS	17
2.1.1	Tensão e deformação	17
2.1.2	Coefficiente de Poisson	18
2.2	CRITÉRIOS DE FALHA DOS MATERIAIS	19
2.2.1	Crítério de von Mises	19
2.3	ELEMENTOS DE FIXAÇÃO	20
2.3.1	Unões de atrito sob carregamentos de cisalhamento.....	20
2.3.2	Coefficiente de atrito.....	21
2.3.3	Geometria dos furos	22
2.3.4	Parafusos de alta resistência.....	23
2.3.5	Pré-carga em juntas aparafusadas.....	24
2.3.6	Torque para a obtenção de pré-carga desejada.....	26
2.4	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	27
2.4.1	Etapas de definição do MEF.....	28
2.4.2	Tipos de análise pelo MEF	31
2.4.2.1	Análise estática ou dinâmica	31
2.4.2.2	Análise linear e não linear	31
2.4.2.3	Método implícito e explícito	31
2.4.2.4	Tipos de estrutura	32
2.4.3	Matriz de rigidez da estrutura	33
2.4.4	Elementos tipo casca.....	34
3	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	36
3.1	PROPOSTA DE TRABALHO.....	36

3.2	DETALHAMENTO DO PRODUTO	37
3.2.1	Chassi bitrem dianteiro.....	37
3.2.2	Quinta-roda.....	38
3.2.3	Travessa de fixação da quinta-roda.....	39
3.2.4	Modelo Proposto	39
3.3	CONDIÇÕES DE TRABALHO DO PRODUTO	42
3.3.1	Definição das forças atuantes nas travessas	42
3.3.1.1	Força vertical	43
3.3.1.2	Força horizontal.....	46
3.4	PREPARAÇÃO DO MODELO MEF.....	46
3.5	GERAÇÃO DA GEOMETRIA.....	47
3.6	GERAÇÃO DOS CONTATOS	48
3.7	GERAÇÃO DA MALHA	49
3.8	CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO.....	51
4	RESULTADOS	55
4.1	CASO 1: MODELO SOLDADO	56
4.2	CASO 2: MODELO APARAFUSADO COM ESPESSURA DE 4,75 MM.....	57
4.3	CASO 3: MODELO APARAFUSADO COM ESPESSURA DE 6,35 MM.....	57
5	CONCLUSÕES.....	60
5.1	TRABALHOS FUTUROS	60
	ANEXO A - VALORES DE PASSOS, DIÂMETROS E ÁREAS TRATIVAS.....	64
	ANEXO B - ESPECIFICAÇÕES DO AÇO UTILIZADO	65

1 INTRODUÇÃO

O transporte rodoviário é o principal meio de escoar a produção nacional, estando a frente de meios ferroviários, hidroviários e aéreos. Nesse cenário as empresas fabricantes de caminhões e implementos rodoviários tem uma grande oportunidade de crescimento e inovações.

A fabricação de implementos rodoviários varia de forma geral conforme o fabricante do produto, sendo que todos devem atender as normas e legislação específica de cada país conforme o produto a ser transportado.

De acordo com as tendências mundiais de fabricantes de caminhões, os modelos mais atuais de produtos utilizam itens aparafusados ao invés de soldados, mostrando um maior ganho na produtividade e manutenção.

Em função dessas mudanças, os modelos computacionais de análises são utilizados com maior frequência, podendo trazer resultados muito mais rápidos e de menor custo que na fabricação de um protótipo.

No mercado atual brasileiro, somente fabricantes de caminhões possuem chassis com travessas parafusadas, fabricantes de semirreboques ainda não utilizam este conceito, abrindo assim uma grande oportunidade de estudos nessa área.

A Randon, visando ser mais competitiva no mercado, vem investindo em pesquisas e desenvolvimento de produtos, processos de fabricação e redução de custos para seus produtos, favorecendo o desenvolvimento de um novo conceito para a família de tanques. Por este motivo está sendo desenvolvido um novo chassi com itens parafusados ao invés do modelo com travessas soldadas, gerando assim aumento da produtividade e padronização de seus componentes.

1.1 DESCRIÇÃO DA EMPRESA

A Randon Implementos, localizada em Caxias do Sul, é a maior fabricante de implementos rodoviários da América Latina e está entre as maiores do mundo em seu ramo.

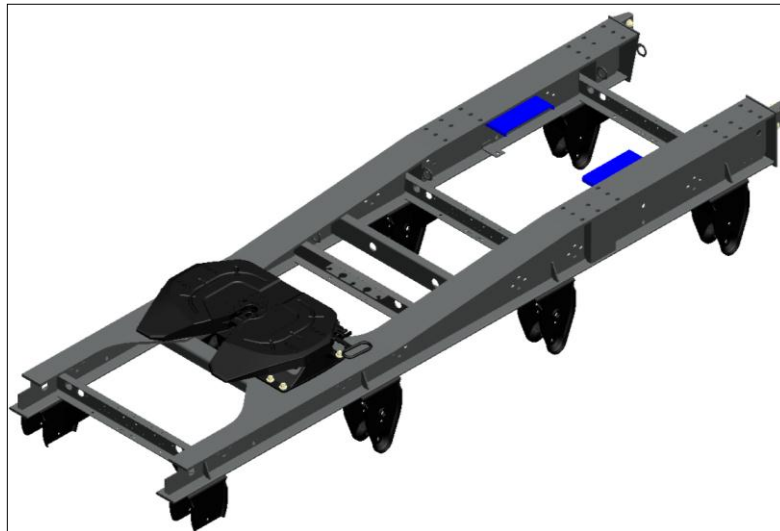
A empresa possui mais de 60 anos e seu portfólio de produtos inclui equipamentos e carrocerias nas modalidades de tanques, silos, graneleiros, florestais, basculantes, siders, frigoríficos entre outros, finalizando o ano de 2013 com mais 370 mil produtos entregues aos seus clientes (Randon, 2014).

O estágio foi desenvolvido na engenharia de tanques, umas das divisões dentro do departamento de engenharia. A engenharia de tanques é responsável pelo projeto da caixa de carga, onde o produto é contido para ser transportado, pelo chassi, onde é fixada a caixa, bem como por adequações de projetos. O setor possui dez analistas, sendo oito formados em Engenharia Mecânica e dois em fase de graduação, dois estagiários e um coordenador.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Atualmente existem duas opções de chassi no segmento de tanques, os chassis para semirreboques e os chassis para bitrens. A diferença dos chassis está basicamente no bitrem dianteiro, o qual possui o dispositivo de acoplamento chamado de quinta-roda. Este dispositivo é fixado em uma base receptora no chassi. A quinta-roda recebe a força de tração do caminhão para puxar todo o conjunto, consequentemente transferindo o esforço para as travessas. Na figura 1 é mostrado o chassi de um bitrem dianteiro com as travessas soldadas nas longarinas.

Figura 1 - Chassi bitrem dianteiro



Fonte: Randon S.A. (2014)

Tendo como referência o modelo atual, cujas travessas são fixadas no chassi por meio de soldagem, pensou-se em desenvolver um modelo de travessas e reforços aparafusados. O modelo desenvolvido foi submetido às análises computacionais realizadas pelo método dos elementos finitos (MEF) e comparados com o modelo atual, que utiliza uniões soldadas.

Motivado pela necessidade de manter a competitividade no mercado mundial, aprimorando o processo de produção, o presente trabalho é de grande importância para a empresa por ser assunto novo na indústria e também por agregar o conhecimento nesta área dos elementos finitos, assunto pouco abordado na graduação de engenharia mecânica.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.3.1 Objetivo geral

Analisar a fixação da quinta-roda no chassi de um semirreboque utilizando uniões de junta aparafusada, considerando as condições de contorno e comparando os resultados obtidos com método dos elementos finitos, entre o modelo atual e o proposto.

1.3.2 Objetivos específicos

- a) Desenvolver um modelo 3D de travessas;
- b) Levantar as principais condições de contorno na região de fixação;
- c) Analisar os resultados dos esforços na região da junta parafusada a partir do modelo numérico gerado pelo MEF;
- d) Analisar os resultados utilizando um critério de falha;
- e) Comparar através do MEF o modelo da estrutura atual com o modelo proposto.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O embasamento teórico, do presente trabalho, fez uso de artigos e trabalhos relacionados a resistência dos materiais, elementos de fixações e o MEF, temas abordados no decorrer do desenvolvimento do trabalho, e que constituem a base para a apresentação dos resultados finais aplicados ao produto.

2.1 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

Para a determinação de falhas de um determinado material, sob um estado de tensão qualquer, é necessária a determinação dos critérios de falhas. As falhas do material podem ser na forma de escoamento, quando o material atinge a região plástica na qual o material se deforma e não retorna a sua forma inicial, ou fratura, quando o material ultrapassa a região plástica e se rompe.

A fim de facilitar o entendimento, o presente capítulo foi dividido em tensão e deformação e coeficiente de Poisson.

2.1.1 Tensão e deformação

Quando um corpo é submetido a forças externas e carregado dentro do limite da região onde o comportamento é linear, região onde a deformação é elástica, não haverá deformação permanente no material. Caso o carregamento exceda o limite do escoamento haverá a deformação plástica do material.

Segundo Higdon, Ohlsen e Stilles (1981) o conceito de tensão, significa que a força resultante atua em uma seção transversal. Isto é resultado da aplicação de um carregamento por unidade de área, conforme a figura 2 e equação 1. Em outras palavras, trata-se de uma resposta do corpo ao carregamento sofrido, de modo a restabelecer o equilíbrio do sistema.

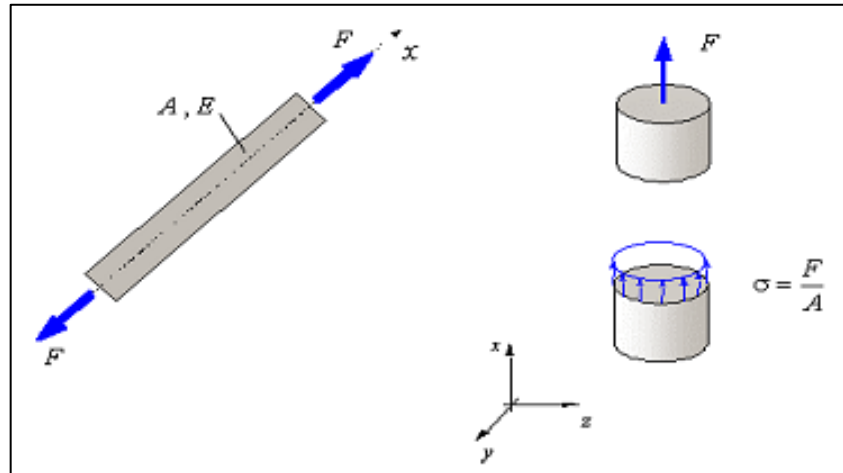
$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Onde:

σ é a tensão (Pa);

F é força aplicada ao material (N);
 A é área do material (m^2).

Figura 2 - Tensão atuante em um corpo



Fonte: Hibbeler (2004)

O material se deforma quando o seu campo de desenvolvimento varia, sujeito a alteração da temperatura ou por cargas externas. Determinar o estado de deformação de um corpo é tão importante quanto conhecer suas tensões.

Hibbeler (2009), destaca que a lei de Hooke estabelece a relação entre a tensão e a deformação sofrida pelo material, somente no regime elástico. Ela pode ser representada matematicamente pela equação 2:

$$\sigma = E\epsilon \quad (2)$$

Onde:

E é o módulo da elasticidade (Pa);

ϵ é a deformação.

2.1.2 Coeficiente de Poisson

O coeficiente de Poisson (ν) é a relação entre a deformação específica lateral ou perpendicular e a deformação específica longitudinal ou axial.

Hibbeler (2004) define que quando um corpo é submetido a uma força axial de tração ele se alonga e se contrai lateralmente. Da mesma forma, a compressão faz com que o corpo se contraia na direção da força e se expande no sentido lateralmente.

A relação entre a deformação específica lateral ou perpendicular e a deformação específica longitudinal ou axial é mostrada na equação 3.

$$\nu = - \frac{\epsilon_{lat}}{\epsilon_{long}} \quad (3)$$

Onde:

ν é o coeficiente de Poisson (adimensional);

ϵ_{lat} é a deformação lateral (adimensional);

ϵ_{long} é a deformação longitudinal (adimensional).

2.2 CRITÉRIOS DE FALHA DOS MATERIAIS

Segundo Shigley, Mischke e Budynas (2005), os critérios de falhas geralmente são definidos conforme o tipo de material, que pode ser dúctil, critério de escoamento, ou frágil, critério de fratura.

Hibbeler (2004) define que se tratando de um material dúctil, geralmente a falha será regida pelo escoamento e quando o material for frágil será regida pela fratura do material, ocorrendo quando o material estiver submetido a um estado uniaxial de tensões.

Para materiais dúcteis, as principais teorias utilizadas são:

- Tensão de cisalhamento máxima (MSS);
- Energia de distorção (DE);
- Coulomb-Mohr dúctil (DCM).

Ao passo que para os materiais frágeis, geralmente são utilizadas as teorias de:

- Tensão normal máxima (MNS);
- Coulomb-Mohr frágil (BCM);
- Mohr modificada (MM).

2.2.1 Critério de von Mises

Norton (2004) cita que em situações envolvendo tensões combinadas normais e de cisalhamento no mesmo ponto, é necessário definir uma tensão equivalente que possa ser usada para representar a combinação de tensões. Define-se que a tensão equivalente de von Mises permite tratar casos de tensão multiaxial combinada como se fossem devido a um carregamento de tração pura.

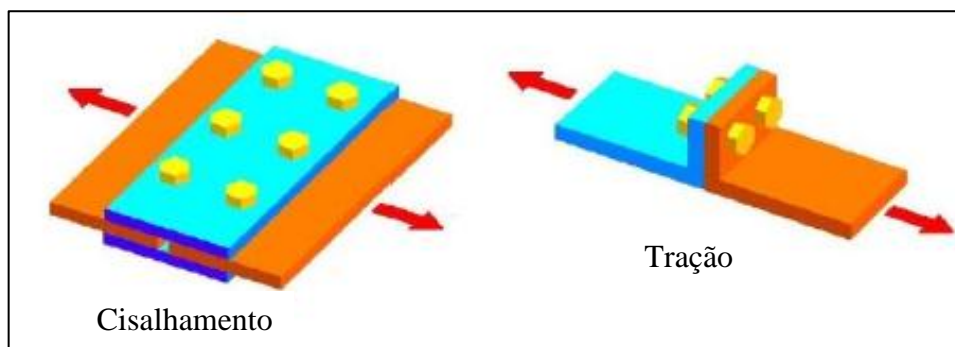
A tensão equivalente de von Mises em termos de tensões aplicadas é encontrada através da equação 4:

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (4)$$

2.3 ELEMENTOS DE FIXAÇÃO

As uniões aparafusadas são um importante elemento de fixação e de grande uso na indústria devido os ganhos produtivos. São classificadas conforme o tipo de carregamento que foram projetadas, sendo que os esforços podem ser de tração ou cisalhamento, mostrado na figura 3.

Figura 3 - Esforços da junta aparafusada



Fonte: Lourenço (2004)

Seu dimensionamento deve levar em conta parâmetros de carga, que irão suportar tanto as direções e grandezas dos esforços como a resistência do parafuso mediante tensão de fadiga sob carregamentos dinâmicos e forças de trabalho.

2.3.1 Uniões de atrito sob carregamentos de cisalhamento

Nascimento (2004) destaca que a resistência ao deslizamento das uniões por atrito, depende da rugosidade superficial entre as regiões de contato dos membros que, juntamente com a força de compressão proporcionada pela elevada pré-carga do parafuso, resulta na força de atrito, responsável por evitar o deslizamento das regiões de contato.

Para uniões de atrito são utilizados parafusos de alta resistência, capazes de suportar forças de pré-carga elevadas sendo que a rugosidade entre as faces de contato é responsável por suportar o carregamento imposto a elas, Saman (2011) explica que as forças cisalhantes sobre os membros da junta, não expõe os parafusos a esforços perpendiculares a seu eixo, a menos que ocorra o deslizamento dos membros, submetendo o parafuso ao contato com as paredes do furo. Desta forma, se a força de atrito não for vencida pela força externa cortante, as cargas dinâmicas sobre a junta, não têm influências sobre a vida em fadiga dos elementos de fixação.

A pré-carga a ser aplicada nesse tipo de junta, deve ser dimensionada para prevenir a perda do torque entre o parafuso e a porca e gerar a força de compressão sobre seus membros, pois os carregamentos externos no sentido axial ao parafuso são desprezíveis (Lourenço, 2004).

2.3.2 Coeficiente de atrito

Coeficiente de atrito é a relação entre a força que oferece resistência ao movimento tangencial entre dois corpos e força normal de compressão entre suas regiões de contatos, conforme a relação mostrada na equação 5.

$$\mu = \frac{F_{\mu}}{N} \quad (5)$$

Onde:

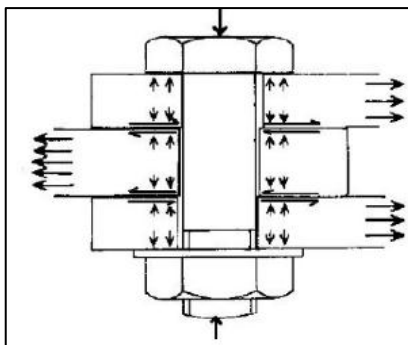
μ é coeficiente atrito

F_{μ} é a força de atrito (N);

N é a força normal de compressão (N).

Conforme a figura 4 é possível observar os esforços sobre a junta de atrito sob o carregamento de cisalhamento.

Figura 4 - Carregamento de cisalhamento em uma união de atrito.



Fonte: Valenciani (1997)

O coeficiente de atrito existente se divide em estático e cinético, sendo que o estático relaciona a força que se opõe ao início do movimento relativo entre os dois corpos de contato, ao passo que o cinético relaciona a força que se opõe a continuação do movimento relativo, após o movimento ter sido iniciado entre os corpos em contato (Valenciani, 1997).

A força de atrito independe da área de contato entre os corpos, sendo dependente das condições superficiais das regiões de contato, da força de compressão sobre a junta e da quantidade de planos em contato.

2.3.3 Geometria dos furos

É importante observar o dimensionamento das juntas, relacionado com os furos de transpasse para os parafusos, onde devem ser considerados o tamanho e o formato. Para o melhor desempenho da junta, o ideal é a utilização de furos cilíndricos padrões, porém, para flexibilizar e facilitar o ajuste de montagem são muito utilizados os furos alargados ou alongados.

Valenciani (1997) diz que como a resistência ao deslizamento está diretamente relacionada com a distribuição de pressão entre as superfícies de contato, a geometria do furo de transpasse para o parafuso, é um fator influente sobre a força de atrito.

Além disso, segundo a norma NBR 8800 (2008), em juntas submetidas a esforços paralelos às superfícies de contato, com furos alongados, paralelamente à direção da aplicação do carregamento, a resistência ao deslizamento é menor do que para situações com furos padrões.

A tabela 1 traz as configurações de furos para juntas aparafusadas, de acordo com a norma NBR 8800 (2008).

Tabela 1 - Configurações de furos para juntas aparafusadas

(d)Diâmetro do parafuso (mm)	Diâmetro do furo padrão (mm)	Diâmetro do furo alongado (mm)	Diâmetro do furo pouco alongado (mm)	Diâmetro do furo muito alongado (mm)
≤ 24	$d+1,5$	$d+5$	$(d+1,5) \times (d+6)$	$(d+1,5) \times 2,5d$
27	28,5	33	28,5 x 35	28,5 x 67,5
≥ 30	$d+1,5$	$d+8$	$(d+1,5) \times (d+9,5)$	$(d+1,5) \times 2,5d$

Fonte: Adaptado da norma NBR 8800 (2008)

Os fatores de furo para aplicação no cálculo de força de resistência ao deslizamento podem ser de:

- a) 1,00 para furos padrão;
- b) 0,85 para furos alongados ou poucos alongados;
- c) 0,70 para furos muitos alongados.

2.3.4 Parafusos de alta resistência

De acordo com Valenciani (1997) há duas categorias de materiais para parafusos, e estas podem ser especificadas como:

- a) Materiais de Classe Geral - com propriedades mecânicas similares a obtida na categoria métrica classe 8.8;
- b) Materiais de Classe Superior - correspondentes à categoria métrica classe 10.9 ou 12.9.

A tabela 2 mostra as propriedades mecânicas para as classes métricas dos parafusos.

Tabela 2 - Propriedades mecânicas para parafusos.

Classe de resistência	Resistência mínima ao escoamento (MPa)	Resistência mínima de prova (MPa)	Resistência mínima a tração (MPa)
8.8	660	600	830
10.9	940	830	1040
12.9	1100	970	1220

Fonte: Adaptado de Lee e Ho (2012)

2.3.5 Pré-carga em juntas aparafusadas

A maioria das juntas está submetida a carregamentos flutuantes, o que pode vir a causar falha em fadiga do parafuso. A vida em fadiga de um componente é bastante sensível aos efeitos da amplitude da carga dinâmica, enquanto que a influência do nível da tensão média é relativamente menor. No caso do parafuso, é possível melhorar a resistência em fadiga reduzindo a tensão alternada à medida que se aumenta a tensão média (Norton, 2004).

Griza (2000) afirma que um parafuso devidamente apertado resiste a situações onde um parafuso sem aperto poderia falhar rapidamente, sob baixos esforços ou fadiga de baixo ciclo.

Para juntas de atrito sob esforços de cisalhamento, a pré-carga tem por função criar força de compressão sobre os membros da junta, resultando em força de atrito na região de contato perpendicular ao eixo do parafuso, de modo que, as forças de cisalhamento aplicadas sobre a junta sejam suportadas apenas pelo atrito entre os membros unidos, permitindo a transmissão de carga.

Para esse tipo de junta, deve-se utilizar uma força de pré-carga de aproximadamente 70% da mínima resistência de prova do parafuso, levando em consideração também a área tratativa de sua secção, conforme especificado pela norma NBR 8800 (2008). Pode-se determinar o valor de pré-carga permissível no parafuso a partir da equação 6.

$$F_i = 0,7S_pA_t \quad (6)$$

Onde:

F_i é a pré-carga permissível, aplicada ao parafuso (N);

0,7 é a porcentagem da resistência a tração;

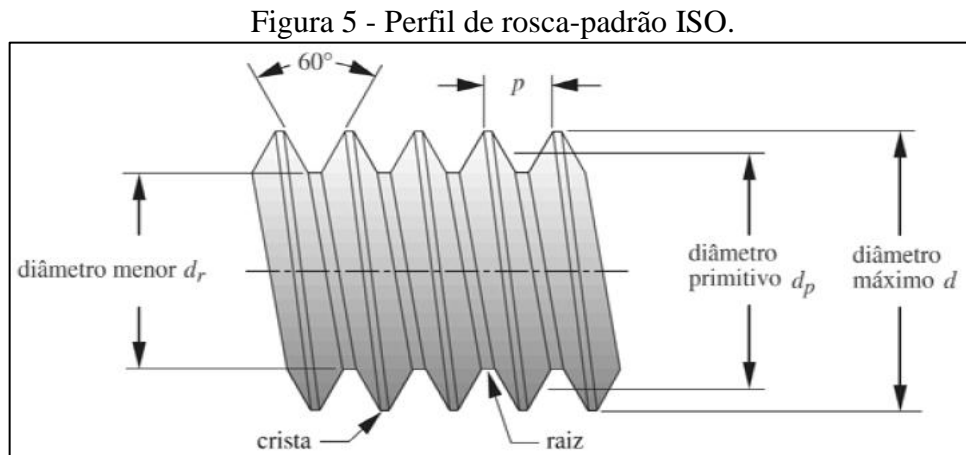
S_p é a resistência de prova (MPa) (obtido pela tabela 2);

A_t é a área tratativa (mm²).

Em condições normais de aplicação, os parafusos são projetados para receber a maior parte dos esforços na direção axial, sendo as tensões de tração as mais importantes para esse dimensionamento. Norton (2004) define que a resistência a esse carregamento é melhor definido pela média entre os diâmetros menor d_r e o diâmetro d_p denominado por área tratativa

A_t , conforme demonstrado em ensaios de barras rosqueadas sob tração, cujos valores se encontram no anexo (ANEXO A).

A figura 5 ilustra as dimensões citadas na rosca de um parafuso.



Fonte: Norton (2004)

Lee e Ho (2012) explicam que as propriedades mecânicas, a área trativa e a força de pré-carga, estão diretamente relacionadas com o coeficiente de atrito de sua rosca, conforme descrito na tabela 3, onde os coeficientes de atrito são mostrados de acordo com as condições superficiais do parafuso ou porca.

Tabela 3 - Coeficiente de atrito para rosca laminada sem lubrificação.

		Rosca externa (parafuso)			
		Acabamento superficial	Fosfatizado	Zincado	Adesivado
Rosca interna (porca)	Sem Acabamento Superficial		0,12 a 0,18	...	0,16 a 0,25
	Zincado		0,1 a 0,16	0,1 a 0,2	0,14 a 0,25

Fonte: Adaptado de Lee e Ho (2012)

Deste modo, as forças de pré-carga permissíveis são relacionadas com o coeficiente de atrito da rosca, à classe de resistência e à bitola do parafuso. Na tabela 4 pode-se observar as forças de pré-carga.

Tabela 4 - Pré-carga permissível em relação ao fator de atrito da rosca.

Medida	Classe de resistência	Força de pré-carga permissível (kN) para fator de atrito		
		0,1	0,12	0,14
M8	8.8	19,1	18,6	18,1
	10.9	28,0	27,3	26,6
	12.9	32,8	32,0	31,1
M10	8.8	30,3	29,6	28,8
	10.9	44,5	43,3	42,2
	12.9	52,1	50,8	49,4
M12	8.8	44,1	43,0	41,9
	10.9	64,8	63,2	61,5
	12.9	75,9	74,0	72,0
M14	8.8	60,6	59,1	57,5
	10.9	88,9	86,7	84,4
	12.9	104,1	101,5	98,8

Fonte: Adaptado de Lee e Ho (2012)

2.3.6 Torque para a obtenção de pré-carga desejada

A aplicação do torque apropriado é importante para garantir sua durabilidade na sua aplicação quando submetidos a carregamentos estáticos ou a fadiga (Lima, Abrão e Pertence, 2011).

O atrito entre a rosca da porca e do parafuso, pode proporcionar imprecisões sobre a relação torque *versus* pré-carga, desta forma, visando obter um valor de torque mais próximo do real, aconselha-se a utilização do fator conhecido como coeficiente de torque, que é dependente das características superficiais da rosca do parafuso e/ou porca, possibilitando a redução nas imprecisões dessa relação.

A equação 7 relaciona a força de pré-carga, com o diâmetro externo do parafuso e o coeficiente de torque, que depende do coeficiente de atrito dos elementos de fixação. Pode-se calcular o torque apropriado para a junta aparafusada, conforme equação descrita abaixo.

$$T = K F_i d \quad (7)$$

Onde:

T é o torque (N.mm);

F_i é a pré-carga permissível aplicada ao parafuso (N);

d é o diâmetro de externo (mm);

K é o coeficiente de torque.

2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

O MEF tem como objetivo a determinação do estado de tensões e deformações de uma geometria arbitrária de um sólido sujeito a ações exteriores (Alves, 2000).

A análise pelos métodos analíticos clássicos permite o cálculo da resposta exata dos deslocamentos, deformações e tensões na estrutura em todos os seus pontos, isto é, nos seus infinitos pontos. Estas soluções são aplicadas somente para alguns casos, e fogem da maioria das aplicações práticas que encontramos no cotidiano. Sendo assim, é de grande interesse desenvolver procedimentos aproximados que possam ser aplicados em caráter geral, independente da forma da estrutura e da condição de carregamento. Esse caminho alternativo aos procedimentos analíticos clássicos constitui o foco do MEF (Alves, 2000).

Segundo Brebia (1975) o MEF é um método matemático/computacional para análise de problemas. Este método permite que o corpo em estudo tenha forma geométrica, carregamento e condições de contorno diversas. Ocorre uma semelhança física entre o modelo MEF e a situação física real, não sendo uma abstração matemática difícil de ser visualizada.

Dessa forma, a modelagem através do MEF possui etapas operacionais bem definidas:

- a) Descrição geométrica da região do espaço considerada;
- b) Geração de uma malha de elementos interconectados por nós;
- c) Definição das equações e respectivas condições de contorno que regem o problema;
- d) Solução numérica do sistema algébrico resultante;
- e) Pós-processamento de resultados para visualização.

O MEF começou a ser utilizado na década de 60, para cálculo estrutural, e hoje é largamente aplicado também em problemas de campo, como calor, fluídos, campo elétrico e magnético, entre outras aplicações (Brebia, 1975). A seguir, algumas das análises que podem ser executadas por *softwares* do método dos elementos finitos:

1. Estática linear de tensões e deformações;
2. Dinâmica, modos de vibração e frequências naturais;
3. Não linear de tensões e deformações, conformação, grandes deformações;
4. Térmica, transmissão de calor em regime permanente e transiente;
5. Tensões devido ao carregamento térmico;
6. Escoamento de fluídos, aerodinâmica, hidrodinâmica;
7. Campos elétricos, condutores, isolantes, eletrodeposição e corrosão, e magnéticos;
8. Análise do comportamento da estrutura quando aplicada pressão.

2.4.1 Etapas de definição do MEF

A seguir encontram-se as etapas utilizadas para a definição da análise da solução através do MEF. É importante a eficiente utilização destas etapas para a obtenção de resultados convergentes ao problema analisado, para isso, é necessário conhecimento da área computacional, matemática e de engenharia.

A primeira etapa consiste em obter o modelamento no desenho em CAD da estrutura a ser calculada, como mostra a figura 6, podendo ser modelada no próprio programa ou importada de outros *softwares* de CAD.

Figura 6 - Estrutura modelada.

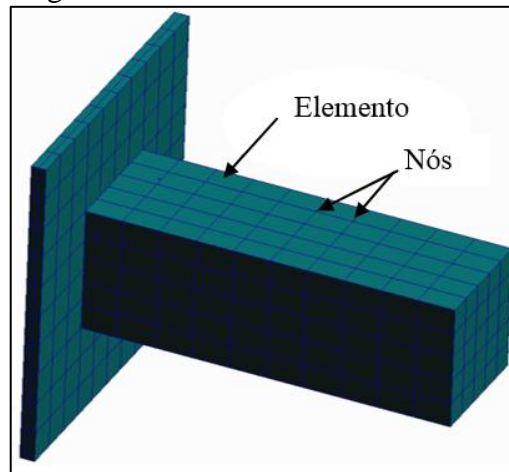


Fonte: Randon (2014)

Com o modelo obtido é iniciada a geração da malha de elementos finitos, que consiste na discretização da estrutura, ou seja, a sua divisão em elementos conectados por nós, ilustrados na figura 7. Alves (2000) afirma que ao representar um determinado comportamento físico por meio de um modelo de análise, o modelo proposto deve representar trecho a trecho o que ocorre na estrutura real. No caso de tensões/deformações cada nó possui

até 6 graus de liberdade em relação ao sistema de coordenadas cartesianas globais, dependendo do tipo de elemento. Um grau de liberdade é a possibilidade que um nó tem de rotacionar ou transladar em relação a um eixo coordenado.

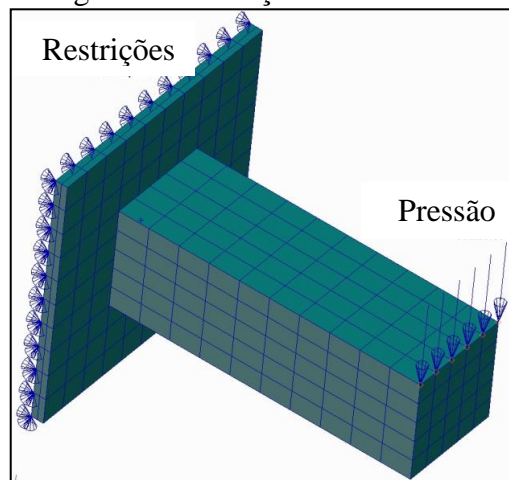
Figura 7 - Malha de elementos finitos.



Fonte: Alves (2000)

Com a malha definida é necessário para o processo de análise, delimitar algumas condições de contorno, conforme demonstrado na figura 8, as quais se dividem em restrições e carregamentos. No caso das restrições, a estrutura se relaciona com o meio ambiente, sendo chamadas de vínculos. Nos carregamentos se definem as solicitações às quais a estrutura está submetida, que podem ser forças nodais, pressões, momentos e carga térmica.

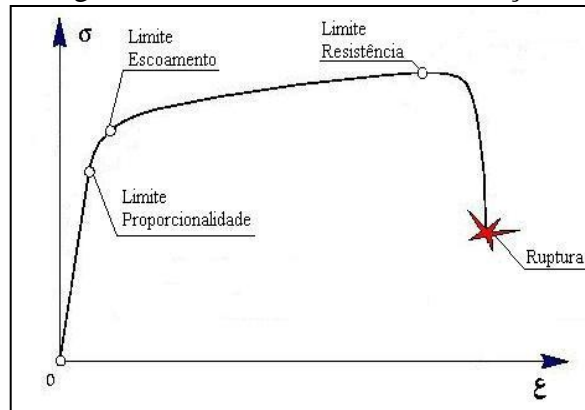
Figura 8 - Condições de contorno.



Fonte: Alves (2000)

Além das condições de contorno, também se faz necessária a integração com as propriedades mecânicas do material utilizado na estrutura. Portanto, é preciso definir as características físicas do material. Na figura 9, o gráfico tensão *versus* deformação, que contém propriedades dos materiais, é utilizado para a verificação de sua capacidade, seja ela elástica ou plástica, em dada aplicação representada pelas condições de contorno.

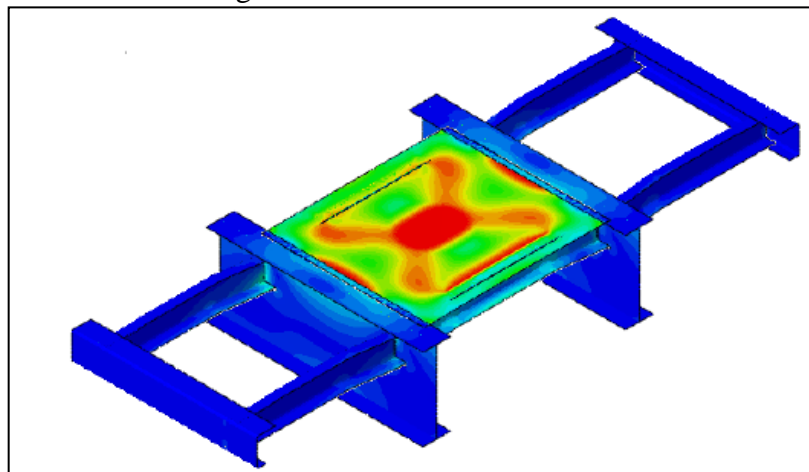
Figura 9 - Gráfico tensão x deformação.



Fonte: Rosa (1994)

Com as informações inseridas no programa de método dos elementos finitos é possível executar o processamento. Este é feito através do cálculo da matriz de rigidez e do cálculo dos deslocamentos dos nós e das tensões (Alves, 2000). Feito isso, pode-se visualizar a estrutura deformada, e os esforços que a mesma é submetida por meio de tensões e deformações, conforme demonstra a figura 10. Esta figura serve para ilustrar as regiões mais solicitadas através da escala de cores, que representa as tensões no modelo.

Figura 10 - Gráfico das tensões.



Fonte: Randon (2014)

2.4.2 Tipos de análise pelo MEF

O MEF pode variar entre análises estáticas ou dinâmicas, linear ou não linear, método implícito ou explícito e o tipo de estrutura. Antes da aplicação do MEF devem ser definidas quais as condições que serão adotadas, conforme as especificidades do problema a serem analisadas (Azevedo, 2003; Ciapparini 2012).

2.4.2.1 Análise estática ou dinâmica

Para Azevedo (2003) ao utilizar o MEF, é pertinente considerar quais as ações que serão aplicadas de um modo suficientemente lento, tornando desprezíveis as forças de inércia. Nestes casos a análise se designa estática, e torna-se possível determinar os deslocamentos, tensões, deformações, forças nas estruturas e resultantes do carregamento aplicado.

A análise estática torna o processo mais rápido, sendo utilizada em diversas ocasiões, ao passo que, na análise dinâmica, são consideradas as forças de inércia associadas às acelerações de cada um dos seus componentes, tornando o processamento de dados mais denso.

2.4.2.2 Análise linear e não linear

Na análise de uma estrutura sólida, é relevante considerar que os deslocamentos provocados pelas ações exteriores são muito pequenos quando comparados com as dimensões dos componentes da estrutura. Nestas circunstâncias, admite-se que não existe influência da modificação da geometria da estrutura na distribuição dos esforços e das tensões, assim, todo o estudo é feito com base na geometria inicial não deformada. Se esta hipótese não for satisfeita, a análise é designada não linear geométrica.

É usual considerar que, ao nível do material que constitui a estrutura, a relação entre tensões e deformações é linear. Nos casos em que essa simplificação não é considerada, é necessário recorrer a algoritmos específicos de análise não-linear do material que constitui o modelo.

2.4.2.3 Método implícito e explícito

Conforme Ciapparini (2012) a análise pelo método explícito se refere a solução do deslocamento em um dado instante onde as condições de equilíbrio são baseadas nas condições dos instantes anteriores. As velocidades e acelerações nodais são determinadas no instante central t , a partir dos instantes separados por Δt , ou seja, $(t+\Delta t)$ e $(t-\Delta t)$. Nas soluções explícitas é aplicado o método das diferenças finitas centrais. *Softwares* como Ansys/Ls-dyna e Abaqus possuem este método de soluções explícitas.

O método explícito se utiliza da equação abaixo descrita:

$$\{\ddot{u}_n\} = [M]^{-1}\{F_n^{ext}\} - \{F_n^{int}\} \quad (8)$$

Onde:

$\{\ddot{u}_n\}$ é o vetor de aceleração do tempo t_n ;

$[M]^{-1}$ é a matriz massa;

$\{F_n^{ext}\}$ é a força externa aplicada;

$\{F_n^{int}\}$ é a força interna aplicada.

De acordo com Ciapparini (2012) para considerar a condição de equilíbrio no próprio instante $(t+\Delta t)$, é indicada a utilização do método implícito. *Softwares* de elementos finitos comerciais como o Ansys utilizam o método de Newmark para soluções implícitas. Os métodos de Houbolt, θ Wilson e o método da superposição modal, são subdivisões do método implícito para problemas dinâmicos.

O método implícito de utiliza da equação abaixo descrita:

$$\{u_{(n+1)}\} = [K]^{-1}\{F_{n+1}^a\} \quad (9)$$

Onde:

$\{u_{(n+1)}\}$ é o vetor de deslocamento no tempo $t_{n+\Delta t}$;

$[K]^{-1}$ é matriz de propriedade ou rigidez do elemento;

$\{F_{n+1}^a\}$ é o vetor de força aplicada no tempo $t_{n+\Delta t}$.

2.4.2.4 Tipos de estrutura

Existem várias formas geométricas de elementos para aplicação do MEF, tais como: mola (apenas transmite forças e sofre deslocamentos axiais), treliça (série de elementos estruturais retos, de comprimento muito maior que sua seção transversal, que conectados uns aos outros em suas extremidades compõe uma estrutura reticulada), sólido (corpo contínuo que pode ser subdividido em um certo número finito de elementos), viga (uma barra reta, de comprimento muito maior que as dimensões de sua seção transversal) e casca (superposição de comportamentos físicos independentes em um mesmo elemento). Destes, o presente estudo irá se ater ao elemento tipo casca.

2.4.3 Matriz de rigidez da estrutura

O conceito de matriz de rigidez deve estar presente na teoria de elementos finitos, pois ela expressa a relação existente entre força e deslocamento unitário. A rigidez da estrutura inteira depende da rigidez de cada um de seus elementos, assim obtém-se a matriz de rigidez da estrutura a partir da rigidez de cada um de seus elementos.

Conforme Alves (2000) o método dos elementos finitos tem como ponto de partida a relação entre forças e deslocamentos nodais para cada elemento individual, relacionando assim com o conceito de rigidez. No caso de uma mola, por exemplo, a força está relacionada com o deslocamento através de sua rigidez k , conforme equação 10.

$$F = Kd \quad (10)$$

Onde:

F é a variável que representa as cargas nodais (N);

K é a variável que representa a rigidez da estrutura (N/mm);

d é a variável que representa os deslocamentos nodais (mm).

Está presente na mola o conceito de rigidez axial, pois ela transfere apenas forças axiais. Em uma viga, por exemplo, estão presentes diversos componentes de rigidez simultaneamente, como rigidez axial, rigidez à flexão, rigidez à torção e ao cisalhamento. Sendo assim, os diversos componentes de rigidez de um elemento estão relacionados aos diversos componentes de forças e deslocamentos presentes.

Alves (2000) acrescenta que aplicando o conceito de rigidez para cada elemento pode-se encontrar a matriz de rigidez da estrutura inteira, uma vez que esta depende da rigidez de cada um de seus elementos. Ao pensar em um modelo, o primeiro passo consiste em subdividir a estrutura em uma montagem de elementos, de tal forma que a rigidez do conjunto possa ser contabilizada.

A relação linear entre as forças externas e os deslocamentos nodais é expressa em notação matricial conforme a equação 11:

$$\{F\} = [K]\{U\} \quad (11)$$

Onde:

$\{F\}$ é a matriz coluna com todas as cargas nodais (N);

$[K]$ é a matriz de rigidez da estrutura (N/mm);

$\{U\}$ é a matriz coluna com os deslocamentos nodais (mm).

2.4.4 Elementos tipo casca

Elementos do tipo casca são utilizados para representar estruturas que possuem espessuras muito pequenas se comparadas com as suas outras dimensões (comprimento e largura).

Alves (2000) define o elemento de casca como um elemento formulado a partir da ideia de superposição de comportamentos físicos independentes em um mesmo elemento, de forma que as forças que agem no plano médio da chapa só dependem dos seus correspondentes deslocamentos. As ações de flexão na chapa não afetam as ações axiais caso os deslocamentos sejam consideravelmente pequenos, isto é, pode-se submeter a chapa à flexão que não irão surgir forças no plano médio. Sendo assim um elemento de casca simples pode ser obtido pela superposição do comportamento de flexão da placa e do comportamento de estado plano de tensões.

Esse método é adequado para análise detalhada de estruturas metálicas de chapa como chassis e travessas, para-choques, trens e aviões, em virtude de seu comportamento de flexão e forças sobre o plano de chapa.

Conforme Alves (2000) há uma formulação co-rotacional para análise não linear (quando existem grandes deslocamentos e pequenas deformações) aplicado aos elementos de casca com elementos finitos planos e triangulares. Pode ser descrita através da decomposição explícita dos movimentos em deformacional e de corpo rígido, sendo que esta separação

segrega a não-linearidade dos movimentos de corpo rígido, permitindo a reutilização de modelos lineares já existentes. A figura 11 apresenta um chassi modelado com elementos de casa.

Figura 11 - Aplicação do elemento de casca em uma estrutura de um chassi

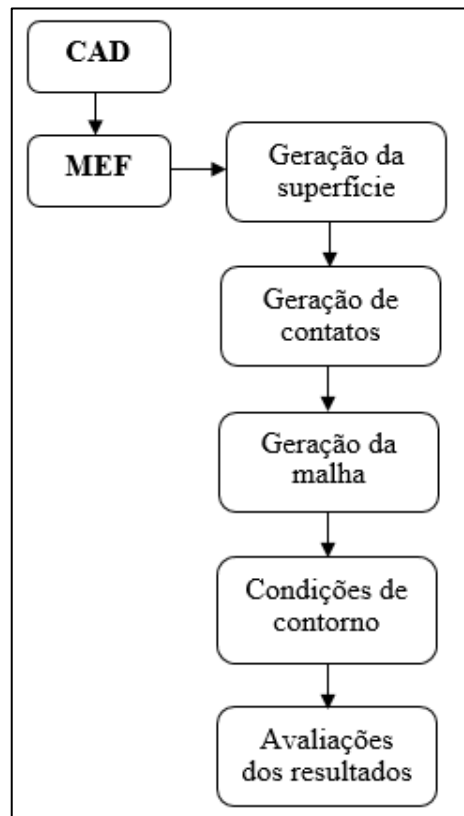


Fonte: Alves (2000)

3 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Com o objetivo de analisar um novo conceito de travessas para fixação da quinta-roda em um chassi do semirreboque de um tanque, foi desenvolvido o presente trabalho. Para tanto, foi utilizado o *software* de CAD, para criar um modelo da nova peça, de modo a ter o máximo ganho em produção através do método de estampagem, ou seja, considerando a melhor forma construtiva da peça. Após, este modelo criado no *software* foi inserido no chassi e fixado através de uniões aparafusadas, para realização de uma análise utilizando o MEF, conforme está representado na figura 12, que descreve o fluxograma das etapas do desenvolvimento:

Figura 12 - Fluxograma das etapas de trabalho



Fonte: Autor (2014)

3.1 PROPOSTA DE TRABALHO

A fim de aprimorar o processo de produção, reduzindo os custos e o tempo de montagem, o novo conceito de travessas da quinta-roda, proposto neste trabalho, também favorece redução de falhas e imperfeições passíveis de ocorrerem no processo de soldagem.

Considerando tais objetivos, inicialmente foi realizada a elaboração do conjunto de travessas e reforços modelados no *software* de CAD Creo Parametric 2.0. Após, o modelo proposto foi analisado por meio do processo de análise utilizando o *software* Abaqus, como método de análise dos elementos finitos, no qual foram aplicadas cargas e restrições sobre a estrutura, a fim de determinar as regiões com concentração de tensão. Os resultados foram analisados considerando os critérios de falhas estabelecidos pela empresa Randon.

3.2 DETALHAMENTO DO PRODUTO

O objetivo desta seção é apresentar o detalhamento dos principais elementos mencionados no trabalho, considerando suas características técnicas, formas construtivas e de montagem.

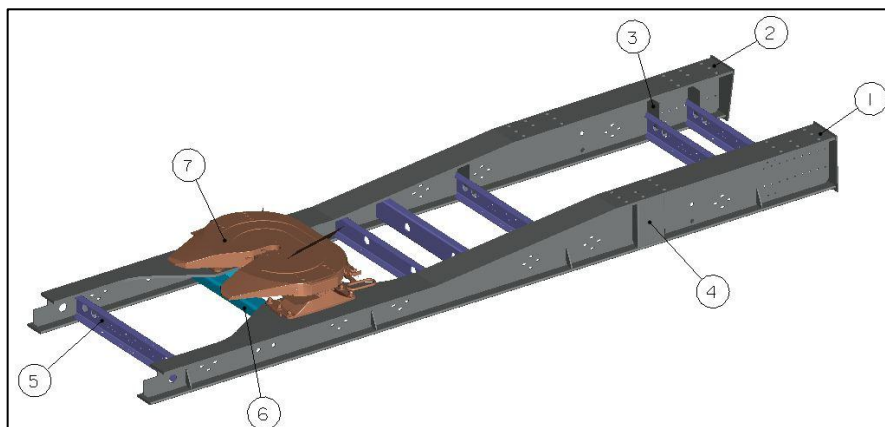
Para o desenvolvimento do chassi de semirreboques coerentes com a proposta do presente trabalho, a empresa Randon utiliza como matéria prima o aço LN-RAND-250, cuja composição química, propriedades físicas e químicas e a curva característica do material estão descritos em anexo (ANEXO B).

3.2.1 Chassi bitrem dianteiro

O chassi tem como função fazer a ligação da caixa de carga com a suspensão. Todos os componentes do conjunto do chassi são unidos entre si pelo processo de soldagem.

Na figura 13 é apresentado o chassi de modo detalhado, conforme a numeração indicada.

Figura 13 - Chassi de um semirreboque com a quinta-roda

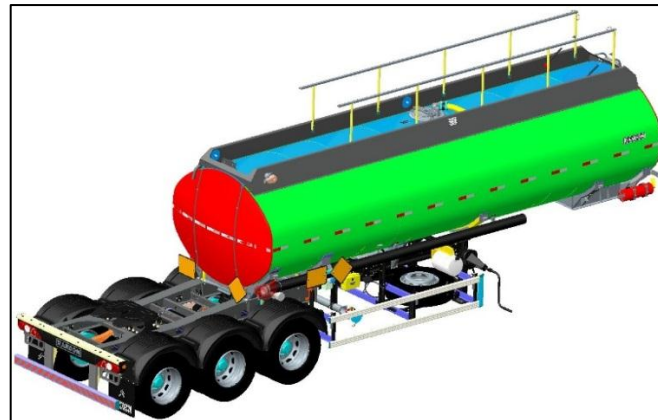


Fonte: Randon(2014)

A estrutura principal é formada por duas longarinas “I”, longarina direita (1) e longarina esquerda (2), que são ligadas por conjuntos de travessas, essas travessas são divididas em travessas da suspensão (5) e travessas da quinta-roda (6). O conjunto possui reforços internos (3) e reforços externos (4) e também o dispositivo para o acoplamento do bitrem traseiro à quinta-roda (7).

O chassi é montado sobre a suspensão do produto e nele é fixada a caixa de carga onde o produto é transportado. Na figura 14 pode-se observar o chassi montado com a suspensão e caixa de carga acoplada.

Figura 14 - Bitrem três eixos dianteiro



Fonte: Randon (2014)

3.2.2 Quinta-roda

A quinta-roda é um dispositivo de engate em forma de prato destinado ao acoplamento de veículos rodoviários, que dispõem de um sistema de travamento automático que acoplam o conjunto por meio de um pino-rei. Este dispositivo é normatizado conforme as normas ISO-8717 e AS 1773-1996.

Figura 15 - Quinta-roda



Fonte: Jost (2014)

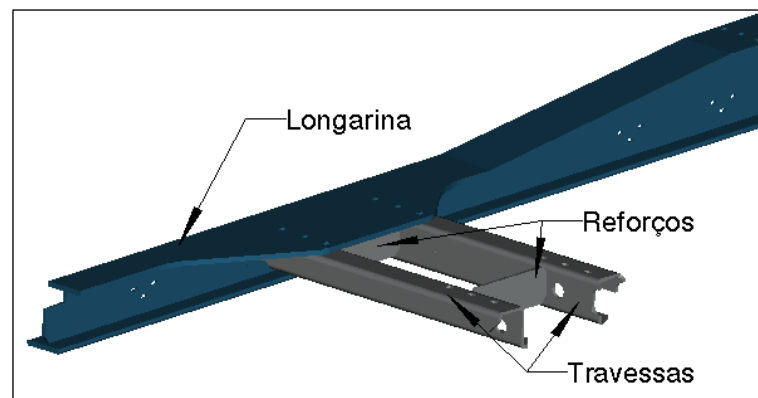
3.2.3 Travessa de fixação da quinta-roda.

As travessas de fixação da quinta-roda atuam de forma estrutural no semirreboque ao suportar as cargas que são transferidas do pino rei do bitrem traseiro. As travessas de fixação são acopladas à quinta-roda, ou seja, fazem a ligação das longarinas do chassi com o dispositivo.

A empresa utiliza o modelo atual (descrito acima), pois o mesmo atende às especificações para estruturação do conjunto, e também por manter um histórico positivo de uso sem falhas significativas no produto.

O conjunto utilizado é formado por duas travessas e dois reforços de ligação, conforme demonstra a figura abaixo:

Figura 16 - Secção das travessas e longarina



Fonte: Autor (2014)

3.2.4 Modelo Proposto

O novo modelo foi desenvolvido visando trazer melhorias no processo produtivo, favorecendo a produção em série e ganhando agilidade, além de facilitar no momento da manutenção e reparos do quadro do chassi.

Visto que atualmente, a forma de construção das travessas é por meio do processo de dobra, propõe-se que o mesmo seja realizado através do processo de estampagem, com fixação por junta aparafusada. Este modelo, atende às necessidades do produto, e também poderá ser adequado a outros segmentos da empresa.

As maiores montadoras do país já fazem uso de travessas fixadas por juntas aparafusadas, reforçando a viabilidade e funcionalidade deste modelo estrutural, conforme ilustrado na figura 17.

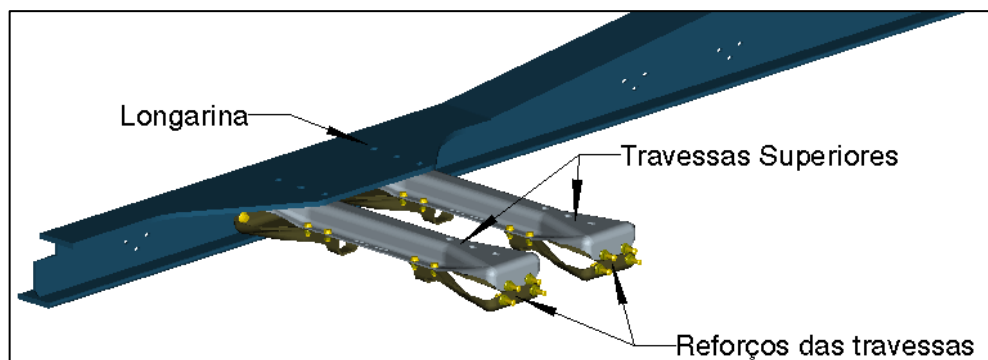
Figura 17 - Chassi de um caminhão Iveco 6x4 com junta aparafusada



Fonte: Autor (2014)

Para desenvolvimento do modelo proposto foram criadas duas peças: uma superior (travessa de fixação da quinta-roda) e uma inferior (reforço da travessa), conforme figura 18. O modelo possui formas arredondadas para facilitar a estampagem e com furações prevendo eventuais fixações de instalação elétrica e pneumática.

Figura 18 - Travessas e reforços das travessas

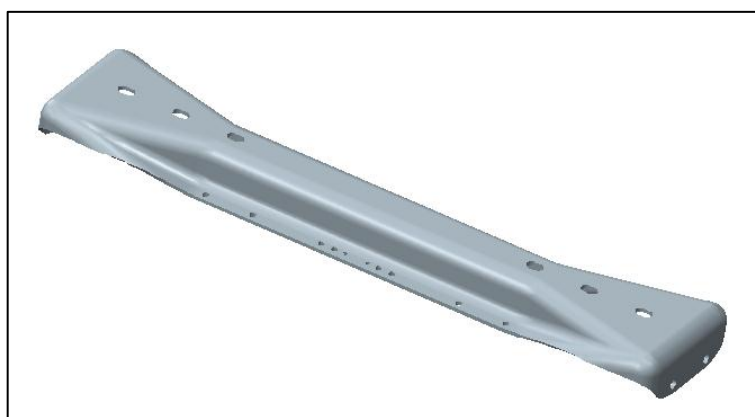


Fonte: Autor (2014)

Tendo em vista as uniões da travessa com a longarina, no modelo proposto, optou-se pelo parafuso M14 com classe de resistência 10.9. Foram utilizados oito parafusos para cada conjunto de travessas cuja distância foi estabelecida de acordo com a disposição de furação da alma do chassi, atendendo assim, as definições da empresa Randon, para este tipo de produto.

Na figura 19 é demonstrado o modelo em sua forma final, conforme os processos de fabricação existentes na empresa assegurando, assim, a melhor forma construtiva e viabilidade do produto.

Figura 19 - Travessa superior



Fonte: Autor (2014)

A figura 20 mostra o reforço da travessa, que se faz necessário devido as cargas de tensão encontradas na região. Sua ligação com a travessa superior será por meio de junta parafusada.

Figura 20 - Reforço inferior



Fonte: Autor (2014)

3.3 CONDIÇÕES DE TRABALHO DO PRODUTO

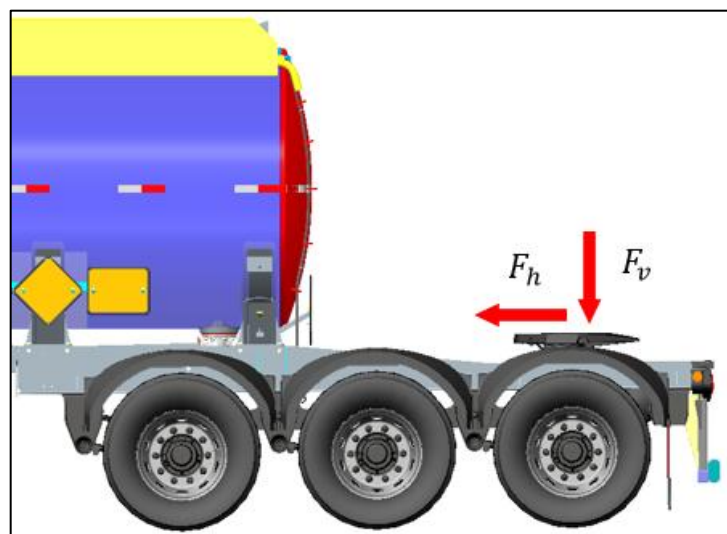
No cenário atual da malha rodoviária brasileira há grande diferenças e irregularidades de pavimentos, causando problemas estruturais nos componentes em geral do semirreboque. O chassi recebe parte dos esforços que não são absorvidos pela suspensão, bem como, a força do peso do semirreboque traseiro. Essas forças que se encontram no chassi, são transferidas para toda a estrutura do produto.

Muitas são as forças que interferem na estrutura do chassi, contudo, o presente trabalho se ateve em considerar os impactos da força de tração do cavalo mecânico e da força peso do semirreboque bitrem traseiro, que são transferidas para a quinta-roda e consequentemente, para as travessas.

3.3.1 Definição das forças atuantes nas travessas

Tendo em vista que o objeto de estudo considera as forças exercidas somente sobre as travessas de fixação da quinta-roda, é relevante identificar as forças envolvidas. Basicamente a quinta-roda exerce duas forças sobre as travessas, a força horizontal F_h , sendo esta uma força de tração, e a força vertical F_v derivada da força peso do semirreboque. Na figura 21 podem ser observadas as forças exercidas conforme normas ISO-8717 e AS 1773-1996.

Figura 21 - Força F_h e F_v



Fonte: Autor (2014)

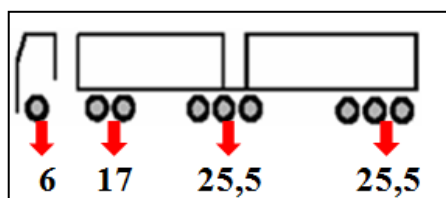
3.3.1.1 Força vertical

Para definir a força vertical é necessário identificar as variáveis que podem agir sobre o produto, sendo que para o presente trabalho é relevante considerar a combinação veicular que será usada, a capacidade de carga total e a capacidade por combinações de eixos.

Os limites de pesos específicos e dimensões para circulação de veículos, no Brasil, são estabelecidos segundo resolução nº 12/98 do CONTRAN, sendo que o peso bruto máximo permitido para uma suspensão de um eixo com rodado simples é de 6 toneladas e o peso bruto máximo permitido para uma suspensão de um eixo com rodado duplo é de 17 toneladas.

Com base na combinação feita é definido o PBT da combinação que irá trafegar, pelo somatório das cargas permitidas por eixo. No primeiro eixo simples, a carga permitida é de 6.000 kg; no segundo eixo, uma combinação de dois eixos cuja carga máxima permitida é de 17.000 kg, e na terceira combinação de eixos com três eixos juntos, a carga máxima permitida é de 25.500 kg. Permitindo um PBTC da combinação de 74.000 kg, conforme ilustrado na figura 22 abaixo:

Figura 22 - Combinação de Carga em toneladas



Fonte: Autor (2014)

Para encontrar o valor da reação nas travessas é necessário fazer a distribuição de carga do produto, identificando a força aplicada na quinta-roda através do pino-rei do bitrem traseiro e conseqüentemente transferido para as travessas de fixação. Na equação 12 está desenvolvida a distribuição de carga de um semirreboque bitrem tanque 9 eixos com PBTC de 74.000 kg e volume nominal de 63.000 litros.

a) Peso bruto total da combinação:

$$PBTC = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 \quad (12)$$

Onde:

$PBTC$ é o Peso bruto total da combinação (kg);

C_1 é a reação total máxima no primeiro eixo cavalo mecânico (kg);

C_2 é a reação total máxima nos eixos de tração do cavalo mecânico (kg);

C_3 é a reação total máxima na combinação de eixos do bitrem dianteiro (kg);

C_4 é a reação total máxima na combinação de eixos do bitrem traseiro (kg).

Utilizando a equação 12, é determinado o $PBTC$.

$$PBTC = 6.000 + 17.000 + 25.500 + 25.500 = 74.000 \text{ kg}$$

b) Carga líquida total:

$$CL_t = PBTC - T_{CM} - T_{BD} - T_{BT} \quad (13)$$

Onde:

CL_T é a carga líquida total (kg);

T_{CM} é tara do cavalo mecânico (kg);

T_{BD} é tara do bitrem dianteiro (kg);

T_{BT} é tara do bitrem traseiro (kg);

Utilizando a equação 13, é determinado a CL_t :

$$CL_T = 74.000 - 9.200 - 8.300 - 8.400 = 48.100 \text{ kg}$$

b) Carga líquida bitrem traseiro (CL_{TR}):

$$CL_{TR} = CL_T \left(\frac{V_{TT}}{V_{TC}} \right) \quad (14)$$

Onde:

CL_{TR} é a carga líquida do bitrem traseiro (kg);

V_{TT} é o volume nominal do bitrem traseiro (l);

V_{TC} é o volume nominal total combinado (l).

Utilizando a equação 14, é determinada a CL_{TR} :

$$CL_{TR} = 48.100 \times \left(\frac{35.000}{63.000} \right) = 26.722 \text{ kg}$$

c) Tara do semirreboque traseiro sem suspensão:

$$T_{BT/S} = CL_{TR} + (T_{BT} - T_{SP}) \quad (15)$$

Onde:

$T_{BT/S}$ é a tara do bitrem traseiro sem a suspensão (kg);

T_{SP} e a tara da suspensão (kg).

Utilizando a equação 15, é determinada a $T_{BT/S}$:

$$T_{BT/S} = 26.722 + (8.400 - 3.500) = 31.622 \text{ kg}$$

d) Tara no pino-rei do bitrem traseiro:

$$T_{PR} = T_{BT/S} - (C_3 - T_{SP}) \quad (16)$$

Onde:

T_{PR} é a tara do pino-rei no bitrem traseiro (kg)

Utilizando a equação 16, é determinada a T_{PR} :

$$T_{PR} = 31.622 - (25.500 - 3.500) = 9.622 \text{ kg}$$

e) Carga na quinta-roda:

$$C_{QR} = T_{PR} + T_{QR} \quad (17)$$

Onde:

C_{QR} é a carga na quinta-roda no bitrem traseiro (kg);

T_{QR} é a tara da quinta-roda (kg).

Utilizando a equação 17, é determinada a C_{QR} :

$$C_{QR} = 9.622 + 200 = 9.822 \text{ kg}$$

Com a carga na quinta-roda é possível definir a força vertical:

$$F_v = C_{QR}g \quad (18)$$

Onde:

F_V é força vertical (N);

g é a aceleração da gravidade (m/s^2).

Utilizando a equação 18, é determinada a $F_{V,t}$:

$$F_v = 9.822 \times 9,807 = 96.324,354 \text{ N}$$

Para o estudo foi considerado:

$$F_v = 100 \text{ kN}$$

3.3.1.2 Força horizontal

Para determinação da força F_h , foi utilizado o valor D , que se refere à medida utilizada nas cargas aplicáveis nos sistemas de acoplamento entre o cavalo mecânico e o semirreboque, adotado pelos fabricantes de quintas-rodas, conforme norma AS-1773-1996.

$$D = \frac{4,9 R(T_R + 0,08R)}{M} \quad (19)$$

D é força de tração de carga (kN);

M é equivalente ao PNTC (t);

T_R é a soma das reações do caminhão trator e o bitrem dianteiro(t);

R é massa combinada do bitrem dianteiro mais a carga da quinta-roda (t).

Utilizando a equação 19, é determinado o D :

$$D = \frac{4,9 \times (25,5 + 9,8) \times ((6 + 17 + 25,5) + 0,08 \times (25,5 + 9,8))}{74} = 119,966 \text{ kN}$$

O valor D é equivalente ao F_h , portanto para o presente trabalho foi adotado:

$$F_h = 120 \text{ kN}$$

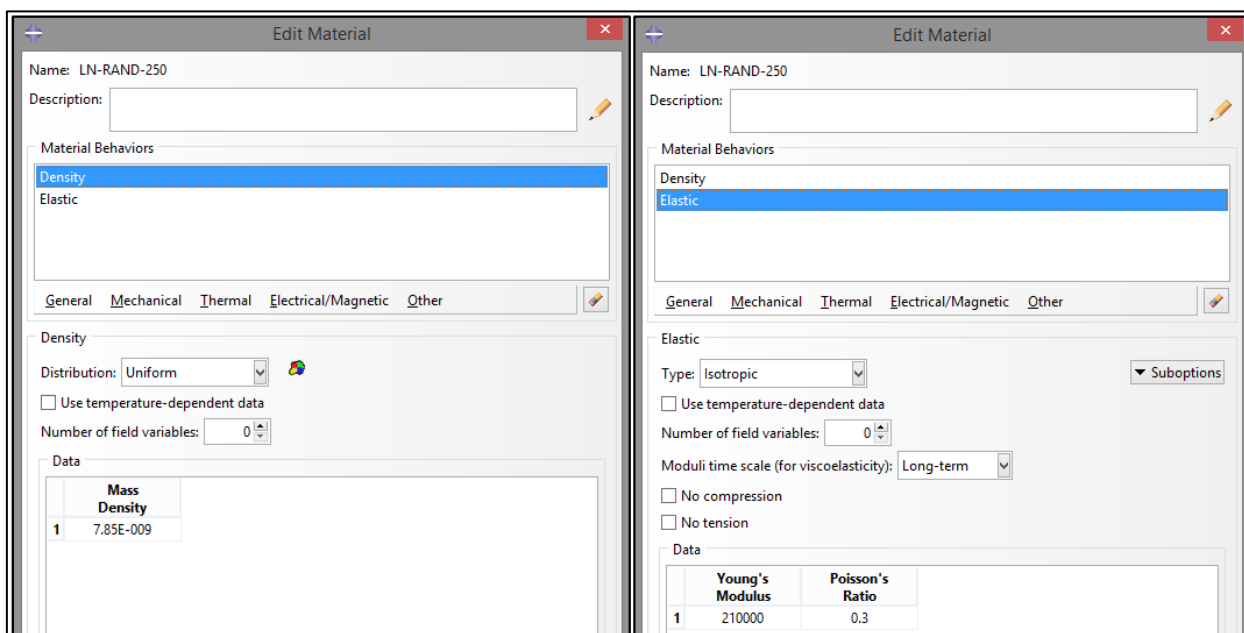
3.4 PREPARAÇÃO DO MODELO MEF

A preparação do modelo consistiu na execução dos procedimentos necessários, tais como definição das propriedades do material utilizado, das simplificações de soldas, das juntas aparafusadas, entre outros. Todos os procedimentos realizados foram executados em

ambientes distintos do *software* de MEF Abaqus, conforme será descrito em cada etapa desta seção.

Primeiramente foram inseridas as seguintes propriedades do material: densidade de 7,85 g/cm³; módulo de elasticidade 210 GPa; coeficiente de Poisson igual a 0,3. Conforme ilustrado na figura 23.

Figura 23 - Propriedades do material



Fonte: Autor (2014)

A geometria dos cordões de solda não foi considerada, apenas a união das chapas resultantes desses cordões. Os raios de dobra dos perfis foram desconsiderados para não aumentar o número de elementos necessários. As simplificações impostas ao modelo global se fizeram necessárias em virtude dos elementos utilizados na construção do modelo. Essas simplificações tornam o modelo menos carregado numericamente, facilitando o processamento do modelo.

3.5 GERAÇÃO DA GEOMETRIA

O modelo desenvolvido em CAD foi importado para o Abaqus após a definição do material. Com isso, iniciou-se a geração da geometria de cada uma das peças do modelo proposto e do chassi.

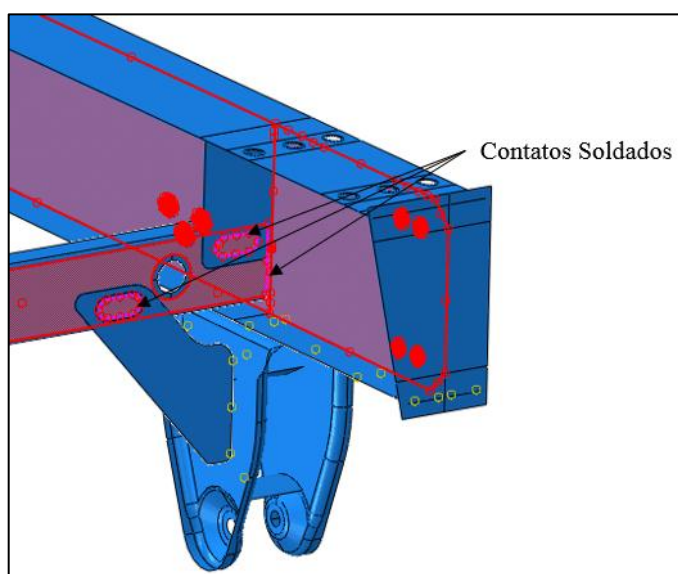
Foi utilizado o comando *offset faces* para criação da superfície média de cada peça. Para tanto, foi usada a representação do elemento tipo casca, o qual atribuí uma superfície média com a espessura de cada peça e suas propriedades, conforme descrito na seção 3.7.

3.6 GERAÇÃO DOS CONTATOS

O processo de geração de contatos consistiu em adicionar ao modelo numérico todos os contatos existentes entre as peças na montagem. Para a realização dos contatos entre os componentes do conjunto utilizou-se a ferramenta *Creat Constraint* (conectar), sendo utilizado dois tipos de contatos para a representação do modelo, sendo eles: o contato *tie* para contatos soldados; e o contato *MPC Constraint* para uniões aparafusadas.

Na figura 24 é apresentada uma região onde há a ocorrência de contatos soldados, mostrando os pontos reais onde são aplicadas as soldas que fazem as ligações das peças, como no caso da união da travessa da suspensão com a longarina e o suporte da suspensão.

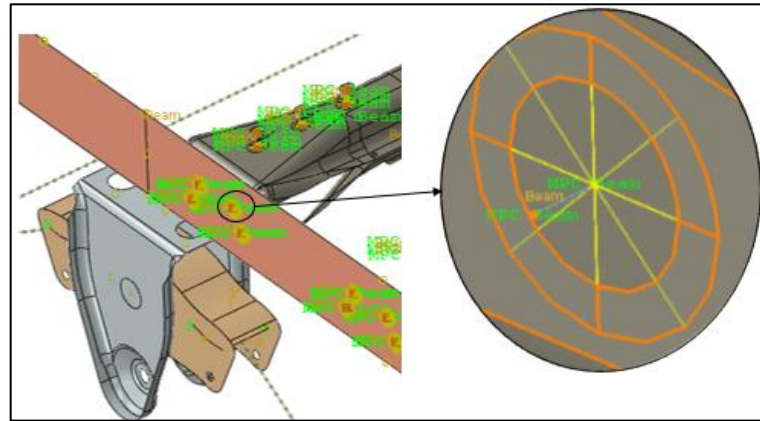
Figura 24 - Contatos Soldados



Fonte: Autor (2014)

As áreas de contatos das uniões aparafusadas são simplificadas em uniões rígidas através do *MPC Constraint*, é considerado o contato da arruela na região do parafuso onde toda a área é projetada para um ponto central *MPC Beam*. Essas áreas de contato constituem uniões interligadas com cada feixe da união denominado *Beam*, conforme ilustrado na figura 25.

Figura 25 - Contatos aparafusados

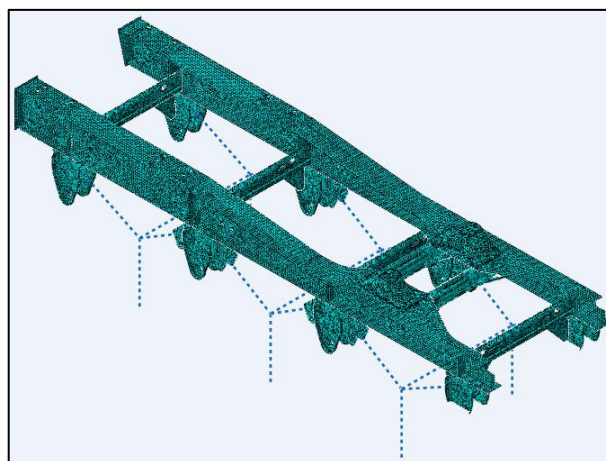


Fonte: Autor (2014)

3.7 GERAÇÃO DA MALHA

Para a criação da malha foram considerados elementos do tipo casca, que tende a ser amplamente utilizado pela indústria. O processo de geração da malha não necessitou de tratamentos especiais, apenas os redimensionamentos dos elementos foram suficientes para a geração de uma boa malha através do módulo *Mesh* do programa. A Figura 26 apresenta o modelo global de elementos finitos construído com elementos de casca.

Figura 26 - Malha global do modelo



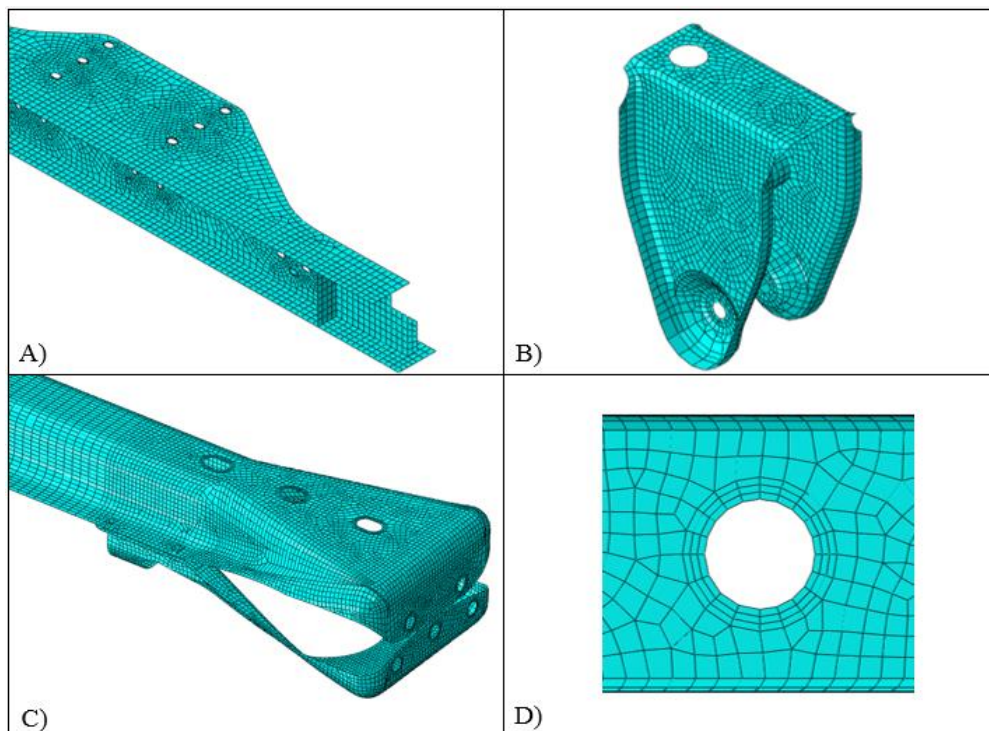
Fonte: Autor (2014)

Para o processo de geração da malha foi necessário definir a quantidade mínima de elementos por face, para se obter o valor mais próximo da geometria real das peças do

conjunto. Por meio da ferramenta *Seed Part* foram atribuídos os tamanhos aproximados dos elementos que variaram de cinco a vinte milímetros.

Na figura 27 é demonstrado tamanho dos elementos gerados com o processo de discretização do modelo numérico, para peças de maiores dimensões como as longarinas (quadrante A) o tamanho do elemento foi definido de vinte milímetros, para peças menores como reforços e suportes de suspensão (quadrante B) foram definidos dez milímetros, para o novo modelo de travessas (quadrante C) foi definido o tamanho de cinco milímetros, e nas regiões dos furos (quadrante D) foi definido padrão de três elementos a partir da geometria externa do furo, pois nessas regiões ocorrem maiores distorções dos resultados obtidos.

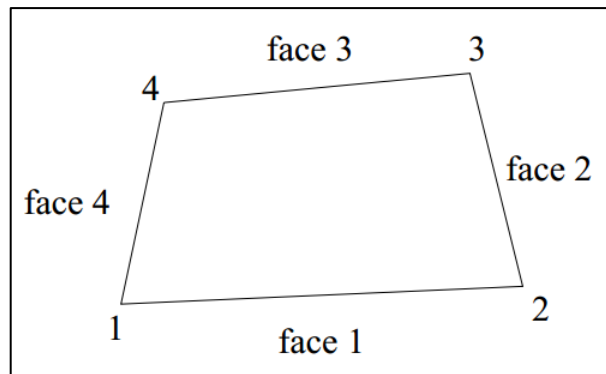
Figura 27 - Detalhes de diferentes regiões da malha



Fonte: Autor (2014)

O modelo global construído possui um bom grau de refinamento com 114.835 elementos e 128.307 nós o que garante o comportamento estrutural do conjunto. Dos elementos gerados, foi evidenciada a predominância dos elementos quadriláteros lineares de tipo S4R, ilustrado na figura 28, o qual possui 4 (quatro) nós, com 6 (seis) graus de liberdade por nó, referentes as translações (X, Y e Z ou U1, U2 e U3) e as rotações (UR1, UR2 e UR3) segundo as coordenadas X, Y e Z. Os demais elementos não serão abordados por representarem valores menos expressivos.

Figura 28 - Elemento quadrilateral S4R



Fonte: Autor (2014)

3.8 CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO

A partir dos dados elencados na etapa de materiais do modelo numérico, foram criadas as condições e restrições para o processamento da análise, aplicando as forças citadas na seção 3.3.1.

O primeiro passo foi a simplificação da suspensão, que se fez necessário para obtenção de resultados mais expressivos. Para tanto, foram criados *MPCs* nos pontos de escoras fixados aos suportes da suspensão e ao balancim. Os pontos criados se ligam a um ponto central a 400 mm da base inferior da longarina. Seu deslocamento foi definido somente na vertical, direção Y ou direção U2, e atribuído o valor de rigidez de 1.200 N/mm para cada feixe de mola. Os feixes estão ligados ao balancim, que possui movimento de rotação somente no eixo Y ou UR3, sem deslocamentos para outros eixos, conforme pode ser verificado na tabela 5.

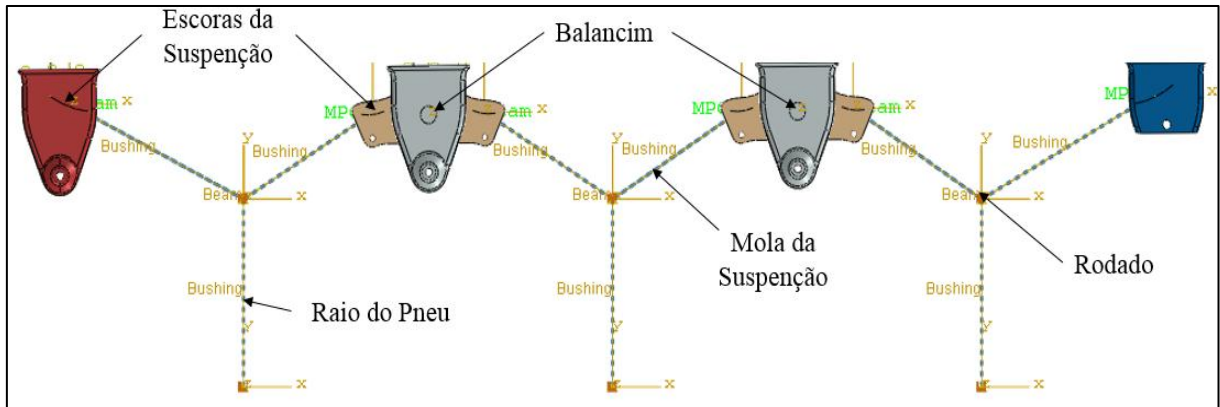
Tabela 5 - Direções da suspensão

	Direção	Mola da suspensão	Balancim
Deslocamento	X	Fixo	Fixo
	Y	Livre	Fixo
	Z	Fixo	Fixo
Rotação	X	Fixo	Fixo
	Y	Fixo	Fixo
	Z	Fixo	Livre

Fonte: Autor (2014)

O ponto central da suspensão foi ligado com a simplificação do pneu que possui raio de 571,5 mm e valor de rigidez de 2.400 N/mm. A figura 29 ilustra as simplificações da suspensão.

Figura 29 - Simplificação da suspensão

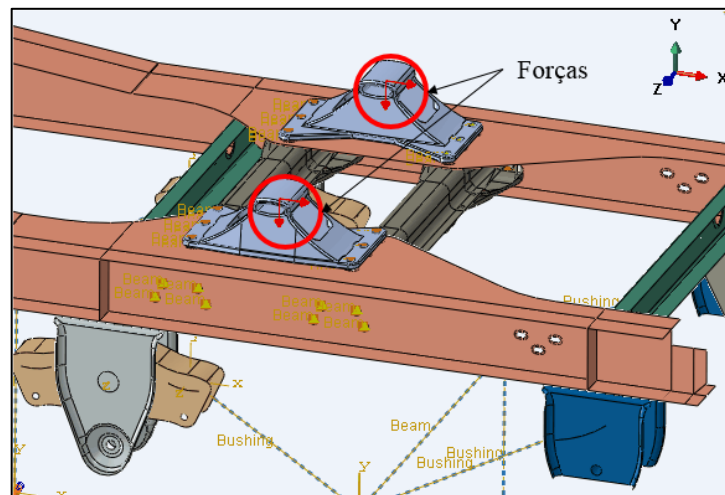


Fonte: Autor (2014)

Para o modelo foi considerado o peso conjunto do rodado, que inclui os eixos e cubos e resulta em um peso de 900 kg. Foi considerada a reação da caixa de carga distribuída nos pontos de apoios do chassi de 120.000 N, bem como a aceleração da gravidade de 9,801 m/s².

Para a simulação do modelo com as cargas aplicadas na secção 3.3.1, foi dividida em dois pontos centrais das sapatas da quinta-roda, conforme ilustrado na figura 30, sendo $F_h = 60.000\text{ N}$ e $F_v = 50.000\text{ N}$ em cada sapata, simulando, assim, os esforços sobre as travessas da quinta-roda.

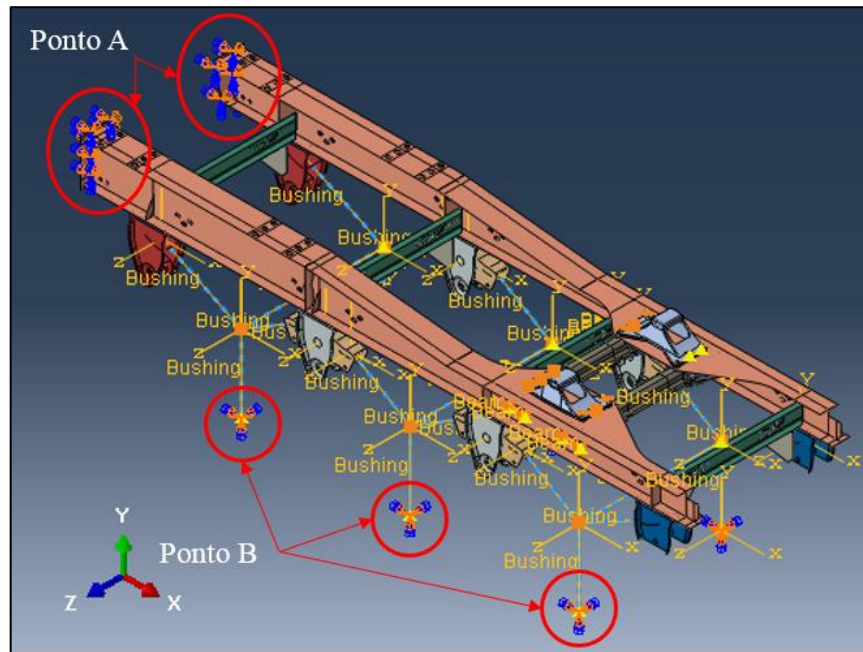
Figura 30 - Carga aplicada sobre as travessas



Fonte: Autor (2014)

Outra etapa importante na aplicação das condições de contorno foi a representação das restrições ao modelo. Essas restrições foram aplicadas na frontal do chassi (ponto A) e nos pontos que simulam o contato do pneu com o solo (ponto B), conforme demonstrado na figura 31, visando representar as restrições que ocorrem fisicamente no veículo.

Figura 31 - Restrições do modelo



Fonte: Autor (2014)

Para a representação destas restrições foi utilizado o comando *create boundary condition* (criar condição de contorno), sendo aplicado na parte frontal do chassi (ponto A) permitindo deslocamento no sentido vertical Y ou U2, e de rotação em torno do eixo Z ou UR3. O segundo ponto é engastado nos pontos de apoio dos pneus (ponto B), a fim de impedir o deslocamento ou rotação nos eixos, quando aplicadas as forças resultantes, em ambos os pontos (A e B). A tabela 6 demonstra as direções dos deslocamentos e rotações das condições de contorno.

Tabela 6 - Direções das condições de contorno

	Direção	Ponto A	Ponto B
Deslocamento	X	Fixo	Fixo
	Y	Livre	Fixo
	Z	Fixo	Fixo

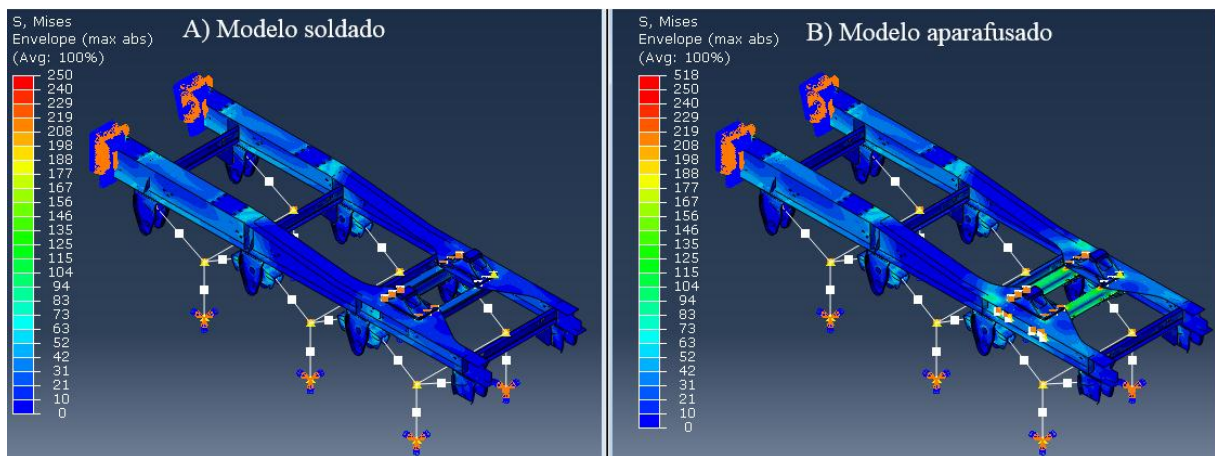
	Direção	Ponto A	Ponto B
Rotação	X	Fixo	Fixo
	Y	Fixo	Fixo
	Z	Livre	Fixo

Fonte: Autor (2014)

4 RESULTADOS

Este capítulo considera os resultados obtidos com o processamento dos modelos numéricos gerados a partir do MEF. Como referencial de análise, utilizou-se o modelo soldado (item A), para fins de comparação com o modelo proposto (item B), conforme demonstra a figura 32. A partir de tal comparação estabeleceu-se os critérios de avaliação utilizados para verificar a viabilidade do produto.

Figura 32 - Comparativo de tensões



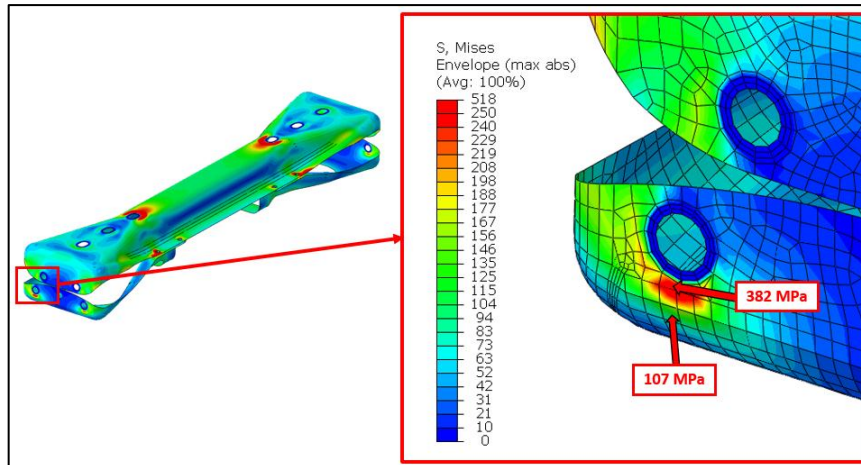
Fonte: Autor (2014)

Para as análises, foi definida a condição estática linear com o método de solução implícito, por meio do *software* Abaqus, considerado a tensão equivalente de von Misses.

Na análise dos resultados, foi considerado o maior valor de tensão a partir do segundo elemento em torno das regiões de união aparafusada, isto é necessário pois nessas regiões há concentrações de tensão.

A simplificação da junta foi definida como um elemento rígido, distorcendo o resultado ao seu redor, na figura 33 pode ser verificado que no primeiro elemento após o término do furo o valor da tensão foi de 382 MPa, ao passo que no terceiro elemento foi de 107 MPa. Para evitar a utilização de valores distorcidos, considerou-se a análise dos resultados obtidos a partir do segundo elemento.

Figura 33 - Concentrador de tensão



Fonte: Autor (2014)

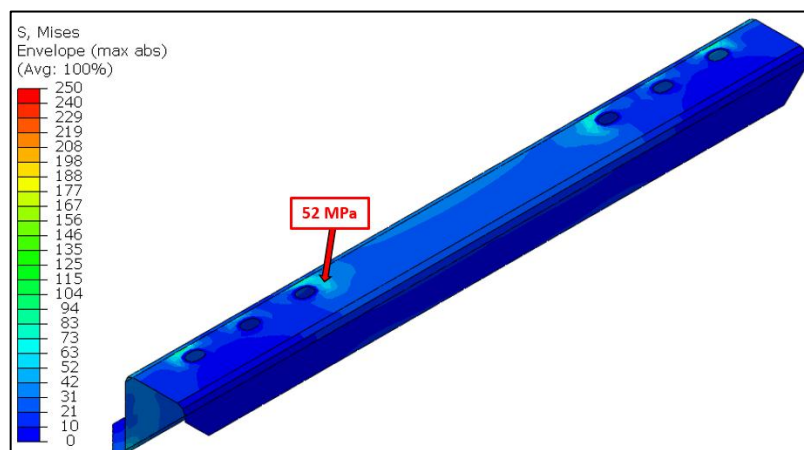
Para a avaliação dos resultados, foram definidos três casos:

4.1 CASO 1: MODELO SOLDADO

No primeiro caso foi analisado o modelo atual de travessas e reforços soldados com espessura de 9,5 mm, para que fosse possível uma comparação quanto a estrutura de ambos os modelos. Para as análises foram consideradas as mesmas cargas, as mesmas condições de contorno e a mesma forma geométrica que a empresa utiliza atualmente.

A figura 34 representa o resultado da análise na região onde foram aplicadas as cargas calculadas na seção 3.3.1. A travessa apresentou tensão máxima de von Misses de 55 MPa, o que é considerado um valor baixo de tensão.

Figura 34 - Análise de elemento finitos no caso 1

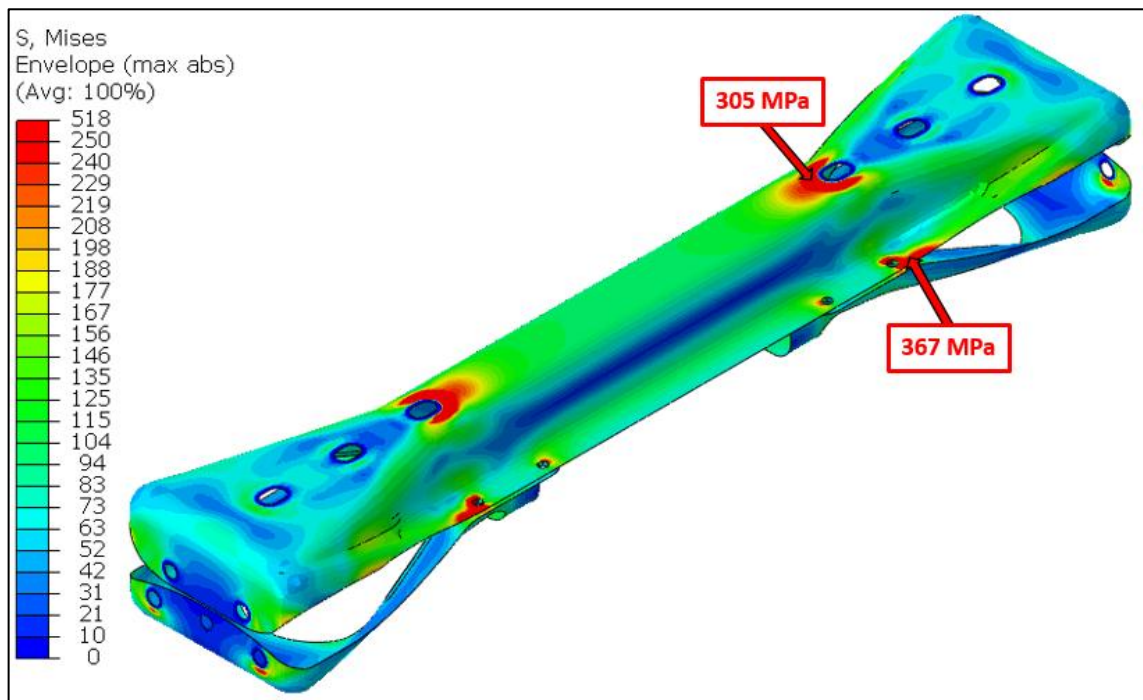


Fonte: Autor (2014)

4.2 CASO 2: MODELO APARAFUSADO COM ESPESSURA DE 4,75 mm

Para o caso 2 foi considerado o novo modelo de travessas e reforços com espessura de 4,75 mm, mantendo as mesmas condições de contorno e modificando os pontos de fixação na alma do chassi, para juntas aparafusadas. Este modelo, conforme demonstrado na figura 35, apresentou um aumento nas tensões, principalmente nas regiões de apoio da quinta-roda, e na região de ligação com o reforço da travessa, onde são aplicadas as cargas, desconsiderando a região de concentração de tensão em torno dos parafusos, chegando a uma tensão máxima em torno de 365 MPa.

Figura 35 - Análise de elemento finitos no caso 2

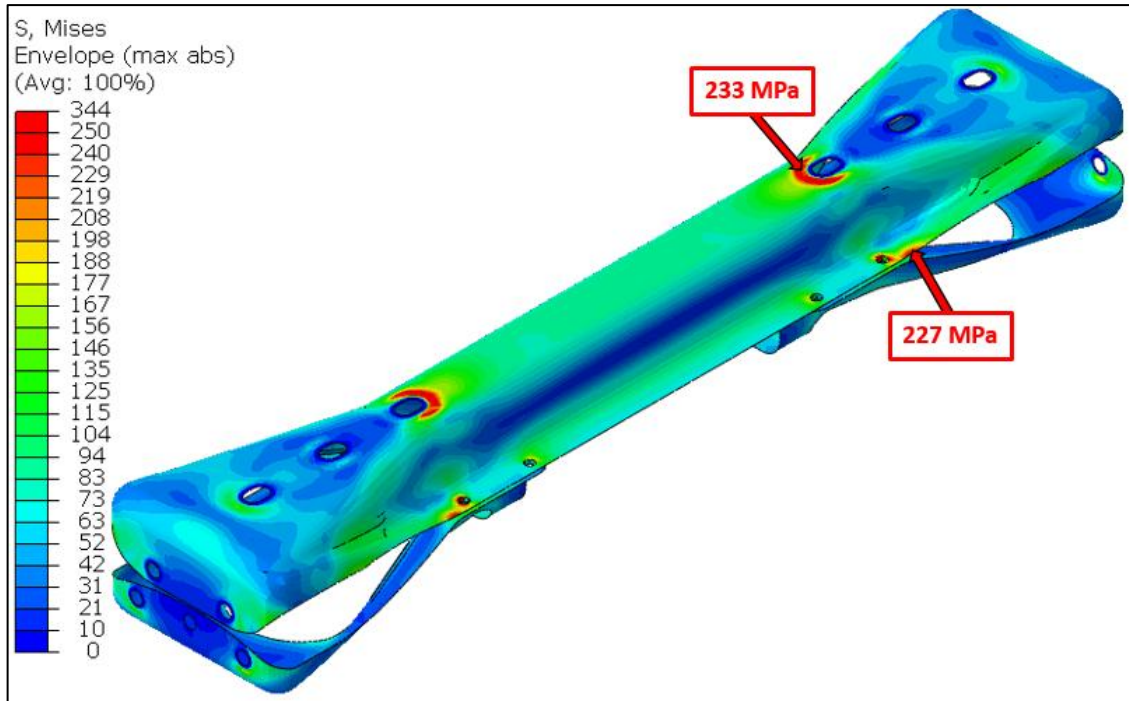


Fonte: Autor (2014)

4.3 CASO 3: MODELO APARAFUSADO COM ESPESSURA DE 6,35 mm

O caso 3 utilizou os mesmos parâmetros apresentados no caso 2, alterando apenas a espessura das travessas e reforços para 6,35 mm, valor máximo que a empresa Randon utiliza para estampagem do material LN-RAND-250. A figura 36 demonstra que a tensão máxima é de aproximadamente 240 MPa, concentrada na mesma região de aplicação das forças, ao passo que nas regiões dos reforços, a tensão máxima fica na faixa de 230 MPa.

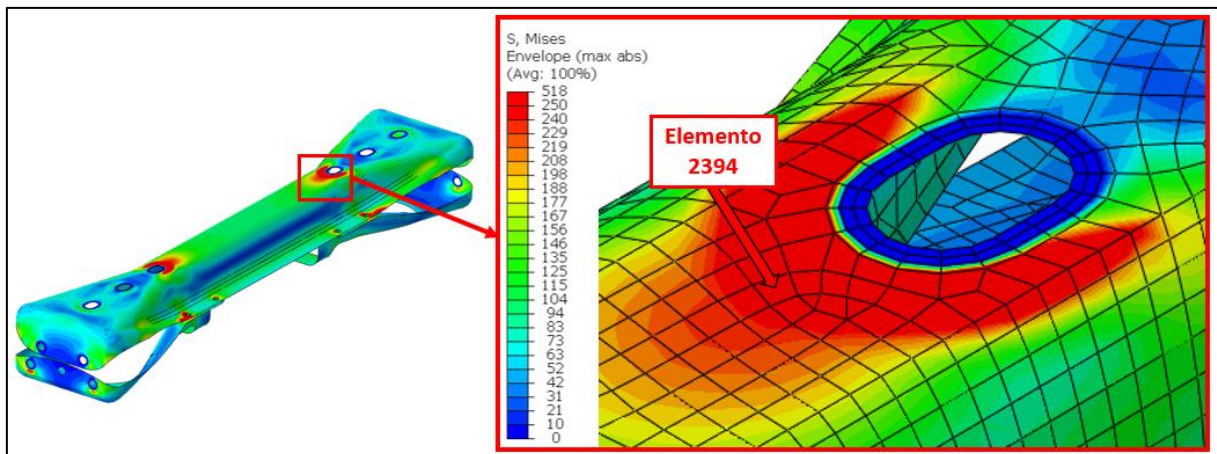
Figura 36 - Análise de elemento finitos no caso 3



Fonte: Autor (2014)

A figura 38 detalha o número do elemento utilizado no modelo proposto, em ambas as espessuras.

Figura 37 - Detalhe do elemento



Fonte: Autor (2014)

Tendo como referência o caso 2 o caso 3, onde foi utilizado o mesmo elemento do modelo com duas espessuras distintas, foi possível elaborar a tabela 7, a fim de facilitar a visualização dos dados mensurados.

Tabela 7 - Comparativo do mesmo elemento no modelo

Caso	Número do elemento	Espessura (mm)	Massa (kg)	Tensão (MPa)
2	2394	4,75	10,90	285
3	2394	6,35	14,50	212

Fonte: Autor (2014)

5 CONCLUSÕES

Através da metodologia apresentada neste trabalho foi possível calcular as forças atuantes nas travessas de fixação da quinta-roda, e analisar as estruturas direcionadas para esta região.

As tensões apresentadas neste trabalho indicaram que os três casos tiveram diferenças significativas entre si. O modelo atual possui a espessura de, aproximadamente, 50% a mais em ambos os casos. As tensões apresentadas no modelo atual, se mostraram abaixo das verificadas tanto no caso 2 quanto no caso 3.

Levando em conta os modelos desenvolvidos, houve uma diminuição de 34% da tensão, comparando o mesmo elemento no caso 2 e no caso 3, conforme é evidenciado na tabela 7. Visto que alterou-se apenas a espessura do material, é relevante considerar que a espessura da peça é determinante para variação da tensão.

O modelo foi desenvolvido considerando a construção das travessas e reforços pelo processo de estampagem, que inclui dobras para melhor estruturação das peças. Apesar disso, a geometria do modelo desenvolvido não foi suficiente para a absorção das forças aplicadas.

Com base nos resultados, considerando apenas as tensões, é possível perceber que ambos os modelos não estariam aprovados pelo fato de que as maiores tensões encontradas nos mesmos, são superiores ao limite de escoamento do material que é de 250 MPa, além de apresentarem uma diferença significativa, quando comparado com as tensões do modelo atual, soldado, critério adotado pela empresa Randon.

5.1 TRABALHOS FUTUROS

Considerando os resultados encontrados a partir desta etapa inicial, propõe-se para trabalhos futuros, a continuidade da pesquisa, com o propósito de dar sequência a este desenvolvimento, sugere-se alguns assuntos que poderão ser abordados:

- a) Rever o modelo da travessa alterando sua geometria, a fim de obter-se uma maior inércia, visando aumentar sua rigidez e diminuir as tensões;
- b) Analisar materiais com limite de escoamento superior a 250 MPa ou de alta resistência;
- c) Realizar análise via MEF na união aparafusada considerando a pré-carga do parafuso;

- d) Considerar a viabilidade de estampagem do modelo proposto através de simulação virtual, considerando as tensões residuais no processo de estampagem.

REFERENCIAL BIBLIOGRÁFICO

ABNT NBR 8800, **Projetos de estrutura de aço e de estrutura mista de aço e concreto de edifícios**. 2 ed. 2008.

ALVES, Avelino. **Elementos Finitos - A base da tecnologia CAE**. 1.ed. São Paulo: Érica, 2000.

ANDRADE, E. J. **Modelação e análise estática e dinâmica em componentes estruturais de um automóvel de competição**. Portugal. 2011.

AS 1773-1996, **Articulated vehicles - Fifth wheel assemblies**. Australia, 1996.

AZEVEDO, Álvaro F.M. **Método de elementos finitos**. 1.ed, Cidade do Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. 2003.

BREBIA, C. A. e Ferrante, A. J. *The Finite Element Technique*. Porto Alegre: UFRGS, 1975.

CIAPPARINI, J. V. **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista**. Porto Alegre. 2012.

GRIZA, Sandro. **O efeito do torque na vida em fadiga de uniões parafusadas**. 2000. 107 f. Dissertação (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2000.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 5a ed., Rio de Janeiro, RJ: editora LTC (Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2004.

HIGDON, Archie., OHLSEN, Edward H., STILLES, William B., **Mecânica dos Materiais**. 3° ed., Rio de Janeiro, RJ: editora Guanabara Dois S/A, 1981.

HIBBELER, Y. L.; HO, H. C. Design and Analysis of Metric Bolt Joints: VDI Guideline and Finite

Element Analysis. In: LEE, Y. L.; BARKEY, M. E.; KANG, H. T. **Metal Fatigue Analysis handbook**. Waltham: Elsevier Science, 2012. p. 461-513.

LIMA, R. J.; ABRÃO, A. M.; PERTENCE, A. E. M. **Desenvolvimento de um sistema de torqueamento mecanizado contínuo de união aparafusadas**, 6., 2011, Caxias do Sul, Anais ... Caxias do Sul, 2011. Disponível em:

<http://alvarestech.com/temp/cobef2011/grima.ufsc.br/cobef2011/media/trabalhos/COF11-0048.pdf>. Acessado em: 25 de maio 2014.

LOURENÇO, P. H. **O método dos elementos finitos aplicado ao estudo de juntas rigidamente fixadas por parafusos**. 2004. 134 f. Dissertação (mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos. 2004.

NASCIMENTO, Hermano. **Estudo da relação torque X força tensora e do coeficiente de atrito em parafusos revestidos isentos de cromo hexavalente**. 2003. 194 f. Dissertação (mestrado em Engenharia Automotiva) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada** (2 ed.). Porto Alegre: Bookman. 2004.

RANDON IMPLEMENTOS E PARTICIPAÇÕES S/A, **Catálogo de produtos**. Disponível em: <<http://www.randonimplementos.com.br/pt/products>>. Acesso em: 31 de maio. 2014.

ROSA, Edson. Apostila: **Mecânica dos Sólidos**. UFSC, ed Universidade, Florianópolis, SC 1994.

SAMAN, F. **An Engineering Insight to the Fundamental Behaviour of Tensile Bolted Joints**. STEEL CONSTRUCTION JOURNAL, n. 35, mar. 2011. Disponível em: <http://www3.telus.net/public/uhissen/bolts_theory.pdf>. Acessado em: 31 maio 2014.

SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C. R., & BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica** (7 ed.). Porto Alegre: Bookman. 2005.

VALENCIANI, V.C. Steel structure connections. São Carlos, 309p. **Ligações em estruturas de aço**. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 1997.

ANEXO


ANEXO A - VALORES DE PASSOS, DIÂMETROS E ÁREAS TRATIVAS

Tabela 14-2 Dimensões principais de roscas de parafusos métricos padrão ISO
 Dados calculados a partir das equações 14.1 – Ver a referência 4 para mais informações

Diâmetro maior d (mm)	Roscas grossas			Roscas finas		
	Passo p mm	Diâmetro menor d_r (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)	Passo p mm	Diâmetro menor d_r (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)
3,0	0,50	2,39	5,03			
3,5	0,60	2,76	6,78			
4,0	0,70	3,14	8,78			
5,0	0,80	4,02	14,18			
6,0	1,00	4,77	20,12			
7,0	1,00	5,77	28,86			
8,0	1,25	6,47	36,61	1,00	6,77	39,17
10,0	1,50	8,16	57,99	1,25	8,47	61,20
12,0	1,75	9,85	84,27	1,25	10,47	92,07
14,0	2,00	11,55	115,44	1,50	12,16	124,55
16,0	2,00	13,55	156,67	1,50	14,16	167,25
18,0	2,50	14,93	192,47	1,50	16,16	216,23
20,0	2,50	16,93	244,79	1,50	18,16	271,50
22,0	2,50	18,93	303,40	1,50	20,16	333,06
24,0	3,00	20,32	352,50	2,00	21,55	384,42
27,0	3,00	23,32	459,41	2,00	24,55	495,74
30,0	3,50	25,71	560,59	2,00	27,55	621,20
33,0	3,50	28,71	693,55	2,00	30,55	760,80
36,0	4,00	31,09	816,72	3,00	32,32	864,94
39,0	4,00	34,09	975,75	3,00	35,32	1028,39

ANEXO

ANEXO B - ESPECIFICAÇÕES DO AÇO UTILIZADO

	FOLHA DE MATERIAL/ MATERIAL SPECIFICATION	MATÉRIA PRIMA/ RAW MATERIAL: LN-RAND 250 BQ

Especificação do Material/ Material Specification: LN-RAND 250

Normas de Referência/ Norms of Reference: ASTM A570 GR36-C; ASTM A283 GR.C; EN 10025 S235JR.

Processo de Fabricação/ Manufacturing Process:

Laminada a Quente/ Hot Roll, Não Decapada/ Non Pickled, Borda Não Aparada/ Non Trimmed Edge, Não Oleada/ Non Oiled, Mean to Low.

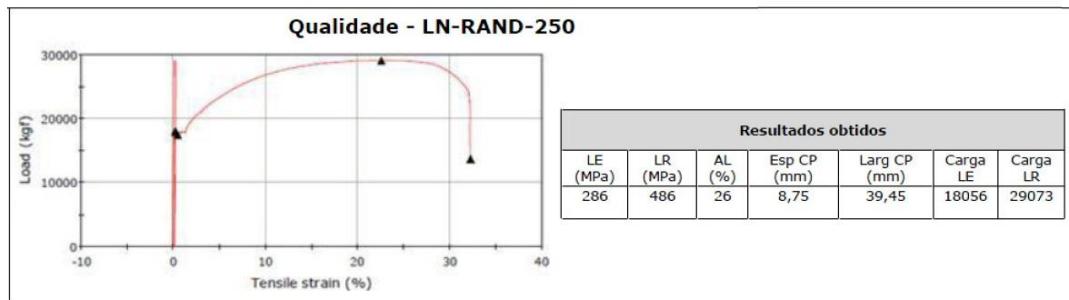
Composição Química/ Chemical Composition:

Elemento/ Element	C	Mn	P	S	C _{eq. Max}
%	≤ 0,22	≤ 2,00	≤ 0,030	≤ 0,015	≤ 0,40

Propriedades Físicas e Mecânicas/ Mechanical and Phisic Properties:

Densidade/ Density	Tensão de Escoamento/ Yield Strenght	Tensão de Ruptura/ Tensile Strenght	Alongamento (Mín.)/ Elongation	Raio Mínimo de Dobra/ Minimun Bend Radius	Charpy -10º (Mín.)	Dureza/ Hardness (Mín.)
7,85 g/cm ³	250 MPa	400 a 520 MPa	22%	1E	-	-

Curva característica do material (Gráfico Tensão X Deformação):



Observações/ Comments:

Aspectos gerais / General aspects:

NTU – Norma Técnica Usiminas. Norma de dimensão Forma e Aspecto

ASTM A635 – Standard Specification for Steel, Sheet and Strip, Heavy-Thickness Coils, Hot-Rolled, Alloy, Carbon, Structural, High-Strength Low Alloy and High-Strength Low-Alloy with Improved Formability, General Requirements.

ASTM A568 – Standard Specification for Steel, Sheet, Carbon, Structural and High-Strength, Low-Alloy, Hot-Rolled and Cold-Rolled, General Requirements.

ASTM A751 – Standard Test Methods Practices and Terminology for Chemical Analysis of Steel Products.

ASTM A370 – Standard Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products.

Aços deverão ser acalmados ao Alumínio (AA)/ Steels should be stress relieved to aluminum (AA)

Carbono Equivalente/ Ceq = $C + Mn/6 + (Cr + Mo + V)/5 + (Ni + Cu)/15$ (espessura máxima de 20,00 mm/ maximum thickness of 20,00mm).

O fornecimento deve ser isento de oxidação/ The supply should be free of oxidation.

Norma NTU Parte XXI - 50% ASTM A568 Mean to Low: +0/-0,25, porém a garantia desta norma se aplica em 90% do comprimento da tira. Os 10% restantes podem chegar a +0,13/-0,37./ NTU Norm Part XXI – 50% ASTM A568 Mean to Low: +0/-0,25, but this standard guarantee applies in 90% of the strip length. The remaining 10% can reach +0.13 / -0.37