

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

JEFFERSON KLEIN DOS PASSOS

**AVALIAÇÃO DA RESISTÊNCIA MECÂNICA ATRAVÉS DO MÉTODO DE
ELEMENTOS FINITOS COM VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DOS CONJUNTOS
DOS REBOCADORES DO TIPO GANCHO DE UM MINIÔNIBUS ESCOLAR**

CAXIAS DO SUL

2014

JEFFERSON KLEIN DOS PASSOS

**AVALIAÇÃO DA RESISTÊNCIA MECÂNICA ATRAVÉS DO MÉTODO DE
ELEMENTOS FINITOS COM VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DOS CONJUNTOS
DOS REBOCADORES DO TIPO GANCHO DE UM MINIÔNIBUS ESCOLAR**

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. MSc Joel Vicente Ciapparini

CAXIAS DO SUL

2014

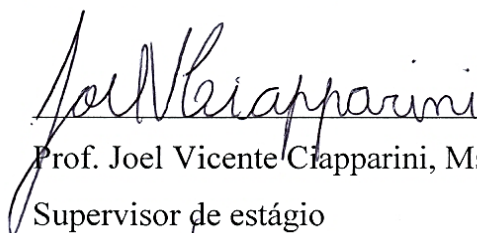
JEFFERSON KLEIN DOS PASSOS

**AVALIAÇÃO DA RESISTÊNCIA MECÂNICA ATRAVÉS DO MÉTODO DE
ELEMENTOS FINITOS COM VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DOS CONJUNTOS
DOS REBOCADORES DO TIPO GANCHO DE UM MINIÔNIBUS ESCOLAR**

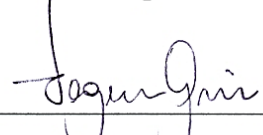
Trabalho de conclusão do curso de Engenharia
Mecânica apresentado como requisito para a
obtenção do título de Engenheiro Mecânico na
Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em 28/11/2014

Banca Examinadora



Prof. Joel Vicente Clapparini, Msc. Eng. Mec.
Supervisor de estágio



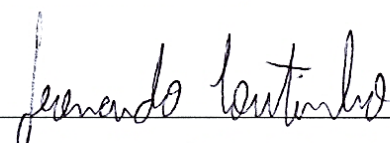
Prof. Vagner Grison, Ms. Eng Mec.

Professor convidado



Prof. Adelaír Lino Colombo, Ms. Eng. Civil

Professor convidado



Leonardo Alonso Coutinho, Eng. Mec.

Orientador da empresa

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo principal a avaliação da resistência mecânica dos conjuntos dos rebocadores tipo gancho de um miniônibus escolar. Essa avaliação e análise são importantes para que o projeto seja validado de forma mais rápida e assim diminua a necessidade de diversos testes. Desta forma é possível atender de forma mais ágil as normas técnicas do Programa Caminho da Escola. O desenvolvimento deste trabalho foi na Unidade de Negócios LCV - Veículos Comerciais Leves, pertencente à Marcopolo S.A. nos setores de Engenharia de Produto com o apoio da Engenharia Experimental. Foi realizada uma revisão bibliográfica sobre mecânica dos sólidos, propriedade mecânica dos materiais, critério de falhas, fundamentos do método de elementos finitos, extensometria, união soldadas e dinâmica veicular, a fim de atingir os resultados propostos. Foram levantadas as condições críticas de rebocagem do veículo através de observações realizadas em campo. A análise foi realizada através da utilização do método de elementos finitos, empregando uma análise estática linear com método de solução implícito, sendo utilizado um software de uso comercial. Também foram realizados cálculos analíticos dos esforços nos conjuntos dos rebocadores, cujos resultados foram comparados com os obtidos pelo MEF. Foram realizados testes experimentais para calibração do modelo numérico. Com a execução do método de elementos finitos estas condições levantadas não apresentaram valores equivalentes de von Mises superiores aos limites de escoamento do material. Estes valores apresentados significam que os conjuntos foram considerados aprovados.

Palavras-chaves: Método de elementos finitos. Análise estrutural. Programa caminho da escola. Condições críticas de rebocagem.

ABSTRACT

This work has the main objective of evaluate the mechanical resistance for tug holder, hook type, in a school minibus. The evaluation and analysis are important to validate the project in a faster way and reduce the necessity of several tests. So, it's possible to attend in a more agile way the technical standards of Caminhos da Escola program. The development of this work was in LCV Business Unit – Light Commercial Vehicles, belonging to Marcopolo S.A., in the sector of Product Engineering, supported by Experimental Engineering. Was performed a literature review about solid mechanics, mechanical properties of materials, failure criterion, fundamentals of finite elements method e extensometry, welded joint and vehicle dynamics, in order to obtain the proposed outcomes. Were raised the critical conditions of towing the vehicle through observations made in field. The analysis was performed by using the finite elements method, through the use of a linear static analysis, with implicit solution method, using a commercial application software. Also, were performed analytic calculations of the effort on the holder, and the results were compared to the ones obtained by MEF, were performed experimental test for calibration of the numerical model. With the finite elements method performance, the raised conditions do not presented equivalent values of Von Mises, superior to yield strength of the material. The presented values intend the sets were considered approved.

Key Words: Finite Elements Method. Structural Analysis. Caminho da Escola Program. Critical Conditions of Towing.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Volare V8L 4x4	16
Figura 2 - Estado geral da tensão.....	23
Figura 3 - Deformação de uma partícula	23
Figura 4 - Diagrama Tensão – Deformação convencional e real para material dúctil	25
Figura 5 – Elemento do tipo barra	33
Figura 6 - Elemento do tipo casca	34
Figura 7 - Elemento do tipo sólido	34
Figura 8 - Extensômetro elétrico simples.....	36
Figura 9 - Extensômetro tipo roseta.....	36
Figura 10 - Ligação de um extensômetro em 1/4 de ponte.....	37
Figura 11 - Juntas soldadas de topo típica.....	39
Figura 12 - Junta soldada de filete transversal.....	39
Figura 13 - Junta soldada em uma viga de balanço.....	40
Figura 14 - Viga soldada a um suporte nas bordas de topo e fundo.....	41
Figura 15 - Resistência ao movimento.....	42
Figura 16 - Volare V8L 4X4.....	44
Figura 17 - Conjuntos dos rebocadores dianteiro e traseiro	45
Figura 18 - Conjuntos dos rebocadores dianteiro e traseiro em CAD.....	46
Figura 19 - Fixação dos conjuntos dos rebocadores dianteiro e traseiro.....	46
Figura 20 - Fluxograma de materiais e métodos	47
Figura 21 - Corpos de provas	48
Figura 22 - Análise das forças de movimento do veículo	50
Figura 23 - Rebocagem paralela ao elemento de rebocagem	52
Figura 24 - Diagrama de forças condição I	52
Figura 25 - Rebocagem com variação angular	53
Figura 26 - Diagrama de forças condição II.....	53
Figura 27 - Raio de giro do veículo	54
Figura 28 - Rebocagem utilizando os dois rebocadores.....	54
Figura 29 - Diagrama de forças condição III.....	55
Figura 30 - Posicionamento dos extensômetros	57

Figura 31 - Bancada de testes	58
Figura 32 - Aquisição de sinais	58
Figura 33 - Fluxograma de modelagem pelo <i>software</i> de CAD.....	59
Figura 34 - Chassi original parcial em CAD	60
Figura 35 - Detalhamento do Chassi	61
Figura 36 - Modelo simplificado de um componente em CAD	61
Figura 37 - Fluxograma do método de análise pelo MEF	62
Figura 38 - Modelo após ajustes pelo <i>Design Modeler</i>	63
Figura 39 - Região com contatos <i>bonded</i>	64
Figura 40 - Modelo dianteiro discretizado	65
Figura 41 - Modelo traseiro discretizado.....	65
Figura 42 - Detalhes de regiões da malha.....	66
Figura 43 - Aplicação dos suportes fixos	67
Figura 44 - Força aplicada sobre o gancho do rebocador.....	67
Figura 45 - Análise prévia do conjunto do rebocador do tipo gancho	69
Figura 46 - Solda sobre o gancho e suportes do rebocador	70
Figura 47 - Análise com solda sobre o gancho e suportes do rebocador.....	70
Figura 48 - Fluxograma da análise dos resultados	72
Figura 49 - Análise dianteira conforme condição I	73
Figura 50 - Análise traseira conforme condição I	74
Figura 51 - Análise dianteira conforme condição II.....	74
Figura 52 - Análise traseira conforme condição II	75
Figura 53 - Análise dianteira conforme condição III	76
Figura 54 - Análise traseira conforme condição III.....	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Resultados do ensaio de tração.....	48
Tabela 2 - Resultados do ensaio de extensometria.....	68
Tabela 3 - Comparação entre tensões.....	69
Tabela 4 - Comparação entre tensões com solda.....	71
Tabela 5 - Resumo da análise dos resultados.....	77

LISTA DE SIGLAS

MEF	Método dos elementos finitos
INMETRO	Instituto nacional de metrologia, normalização e qualidade industrial
FNDE	Fundo nacional de desenvolvimento da educação
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
ORE	Ônibus rural escolar
RBMLQ-I	Rede brasileira de metrologia legal e qualidade - Inmetro
LCV	Veículos comerciais leves

LISTA DE SÍMBOLOS

F	Força
M	Momento
σ	Tensão normal
τ	Tensão cisalhante
σ_1	Tensão principal 1
σ_2	Tensão principal 2
$\tau_{máx}$	Tensão cisalhante máxima
ϵ	Deformação normal
γ	Deformação angular
ϵ_1	Deformação principal 1
ϵ_2	Deformação principal 2
γ_{max}	Deformação angular máxima
E	Módulo de elasticidade ou Módulo de Young
G	Módulo de cisalhamento
ν	Coefficiente de Poisson
ϵ_{long}	Deformação longitudinal
ϵ_{lat}	Deformação lateral
S_y	Tensão escoamento
S_{ut}	Resistência máxima a tração
σ_e	Tensão escoamento
σ_{rup}	Tensão ruptura
σ'_{rup}	Tensão ruptura real
σ_r	Limite de resistência
σ_{lp}	Limite de proporcionalidade
σ'	Tensão equivalente de von Mises
$\{\ddot{u}_n\}$	Vetor da aceleração no tempo t_n
$[M]$	Matriz de massa da estrutura
$\{F_n^{ext}\}$	Força externa aplicada
$\{F_n^{int}\}$	Força interna aplicada
$\{u_{(n+1)}\}$	Vetor de deslocamento no tempo $t_{n+\Delta t}$

$[K]$	Matriz de rigidez da estrutura
$\{F_{n+1}^a\}$	Vetor da força aplicada
R	Resistência
L	Comprimento do condutor
ΔL	Variação de comprimento
ΔR	Variação de resistência
K	Fator de sensibilidade do extensômetro
I	Momento de inércia
V	Força cortante
A	Área total de garganta
r	Distância do centróide do grupo de soldas até o ponto de interesse
J	Momento de inércia polar da área do grupo de solda
h	Garganta de solda
l	Comprimento de solda
F_{Ro}	Resistência ao rolamento
F_W	Resistência ao movimento
F_L	Resistência aerodinâmica
F_{St}	Resistência à subida
G	Peso do veículo
f	Coefficiente de resistência ao rolamento
α	Ângulo de inclinação de rampa
Q	Densidade do fluido
c	Coefficiente de arrasto aerodinâmico
A	Área transversal do veículo
v	Velocidade do veículo
v_0	Velocidade de proa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	15
1.1	AMBIENTAÇÕES DO ESTÁGIO	16
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	17
1.3	OBJETIVOS DO TRABALHO	17
1.3.1	Objetivo Geral	17
1.3.2	Objetivos Específicos	18
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1	TRABALHOS RELACIONADOS	19
2.2	NORMAS E ESPECIFICAÇÕES DO PROGRAMA CAMINHO DA ESCOLA	21
2.3	EQUILIBRIO DE UM CORPO DEFORMAVEL	21
2.4	TENSÃO E DEFORMAÇÃO	22
2.4.1	Tensão	22
2.4.2	Deformação	23
2.5	ESTADO PLANO DE TENSÕES E DEFORMAÇÕES	24
2.5.1	Tensões Principais e Cisalhantes Máximas	24
2.5.2	Deformações Principais e Cisalhantes Máximas	24
2.6	PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS	25
2.6.1	Diagrama Tensão-Deformação.....	25
2.6.2	Relação Entre Tensão e Deformação	26
2.6.3	Coefficiente de Poisson	26
2.6.4	Lei de Hooke para o Estado Triaxial.....	27
2.7	CRITÉRIOS DE FALHAS.....	27
2.7.1	Teoria da Máxima Tensão de Cisalhamento.....	28
2.7.2	Teoria da Máxima Energia de Distorção	28
2.8	FUNDAMENTOS DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS.....	29
2.8.1	Tipos de Análise pelo MEF	29
2.8.1.1	Análise estática e dinâmica.....	30
2.8.1.2	Análise linear e não linear	30
2.8.2	Métodos de Solução Implícita e Explícita.....	30
2.8.3	Metodologia de Trabalho pelo MEF	31

2.8.4	Geometria	31
2.8.5	Propriedades dos Materiais	31
2.8.6	Geração da Malha	32
2.8.7	Condições de Contorno	32
2.8.7.1	Tipos de elementos	33
2.8.7.1.1	<i>Elemento do tipo barra.....</i>	<i>33</i>
2.8.7.1.2	<i>Elemento do tipo casca.....</i>	<i>33</i>
2.8.7.1.3	<i>Elemento do tipo sólido</i>	<i>34</i>
2.9	EXTENSOMETRIA.....	35
2.9.1	Extensômetro Elétrico (<i>Strain Gages</i>).....	35
2.9.2	Ponte de Wheatstone	37
2.9.3	Sistema de Medição	37
2.10	UNIÕES SOLDADAS	38
2.10.1	Tensões em Juntas Soldadas de Topo e Filete.....	38
2.10.2	Tensões em Juntas Soldadas em Torção	40
2.10.3	Tensões em Juntas Soldadas em Flexão	41
2.11	DINÂMICA VEICULAR	41
2.11.1	Resistência ao Movimento	42
2.11.2	Resistência ao Rolamento	42
2.11.3	Resistência Aerodinâmica.....	43
2.11.4	Resistência à Subida	43
3	OBJETO DE ESTUDO	44
3.1.1	Detalhamento do Veículo	44
3.1.2	Detalhamento do Objeto de Estudo	45
3.1.2.1	Conjunto dos rebocadores do tipo gancho dianteiro e traseiro.....	45
4	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	47
4.1	MATERIAIS	47
4.1.1	Ensaio dos Materiais	47
4.1.2	Definição das Condições de Contorno	49
4.1.2.1	Levantamento dos carregamentos	49
4.1.2.1.1	<i>Levantamento da resistência total ao movimento do veículo.....</i>	<i>49</i>
4.1.2.2	Levantamento das principais condições de rebocagem.....	51

4.1.2.2.1	<i>Carregamento condição I</i>	51
4.1.2.2.2	<i>Carregamento condição II</i>	53
4.1.2.2.3	<i>Carregamento condição III</i>	54
4.1.3	Ensaaios Experimentais Para Calibração do Modelo	57
4.2	MÉTODOS.....	59
4.2.1	Modelo CAD	59
4.2.1.1	Modelo Original.....	59
4.2.1.2	Modelo simplificado.....	60
4.2.2	Método dos Elementos Finitos	62
4.2.2.1	Pré-Processamento.....	62
4.2.2.1.1	<i>Ajustes do modelo</i>	63
4.2.2.1.2	<i>Aplicação dos contatos</i>	63
4.2.2.1.3	<i>Geração da malha</i>	64
4.2.2.1.4	<i>Condições de contorno</i>	66
4.2.2.2	Pós – Processamento.....	68
4.2.2.2.1	<i>Validação do modelo numérico</i>	68
5	RESULTADOS	72
5.1	ANÁLISE DA CONDIÇÃO I.....	73
5.2	ANÁLISE DA CONDIÇÃO II.....	74
5.3	ANÁLISE DA CONDIÇÃO III.....	75
6	CONCLUSÃO	78
6.1	CONCLUSÕES.....	78
6.2	TRABALHOS FUTUROS.....	78
	BIBLIOGRAFIA	79
	ANEXO A – RELATÓRIO DE ENSAIO MECÂNICO DE CORPOS RETANGULARES	83
	ANEXO B – RELATÓRIO DE ENSAIO MECÂNICO DE CORPOS CILÍNDRICOS	84

1 INTRODUÇÃO

O Brasil é um país com uma grande área territorial e muitas diversidades, por este motivo ainda existem regiões de difícil acesso, estradas sem pavimentação e em lugares extremos. Devido à necessidade do transporte dos estudantes nessas regiões, o governo federal criou o programa Caminho da Escola em 2007, que tem como objetivo renovar a frota de veículos escolares, garantindo a segurança e a qualidade no transporte escolar.

Com isso ocorreu à necessidade do governo federal em oferecer um veículo com especificações exclusivas, próprias para o transporte de estudantes e adequado às condições de trafegabilidade das vias de zonas rurais e urbanas brasileiras. A Marcopolo, fabricante de carrocerias para ônibus através da unidade Volare, desenvolveu um miniônibus com algumas particularidades conforme solicitadas pelo governo federal para atender as exigências e as normas deste programa.

O veículo desenvolvido para essa aplicação é um miniônibus modelo V8L 4x4, com carroceria montada sobre o chassi Agrale MA8000VL com tração 4x4, possuindo seu peso bruto total na ordem de 7.500 Kg. Visando o atendimento do edital do governo federal, foram desenvolvidas algumas adaptações na carroceria do mesmo, como a inserção de dois conjuntos de rebocadores do tipo gancho na parte dianteira e outros dois na parte traseira do veículo. A utilização desses rebocadores é necessária em condições de rebocagem devido à ocorrência de alguma falha no veículo ou situações adversas do terreno que o impeçam de trafegar.

Devido à alta demanda de projetos e menores tempos de entrega, sempre visando a redução de custo e peso sem afetar a integridade estrutural, as empresas passaram a utilizar um método virtual chamado elementos finitos para auxiliar na conceituação e avaliação de novos projetos. Sendo assim, neste trabalho será avaliado através do método de elementos finitos (MEF), a resistência mecânica dos conjuntos dos rebocadores tipo gancho instalados em um miniônibus nas condições críticas de aplicação.

Com as maiores exigências do processo de desenvolvimento dos veículos, o método de elementos finitos auxilia na redução dos testes experimentais e conseqüentemente na redução do tempo de execução do projeto, podendo ser detectadas e corrigidas possíveis falhas ainda nesta fase, possibilitando o cumprimento de prazos com menores custos.

Um grande diferencial para as montadoras de ônibus é ter um veículo leve, barato e resistente. O programa Caminho da Escola de 2007 até agora já entregou mais de 30 mil unidades, sendo que quase a metade desta frota está circulando nas regiões brasileiras do Norte e Nordeste onde a precariedade do transporte escolar é mais aguda devido às más condições de

trafegabilidade das vias, sendo assim o produto deve ser confiável e resistente. A Figura 1 apresenta o miniônibus Volare V8L 4x4, desenvolvido para atender o edital do programa do governo federal.

Figura 1 - Volare V8L 4x4



Fonte: Acervo Marcopolo (2013)

1.1 AMBIENTAÇÕES DO ESTÁGIO

O desenvolvimento deste trabalho será na Unidade de Negócios LCV - Veículos Comerciais Leves, pertencente à Marcopolo S.A. nos setores de Engenharia de Produto com o apoio da Engenharia Experimental. A empresa Marcopolo S.A., situada em Caxias do Sul, foi fundada no ano de 1949 e tem como principal objetivo a fabricação de carrocerias para ônibus, sendo eles rodoviários, urbanos, micros e minis.

A unidade de negócios LCV é dedicada ao desenvolvimento, produção e comercialização dos produtos da marca Volare. Com fabricação em Caxias do Sul, Rio Grande do Sul, Brasil, a linha de produtos Volare nasceu, em 1998, da demanda de mercado por um veículo ágil, seguro, econômico e confortável no transporte coletivo. Hoje, a Volare possui a linha mais completa de miniônibus do mercado nacional. São nove diferentes modelos V5, V6,

V8, W6, W7, W8, W9, DW9 e W-L disponíveis nas versões Limousine, Executivo, Urbano, Auto Escola e Escolarbus.

Pioneira no desenvolvimento de miniônibus para aplicação de transporte escolar, a Volare possui o Volare Escolarbus, o primeiro veículo brasileiro concebido especialmente para o transporte escolar. Na tradicional cor amarela, o modelo apresenta características de robustez e conforto que garantem máxima segurança na condução dos alunos de suas casas até as instituições de ensino.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

A avaliação dos conjuntos dos rebocadores tipo gancho através do método dos elementos finitos tem como objetivo validar o projeto de forma mais rápida, diminuindo assim a necessidade de diversos testes e desta forma atender prontamente às normas técnicas do programa Caminho da Escola, garantindo a resistência mecânica dos mesmos quando submetidos às condições críticas de utilização. Também com a realização desta análise é possível verificar a necessidade de melhorias na forma construtiva e de fixação dos conjuntos dos rebocadores tipo gancho no chassi do veículo, uma vez que este componente é fundamental para este tipo de transporte.

Além dos itens já citados anteriormente, com a realização desta análise será possível a obtenção de conhecimentos na área do método de elementos finitos, o que para o desenvolvimento de futuros projetos é fundamental para a obtenção de um projeto mais eficiente, criterioso e confiável.

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.3.1 Objetivo Geral

Avaliar através do método de elementos finitos e também com a utilização de testes experimentais a resistência mecânica dos conjuntos dos rebocadores tipo gancho de um veículo de transporte escolar, para o atendimento das especificações técnicas do edital referente ao programa do governo federal Caminho da Escola.

1.3.2 Objetivos Específicos

O presente trabalho tem por objetivos específicos os seguintes itens:

- a) Levantar as condições críticas de carregamentos dos conjuntos dos rebocadores do tipo gancho, baseado nas especificações técnicas contidas no edital do FNDE (Fundo Nacional de Desenvolvimento da Educação).
- b) Realizar cálculos analíticos dos esforços nos conjuntos dos rebocadores e comparar com resultados obtidos nos métodos de elementos finitos.
- c) Realizar análise nas juntas soldadas dos conjuntos dos rebocadores tipo gancho.
- d) Analisar pelo método de elementos finitos com o *software* comercial ANSYS Workbench os esforços atuantes nos conjuntos dos rebocadores tipo gancho e na região de fixação.
- e) Realizar testes experimentais para a calibração do modelo numérico utilizando elementos finitos.
- f) Propor melhorias nos conjuntos dos rebocadores do tipo gancho, caso necessárias.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta revisão bibliográfica serão apresentados artigos e trabalhos relacionados com o MEF, será apresentado o FNDE e algumas de suas atribuições e exigências, também serão analisadas as normas técnicas expostas no edital do FNDE, bem como as especificações necessárias contidas no Caderno de informações técnicas. Como o INMETRO inspeciona os veículos para o programa Caminho da Escola, este também possui um manual de normas que terá seus pontos relacionados ao trabalho. Após será abordada uma breve revisão dos conceitos de resistência dos materiais, mecânica dos sólidos e os fundamentos do MEF. Essa revisão tem como objetivo servir como base aos assuntos tratados no decorrer desse trabalho.

2.1 TRABALHOS RELACIONADOS

Reckziegel e Schmidt (2002), realizaram um estudo onde foram desenvolvidas e analisadas as etapas de simulação numérica do comportamento estrutural de um semi-reboque para transporte automotivo submetido ao tráfego de diversos tipos de rodovias. Foram utilizados modelos dinâmicos de corpo rígido e modelos globais e locais de elementos finitos, onde foram obtidas as solicitações dinâmicas da estrutura.

Fogal (2002) realizou um trabalho com o título de método de elementos finitos aplicado em análise estrutural estática. Este teve por objetivo introduzir o estudante na vida profissional, envolvendo-o em problemas reais que acontecem no cotidiano de uma indústria. Este estudo também teve enfoque na modelagem de MEF desde a criação da geometria, até a análise de tensões em vários produtos.

Borges e Filho (2003), realizaram um estudo de uma estrutura veicular utilizando como metodologia basicamente a modelagem matemática de um chassi utilizando como ferramenta o programa comercial ANSYS, o qual é baseado no MEF. O objetivo deste estudo consiste na obtenção de uma estrutura para veículo de uso misto, com o adequado comportamento dinâmico e estrutural levando em conta os aspectos relativos à viabilidade econômica de uma produção inicial em pequena escala.

Rahman, Tamin e Kurdi (2008), realizaram um estudo para analisar a segurança e prever a vida dos componentes de um chassi de um implemento rodoviário. Na realização deste estudo utilizou-se um *software* de elementos finitos. Essa análise foi importante, pois a partir desse ponto pode-se verificar o início de uma possível falha por fadiga, concluindo-se que é essencial uma análise detalhada com o objetivo de reduzir os níveis de tensão.

Rusiński, Moczko e Czmochowski (2008), realizaram um estudo numérico e experimental sobre a estrutura de uma máquina de mineração em subsolo. Através desse estudo concluiu-se que para as condições de trabalho desse equipamento é necessário reprojeter a estrutura de forma que melhore a resistência à fadiga, também identificou-se trincas nessas estruturas de aço, isso deu-se devido a falhas de materiais.

Petraconni (2008), realizou um estudo onde o principal objetivo foi analisar o comportamento mecânico relativo à fadiga de componentes de carroceria de um automóvel, neste estudo foi apresentada uma correlação entre os danos causados por fadiga no gancho reboque, obtidos através de experimentos realizados através de um *software* comercial. Essa correlação foi obtida através de teorias de acúmulo de danos por fadiga e de técnicas experimentais e analíticas de análise de tensões.

Teotônio (2011), efetuou um estudo preliminar de estrutura para veículo elétrico destinado a coleta seletiva de materiais recicláveis, através de ferramentas computacionais baseadas no MEF e desenhos assistidos por computador, este estudo permitiu refinar o projeto da estrutura através da utilização de apenas uma bitola de tubo de aço.

Ost *et al* (2011), realizaram uma análise estrutural estática do chassi de uma transplantadora de mudas de hortaliças com o auxílio do MEF, o objetivo desse estudo foi prever o comportamento da estrutura frente a alguns cenários e também analisar qual dos materiais utilizados melhor se adequava às necessidades de projeto.

Ingole e Bhope (2011), realizaram a análise estrutural utilizando o MEF em um implemento agrícola utilizado no trabalho e também para o transporte de mercadorias na zona rural, tendo por objetivo a obtenção da redução de peso, custos de fabricação e ao mesmo tempo não prejudicar a segurança contra falhas da estrutura.

Borgmann (2012), realizou análise através do MEF de um carro transportador de plataforma de corte. Também foram aplicados conceitos de mecânica dos sólidos, com o objetivo de conhecer os esforços aplicados certificando-se que a estrutura do mesmo suporta a carga e esforços estabelecidos.

Pereira (2012), realizou análise estrutural de um carro de corrida utilizando o MEF, com o objetivo de analisar em especial a estrutura lateral do veículo, onde podem ocorrer impactos perigosos a integridade física do piloto. Os resultados do trabalho em questão permitem apontar a intensidade dos impactos em situações reais de corrida e ainda com base nesses resultados são sugeridas modificações nos projetos estruturais e assim aumentando a segurança.

2.2 NORMAS E ESPECIFICAÇÕES DO PROGRAMA CAMINHO DA ESCOLA

Tratando-se de um programa do governo federal, o Caminho da Escola dispõe de um edital e normas que regem as especificações necessárias para a fabricação de ônibus rurais escolares, este edital é publicado pelo FNDE, Fundo Nacional de Desenvolvimento da Educação, através da sua diretoria de administração, a fim de obter o registro dos preços para aquisição de veículos de transporte escolar diário de estudantes da educação básica da rede pública. Além do edital, existem ainda as informações técnicas do produto que estão no caderno de informações técnicas, que é anexo ao edital.

Tanto no caderno de informações técnicas do FNDE como no documento de procedimento técnico do INMETRO, encontram-se as especificações técnicas para o ônibus rural escolar, o mesmo é dividido em categorias pequeno, médio e grande e classificado em ORE 1 (ônibus rural escolar pequeno), ORE 1 4X4 (ônibus rural escolar pequeno 4x4), ORE 2 (ônibus rural escolar médio) e ORE 3 (ônibus rural escolar grande).

No item Acessórios-Dispositivo para Reboque, diz que devem ser instaladas 02 (duas) conexões tipo gancho para reboque, uma na parte dianteira do ORE e outra na parte traseira, de maneira que não haja interferência entre o cambão e o para-choque quando em operação de reboque, diz ainda que estas devem ser fixadas por solda nas longarinas do chassi, tendo 02(dois) pontos de fixação nas extremidades das longarinas (direita e esquerda), e não devem ultrapassar os limites dos para-choques, também cita que as conexões devem suportar carga máxima tanto em rampas não pavimentadas de até 6% de inclinação como em trajetórias circulares.

2.3 EQUILIBRIO DE UM CORPO DEFORMAVEL

De acordo com Hibbeler (2004), um corpo qualquer pode ser submetido a diversos tipos de cargas externas, sendo assim qualquer uma dessas cargas pode ser classificada como força de superfície ou força de corpo, denominando como forças externas. As forças que se desenvolvem nos pontos de apoios ou em pontos de contatos entre corpos são chamadas de reações.

Segundo Hibbeler (2011), o momento de uma força é quando a mesma é aplicada a um corpo, produzindo nele uma tendência de rotação em torno de um ponto que não está na linha de ação da força. Portanto, o equilíbrio de um corpo qualquer requer tanto que seja

satisfeito o equilíbrio de forças, para evitar que este corpo sofra translação ou que o mesmo tenha movimento acelerado ao longo de uma trajetória retilínea ou até mesmo curvilínea, como o equilíbrio de momentos, para evitar que este corpo sofra rotação. Essas condições podem ser expressas matematicamente por duas equações vetoriais representadas nas Equações (1), onde F representa a força e M o momento.

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \\ \sum M &= 0\end{aligned}\tag{1}$$

A aplicação das equações de equilíbrio requer a especificação completa de todas as forças conhecidas e desconhecidas que atuam sobre o corpo. A melhor maneira de considerar essas forças é desenhar o diagrama de corpo livre. Se o mesmo for concebido corretamente, os efeitos de todas as forças e conjugados aplicados serão considerados quando as equações de equilíbrio forem escritas, resultando numa representação matemática aceitável dos fenômenos físicos observados.

2.4 TENSÃO E DEFORMAÇÃO

Tensão e deformação são grandezas físicas de grande importância nas análises estruturais de componentes, as quais, juntamente com as propriedades dos materiais possibilitam um julgamento, por parte do engenheiro, quanto ao comportamento do seu objeto em estudo.

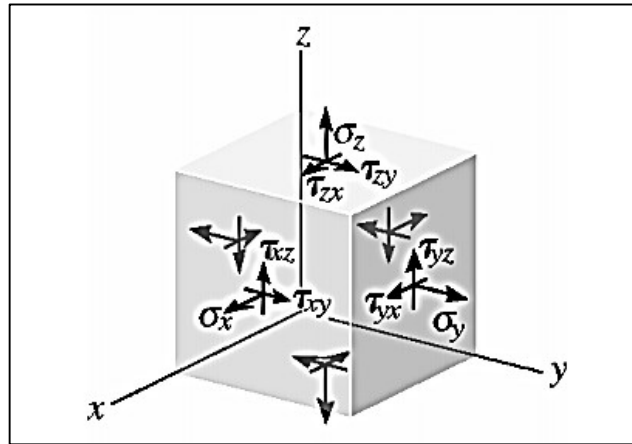
2.4.1 Tensão

Segundo Hibbeler (2004), tensão é a intensidade da força interna em um ponto do corpo quando o mesmo está submetido a uma carga externa é seccionado, há distribuição da força que atua sobre a área seccionada, a qual mantém cada segmento do corpo em equilíbrio.

De acordo com Hibbeler (2004), em geral, há seis componentes independentes da tensão em cada ponto do corpo, composto de tensão normal, σ_x , σ_y , σ_z , e tensão de cisalhamento, τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{xz} . A intensidade desses componentes depende do tipo de carga que atua sobre o corpo e da orientação do elemento no ponto.

A Figura 2 apresenta uma partícula infinitesimal com atuação dos componentes de tensões normais e cisalhantes nos planos.

Figura 2 - Estado geral da tensão

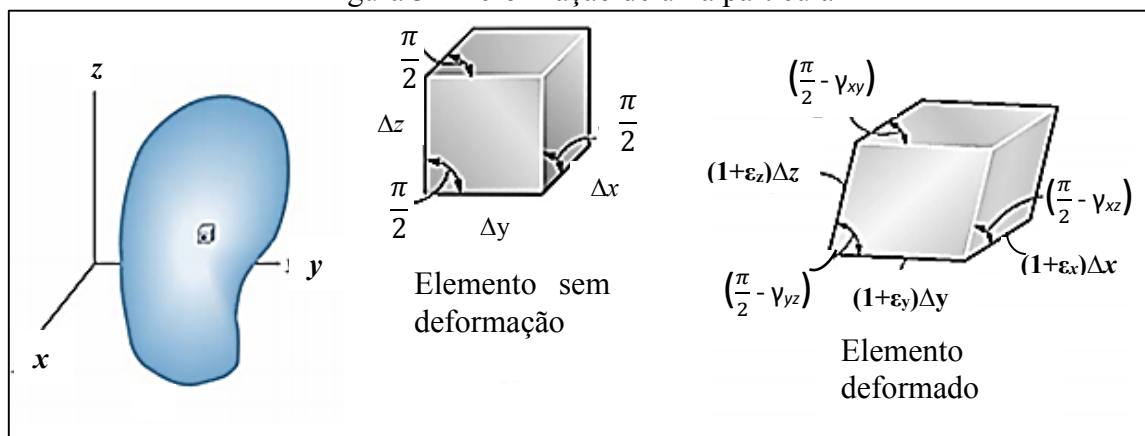


Fonte: Hibbeler (2004)

2.4.2 Deformação

Segundo Hibbeler (2004), o carregamento de forças provoca deformação no material de todos os corpos e, como resultado, os pontos do corpo sofrem deslocamentos ou mudanças de posição. O estado de deformação em um ponto é caracterizado por seis componentes da deformação, sendo três deformações normais ϵ_x , ϵ_y , ϵ_z e três deformações por cisalhamento, γ_{xy} , γ_{xz} , γ_{yz} . Esses componentes dependem da orientação dos segmentos de reta e de sua localização no corpo. A Figura 3 apresenta o estado de deformação de uma partícula.

Figura 3 - Deformação de uma partícula



Fonte: Hibbeler (2004)

2.5 ESTADO PLANO DE TENSÕES E DEFORMAÇÕES

Conforme Hibbeler (2004), na prática da engenharia em geral, as tensões e deformações são analisadas com aproximações ou simplificações das cargas que atuam sobre um corpo, afim de que as tensões ou deformações estejam assim localizadas em um mesmo plano.

2.5.1 Tensões Principais e Cisalhantes Máximas

Segundo Hibbeler (2004), o estado plano de tensões em um ponto, é representado, pela combinação de dois componentes de tensão normal σ_x e σ_y e um componente de tensão de cisalhamento τ_{xy} , que atuam sobre as quatro faces do elemento do material.

Sendo assim o modo para encontrar as tensões principais máximas e mínimas utiliza-se a equação (2) e para encontrar as tensões cisalhantes máximas utiliza-se a Equação (3):

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2)$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3)$$

2.5.2 Deformações Principais e Cisalhantes Máximas

Segundo Hibbeler (2004), o estado geral das deformações em determinado ponto é representado pela combinação de três componentes de deformações normais ϵ_x , ϵ_y , ϵ_z e três componentes de deformações por cisalhamento γ_{xy} , γ_{xz} , γ_{yz} . Esses seis componentes tendem a deformar cada face de um elemento do material de acordo com a orientação do elemento.

Para encontrar as deformações máximas e mínimas utiliza-se a Equação (4) e para encontrar a deformação de cisalhamento máxima utiliza-se a Equação (5):

$$\epsilon_{1,2} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad (4)$$

$$\frac{\gamma_{\max}}{2} = \sqrt{\left(\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad (5)$$

2.6 PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS

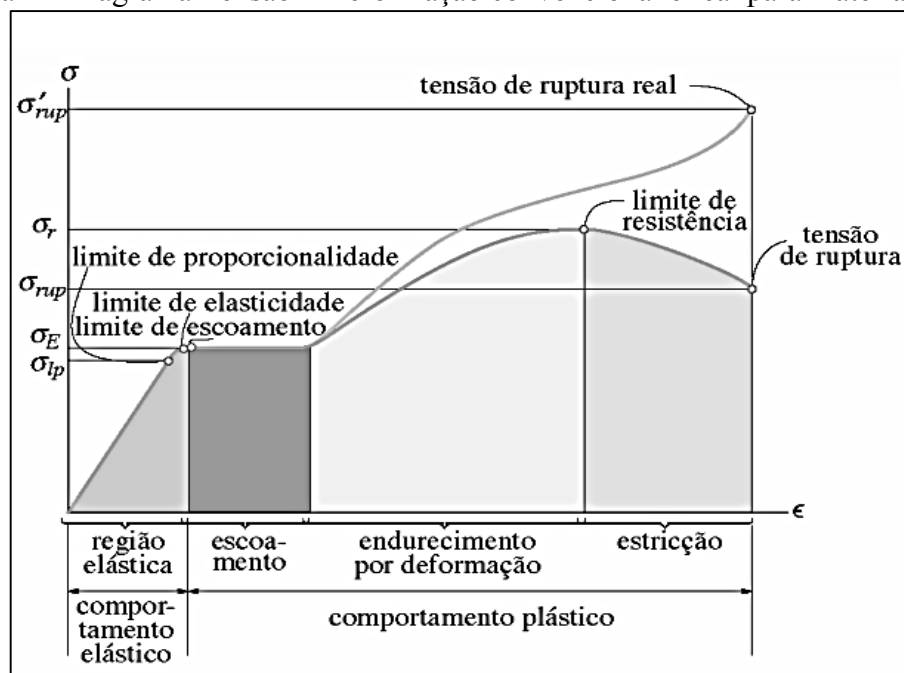
Nesse trabalho serão abordados os materiais isotrópicos e homogêneos. Esses materiais possuem o mesmo comportamento em qualquer direção e não possuem imperfeições na sua constituição física, sendo o aço um exemplo típico, o qual constitui o objeto de estudo deste trabalho.

2.6.1 Diagrama Tensão-Deformação

De acordo com Hibbeler (2004), a resistência de um material depende de sua capacidade de suportar a carga sem deformação excessiva ou ruptura. Essa propriedade faz parte do próprio material e pode ser determinada pelo teste experimental de tração ou compressão.

Conforme Hibbeler (2004), com os dados do teste de tração ou compressão, pode-se calcular diversos valores de tensão e deformação correspondente no corpo de prova. O diagrama tensão-deformação convencional é a curva resultante dos valores correspondentes de σ e ϵ , colocados em um gráfico onde a ordenada seja a tensão e a abscissa seja a deformação. Essa curva característica de materiais dúcteis pode ser vista na Figura 4, onde podem ser identificadas quatro diferentes características de deformação possíveis até a sua ruptura.

Figura 4 - Diagrama Tensão – Deformação convencional e real para material dúctil



Fonte: Hibbeler (2004)

Norton (2004), diz que o ponto de escoamento do material é quando o mesmo começa a ceder mais facilmente à tensão aplicada e sua taxa de deformação aumenta. Nesse ponto o valor da tensão define a resistência ao escoamento ou tensão limite de escoamento, σ_E ou S_y , do material. A resistência a tração, S_{ut} , ou também chamada de tensão de ruptura, σ_{rup} , é o valor da máxima tensão que o material pode suportar antes de sua ruptura.

Segundo Hibbeler (2004), o comportamento elástico do material, é quando a relação entre a tensão e a deformação se dá de maneira linear, de modo que a tensão é proporcional à deformação, sendo esta a região principal que envolve a teoria abordada nesse trabalho.

2.6.2 Relação Entre Tensão e Deformação

Conforme Shigley *et al* (2005), quando um corpo é carregado dentro do limite da região onde o comportamento é linear, também conhecida como a região onde a deformação é elástica, não haverá deformação permanente que será observada no material. De modo que se o corpo em análise for carregado acima da tensão de escoamento o material terá uma deformação plástica quando o carregamento for removido.

No intervalo linear, a relação uniaxial entre a tensão e a deformação sofrida por determinado material é fornecida pela lei de Hooke, sendo representada matematicamente pela Equação (6) onde σ é a tensão, E é o módulo de elasticidade ou módulo de Young, e ϵ é a deformação específica:

$$\sigma = E\epsilon \quad (6)$$

2.6.3 Coeficiente de Poisson

De acordo com Hibbeler (2004), quando um corpo deformável é submetido a uma força axial de tração, não só se alonga como também se contrai lateralmente. Da mesma forma uma força de compressão que atua sobre o corpo faz com que ele se contraia na direção da força e se expanda lateralmente. Matematicamente o coeficiente de Poisson é expresso pela Equação (7), onde ϵ_{lat} corresponde à deformação lateral ϵ_{long} à deformação longitudinal:

$$\nu = - \frac{\epsilon_{lat}}{\epsilon_{long}} \quad (7)$$

2.6.4 Lei de Hooke para o Estado Triaxial

De acordo com Hibbeler (2004), se o material está sujeito a um estado de tensão triaxial σ_x , σ_y e σ_z em determinado ponto do corpo, desenvolve-se nele as deformações normais associadas ϵ_x , ϵ_y e ϵ_z . As tensões são relacionadas às deformações por meio do princípio da superposição, da relação de Poisson e da lei de Hooke aplicada na direção uniaxial. O conjunto de Equações (8) expressa a forma geral da lei de Hooke para um estado de tensão triaxial. São elas:

$$\begin{aligned}\epsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)]\end{aligned}\quad (8)$$

O módulo de elasticidade de E relaciona-se ao módulo de cisalhamento G pela Equação (9):

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (9)$$

Sendo assim a lei de Hooke para tensão e deformação por cisalhamento é então escrita pelo conjunto de Equações (10):

$$\begin{aligned}\gamma_{xy} &= \frac{1}{G} \tau_{xy} \\ \gamma_{yz} &= \frac{1}{G} \tau_{yz} \\ \gamma_{xz} &= \frac{1}{G} \tau_{xz}\end{aligned}\quad (10)$$

2.7 CRITÉRIOS DE FALHAS

Norton (2004), cita que, de um modo geral, embora existam exceções, materiais dúcteis submetidos a carregamentos estáticos são limitados pelas suas tensões de cisalhamento, enquanto materiais mais frágeis são limitados pela tensão normal. Essa situação requer que se

tenham diferentes teorias de falhas para essas duas classes de materiais. A fim de prever possíveis falhas ocasionadas sob carregamento estático, neste trabalho serão utilizados dois critérios de falhas.

2.7.1 Teoria da Máxima Tensão de Cisalhamento

Norton (2004), descreve essa teoria prevendo que a falha de um material ocorre quando a tensão máxima de cisalhamento atuante em uma região excede a tensão máxima de cisalhamento desse mesmo material quando submetido a um ensaio de tração simples. Essa teoria também é conhecida como teoria de Tresca.

Conforme Shigley *et al* (2005), a tensão máxima de cisalhamento que um material pode suportar fica descrita pela Equação (11), onde $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ com σ_1 , σ_2 e σ_3 sendo as tensões principais que ocorrem no ponto.

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \geq \frac{S_y}{2} \quad (11)$$

2.7.2 Teoria da Máxima Energia de Distorção

Segundo Shigley *et al* (2005), a teoria prevê que ocorre escoamento quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume alcança ou excede à energia de deformação por distorção por unidade de volume correspondente ao escoamento sob tração ou compressão do mesmo material.

Norton (2004), cita que frequentemente, em situações envolvendo tensões combinadas normais e de cisalhamento ao mesmo ponto, é necessário definir uma tensão equivalente que possa ser usada para representar a combinação de tensões. Sendo assim a tensão equivalente de Von Mises permite tratar casos de tensão multiaxial combinada a tensões de cisalhamento como se fossem devido a um carregamento de tração pura. A tensão equivalente de Von Mises é encontrada através da Equação (12):

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (12)$$

A condição de escoamento através da teoria da máxima energia de distorção determina que a tensão equivalente σ' tem que ser maior que o limite de escoamento do material S_y , e pode ser escrita como na Equação (13).

$$\sigma' \geq S_y \quad (13)$$

2.8 FUNDAMENTOS DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Conforme Azevedo (2003), a utilização do método de elementos finitos (MEF), aplicado a uma análise linear estática, tem como principais objetivos a determinação do estado de tensões e deformações de um sólido qualquer de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores.

De acordo com Bathe (1996), a primeira fase de análise pelo método de elementos finitos consiste na criação da representação geométrica da estrutura em análise. Nessa fase as propriedades dos materiais, os carregamentos aplicados e as condições de contorno da geometria devem ser definidos.

Ainda conforme Bathe (1996), a geometria ou outro dado atual for muito complexo ou complicado é necessária então simplificá-la para a obtenção de um excelente modelo matemático. Na sequência é feito o processo de geração da malha, também conhecido como discretização do modelo, onde ocorre a divisão da geometria, que será analisada em partes menores. Em seguida, as equações diferenciais ligadas ao tipo de análise escolhida, correspondentes a cada parte da malha geométrica, conhecida usualmente como elemento finito, são resolvidas a partir de rotinas numéricas.

2.8.1 Tipos de Análise pelo MEF

A forma que o MEF é aplicado é dependente da situação do problema, conforme Azevedo (2003), quando é analisada uma estrutura, a primeira etapa a ser feita é classificá-la quanto à geometria, material e ações aplicadas.

Antes da utilização do MEF, deve ser definida qual será a análise a ser desenvolvida. Estas podem variar entre análises estáticas ou dinâmicas e lineares ou não lineares. De acordo com as condições do problema a ser analisado, esse trabalho utilizará a análise estática linear.

2.8.1.1 Análise estática e dinâmica

De acordo com Azevedo (2003), a análise pelo MEF em algumas situações, é razoável considerar que ações são aplicadas de um modo suficientemente lento, tornando desprezíveis as forças de inércia. Estes casos correspondem a uma análise estática, onde são determinados deslocamentos, tensões, deformações, forças nas estruturas e resultantes do carregamento aplicado.

Andrade (2011), diz que quando uma estrutura é submetida a ações dinâmicas, deve ser considerada a variação no tempo e as forças de inércia associadas às acelerações a que cada um dos componentes fica sujeito. Sendo assim, a análise se torna dinâmica.

2.8.1.2 Análise linear e não linear

Azevedo (2003), diz que ao analisar uma estrutura sólida, é normal considerar que os deslocamentos provocados por ações exteriores são muito pequenos em relação às dimensões dos componentes da estrutura. Neste caso, considera-se que não existe influência da modificação da geometria da estrutura na distribuição dos esforços e tensões, todo estudo é feito com base na geometria inicial, sem deformação. Se esta suposição não for levada em conta, a análise é considerada não linear geométrica.

2.8.2 Métodos de Solução Implícita e Explícita

Segundo Ciapparini (2012), nas soluções explícitas é aplicado o método das diferenças finitas centrais. *Softwares* como Ansys/Ls-dyna e Abaqus possuem este método de soluções explícitas, nesse método a solução do deslocamento em um dado instante é baseada nas condições de equilíbrio 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 $(t-\Delta t)$. O método de solução explícita é matematicamente representado na Equação (14) onde, o primeiro termo representa o vetor de aceleração no tempo t_n , o segundo a matriz massa, o terceiro e o último representam respectivamente a força externa e interna aplicadas.

$$\{\ddot{u}_n\} = [M]^{-1}\{F_n^{ext}\} - \{F_n^{int}\} \quad (14)$$

Segundo Ciapparini (2012), o método de solução implícita considera a condição de equilíbrio no próprio instante ($t+\Delta t$). *Softwares* de elementos finitos comerciais como o Ansys utiliza o método de Newmark para soluções implícitas, existem outros métodos que são aplicados a problemas com solução implícita, tais como o método de Houbolt, método de θ Wilson e o método da superposição modal. O método implícito é expresso matematicamente pela Equação (15), onde o primeiro termo representa o vetor deslocamento no tempo $t_{n+\Delta t}$, o segundo termo representa a matriz de rigidez e o último representa o vetor de força aplicada.

$$\{u_{(n+1)}\} = [K]^{-1}\{F_{n+1}^a\} \quad (15)$$

2.8.3 Metodologia de Trabalho pelo MEF

Segundo Pinto Filho (2004), a metodologia de trabalho pelo método de elementos finitos pode ser dividida em etapas para a busca e obtenção dos resultados para o problema, não importando o tipo de análise: estática ou dinâmica. Deve-se atentar para as seguintes etapas: geometria, propriedades dos materiais, condições de contorno, geração da malha e tipos de elementos.

2.8.4 Geometria

Conforme Pinto Filho (2004), a geometria serve como um molde para a construção da malha, quanto menor o tamanho do elemento, ou quanto mais elevada for a sua ordem, melhor a malha representará a geometria em que foi baseada.

De acordo com Alves Filho (2007), entende-se por geometria limpa aquela onde não existem vazios internos, onde chanfros, arredondamentos, roscas e detalhes são construídos por último, e estes detalhes não são usados como referência na construção. Ainda de acordo com Alves Filho (2007), uma geometria limpa facilita a construção da malha.

2.8.5 Propriedades dos Materiais

Conforme Pinto Filho (2004), a definição do material é realizada com base nas suas propriedades mecânicas reais como módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, densidade, entre outras. Dependendo da análise a ser realizada, alguns tipos de elementos necessitam de

propriedades adicionais, tais como: coeficiente de dilatação térmica e condutividade elétrica. A maioria das análises utilizando o MEF assumem que o material é isotrópico e homogêneo.

2.8.6 Geração da Malha

De acordo com Pinto Filho (2004), o processo de discretização do modelo é conhecido como a geração da malha e esta é a maneira de se comunicar com o programa de MEF. A precisão da solução depende primeiramente da qualidade da malha e essa é definida pela convergência do problema. Os deslocamentos globais devem convergir para um valor estável e os outros resultados devem convergir localmente.

Segundo Oliveira (2007), outra medida mais pertinente é a aparência da malha, a sua capacidade de representar visualmente a geometria da peça. Uma malha com boa aparência não obrigatoriamente é a melhor malha, porém uma malha de má aparência geralmente indica um sinal de problema. Uma malha de boa aparência possui elementos regulares, com boa forma e as transições de secções devem ser suaves e graduais sem elementos distorcidos ou parecendo escamas.

2.8.7 Condições de Contorno

Segundo Alves Filho (2007), é importante a consciência de que as condições de contorno são o aspecto de maior dificuldade no MEF. A determinação das condições de contorno e introdução do carregamento e deslocamento impostos ao modelo consistem no último passo no estágio de pré-processamento.

De acordo com Pinto Filho (2004), as condições de contorno são as que não fazem parte do modelo, mas que são atribuídas a este na tentativa de representar o seu ambiente de aplicação (carregamentos, restrições). As cargas podem ser definidas na forma de força, momento, pressão, gravidade e entre outras. As restrições podem impedir rotações ou deslocamentos gerados pelas cargas em uma ou mais direções.

Segundo Pinto Filho (2004), no caso da análise linear estática as condições de contorno são consideradas constantes ao longo de toda a solução, ou seja, desde a sua aplicação até o deslocamento final da estrutura, já na análise dinâmica as condições de contorno podem variar ao longo do tempo, e por fim na análise não linear a orientação e distribuição das condições de contorno podem variar a medida que o deslocamento da estrutura é calculado.

2.8.7.1 Tipos de elementos

Para a obtenção de resultados que melhor condizem com a realidade, é fundamental a escolha de um modelo que melhor represente a análise de uma estrutura, por isso existem vários fatores que precisam ser considerados para a escolha do elemento.

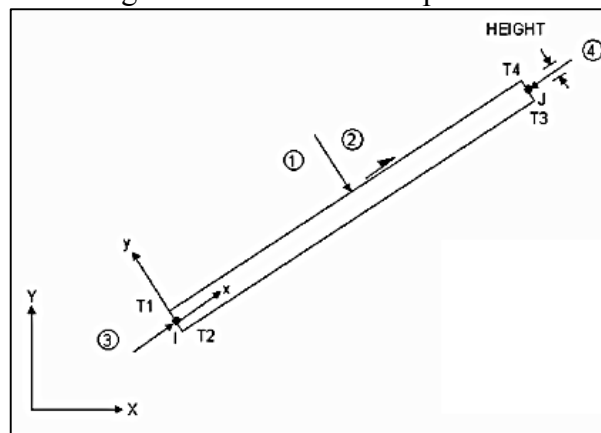
Os tipos de elementos normalmente utilizados para a discretização de um modelo são o elemento do tipo barra, do tipo casca e os modelos sólidos.

2.8.7.1.1 Elemento do tipo barra

De acordo com Pinto Filho (2004), no que diz respeito aos modelos do tipo barra pode-se dizer que este é o elemento mais simples. Modelos construídos a partir desse elemento podem ser lembrados como os que fornecem informação generalizada do comportamento do sistema.

Ainda referente a este modelo obtém-se resultados de forças de reação, momentos e deflexões que podem ser posteriormente usados como entradas em modelos mais detalhados e complexos. A Figura 5 representa um elemento do tipo barra.

Figura 5 – Elemento do tipo barra



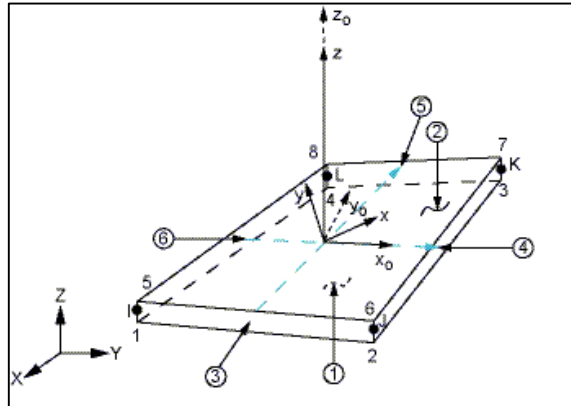
Fonte: Adaptado de Ansys User Guide (2011)

2.8.7.1.2 Elemento do tipo casca

Segundo Pinto Filho (2004), o termo casca refere-se a elementos planos quadriláteros ou triangulares que são usados para representar estruturas de paredes finas. Uma malha construída com quadriláteros é, normalmente, mais precisa em relação a uma construída com triângulos.

A principal indicação para a utilização desses elementos na definição de um modelo é quando a espessura da peça ou estrutura é pequena, se comparada com o tamanho total ou a sua área. A Figura 6 apresenta um elemento do tipo casca.

Figura 6 - Elemento do tipo casca



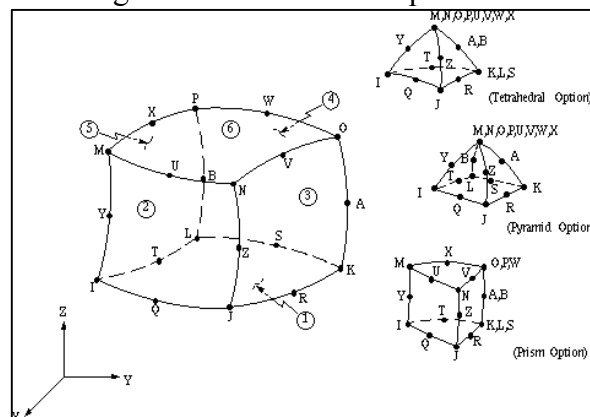
Fonte: Adaptado de Ansys User Guide (2011)

2.8.7.1.3 Elemento do tipo sólido

Quanto aos modelos sólidos, Pinto Filho (2004) diz que, são utilizados quando a peça não puder ser modelada com as aproximações planares ou como um modelo de barras. Pode-se citar exemplos desse tipo de situação objetos volumosos e de baixo perfil. Ao construir-se modelos sólidos deve-se levar em consideração que seus elementos podem ser combinados a outros tipos de elementos para que se alcance condições de contorno mais complexas e difíceis.

Nesse modelo podem ser incluídos modelamentos com soldas, chanfros, saliências, arredondamentos e transições, porém trata-se de um tipo de modelo que mais requer tempo computacional. A Figura 7 representa um elemento do tipo sólido.

Figura 7 - Elemento do tipo sólido



Fonte: Adaptado de Ansys User Guide (2011)

2.9 EXTENSOMETRIA

Extensometria é a técnica de medição de deformações nos materiais submetidos a carregamentos externos. Esta somente é possível através da medição da micro deformação resultante. Atualmente essa ferramenta vem sendo utilizada para o monitoramento e determinação de deformações que efetivamente ocorrem em componentes sob solicitações estáticas e dinâmicas.

A extensometria pode ser usada desde da fase do projeto do produto, testes até a solução de problemas. Normalmente ela é aplicada juntamente com o MEF, a fim de correlacionar pontos complexos e duvidosos do modelo. Para a realização dos testes é necessário a utilização de extensômetros elétricos, chamados de *Strain Gages*, bem como a sua instrumentação apropriada.

2.9.1 Extensômetro Elétrico (*Strain Gages*)

Segundo Barreto Junior (2009), o extensômetro elétrico de resistência é um elemento sensível que transforma pequenas variações de dimensões em variações equivalentes de sua resistência elétrica. Sua utilização constitui um meio de se medir e registrar o fenômeno da deformação como sendo uma grandeza elétrica.

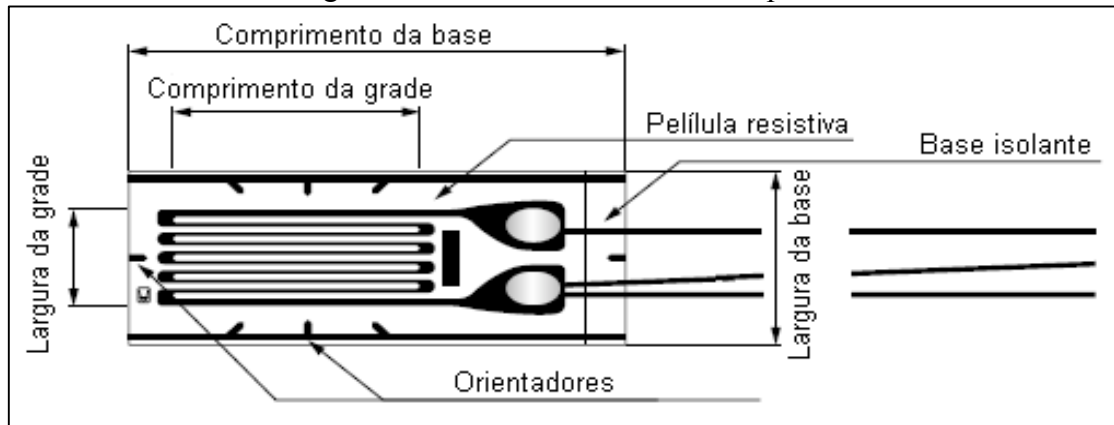
De acordo com Paulino (2007), o extensômetro elétrico é um dispositivo eletromecânico capaz de transformar uma variação de comprimento (ΔL) em uma variação elétrica sobre sua resistência (ΔR), entretanto quando o conjunto é aderido a um ponto da superfície metálica este copia a deformação (ϵ) deste ponto e converte em uma variação relativa de resistência elétrica, essa variação relativa é proporcional à deformação naquele ponto. A relação dessas duas variáveis relativas determina o fator de sensibilidade (K) do extensômetro elétrico. Pode-se escrever a Equação (16) da seguinte forma:

$$K = \frac{\Delta R \cdot L}{\Delta L \cdot R} \quad (16)$$

Existem diversos tipos de extensômetros elétricos, como os de fio, de lâmina, semicondutor e o soldável, estes são escolhidos de acordo com a sua aplicação.

A Figura 8 mostra um extensômetro elétrico simples com suas respectivas partes e componentes.

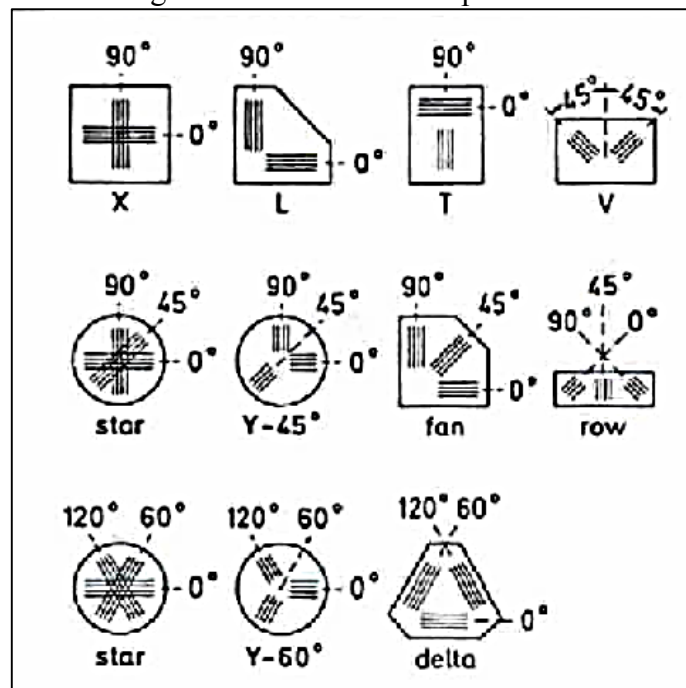
Figura 8 - Extensômetro elétrico simples.



Fonte: Adaptado de Kyowa (2003).

De acordo com Junior (2009), para conhecer as direções das deformações e a direção da tensão máxima de um corpo de prova de forma complexa ou que esteja sujeito a solicitações mal definidas, é recomendado recorrer ao uso dos extensômetros elétricos tipo roseta. Uma roseta é constituída por dois ou mais extensômetros sobre um único suporte, dispostos com ângulos de 45° , 60° , 90° , 120° e 240° , entre si. A Figura 9 mostra algumas configurações de rosetas.

Figura 9 - Extensômetro tipo roseta.

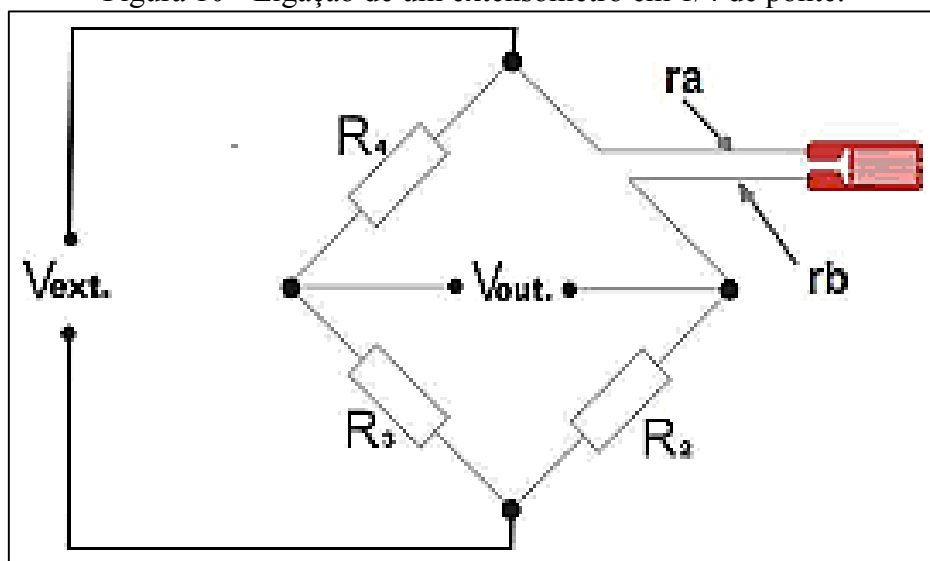


Fonte: Gallina (2003).

2.9.2 Ponte de Wheatstone

De acordo com Junior (2009), a ponte de Wheatstone é o circuito mais usado em extensometria, tanto para medidas de deformações estáticas quanto deformações dinâmicas. Este tipo de configuração permite eliminar com facilidade a influência da temperatura no extensômetro. A Figura 10 mostra o esquema de ligação de um extensômetro em uma ponte de Wheatstone.

Figura 10 - Ligação de um extensômetro em 1/4 de ponte.



Fonte: Kyowa (2003).

A deformação no componente provoca uma variação da resistência do extensômetro e como consequência ocorre um desequilíbrio que é captado pelo circuito e convertido em variação de tensão.

2.9.3 Sistema de Medição

De acordo com Gallina (2003), as deformações que podem ser medidas com extensômetros são normalmente muito pequenas. Por consequência os diferenciais de resistência também são muito pequenos e não podem ser medidos diretamente, portanto é necessária a inclusão do extensômetro em um sistema de medição, a fim de determinar a exata mudança de sua resistência e desta forma também para que seja possível a leitura das deformações no ponto medido.

Segundo Weber (2009), esse sistema é formado pelo extensômetro, que converte a deformação mecânica em mudança na resistência elétrica, seguido por um circuito de medição como já mencionado (ponte de Wheatstone), onde o extensômetro é uma das resistências e ambos são componentes passivos.

De acordo com Weber (2009), quando ocorre a alteração na resistência do extensômetro devido a uma deformação, o circuito da ponte perde a simetria e se torna desbalanceado, é necessária então a inclusão de um amplificador cuja finalidade é amplificar a tensão de saída da ponte a um nível adequado para instrumentos de indicação, onde pode ser facilmente observada e anotada através do *display*.

Ainda conforme Gallina (2003), equipamentos eletrônicos de processamento de dados podem ser conectados ao sistema substituindo os instrumentos de indicação com isso aumentando a versatilidade do sistema de forma significativa colaborando com a assertividade da medição.

2.10 UNIÕES SOLDADAS

Conforme Oliveira (2011), a soldagem consiste na união de dois ou mais materiais pela fusão do material na região de contato entre as partes, com ou sem adição de material de solda, isto ocorre mediante o emprego de calor e/ou força, formando assim, uma ligação permanente entre os materiais, a qual não pode ser dissolvida sem haver o comprometimento dos elementos.

2.10.1 Tensões em Juntas Soldadas de Topo e Filete

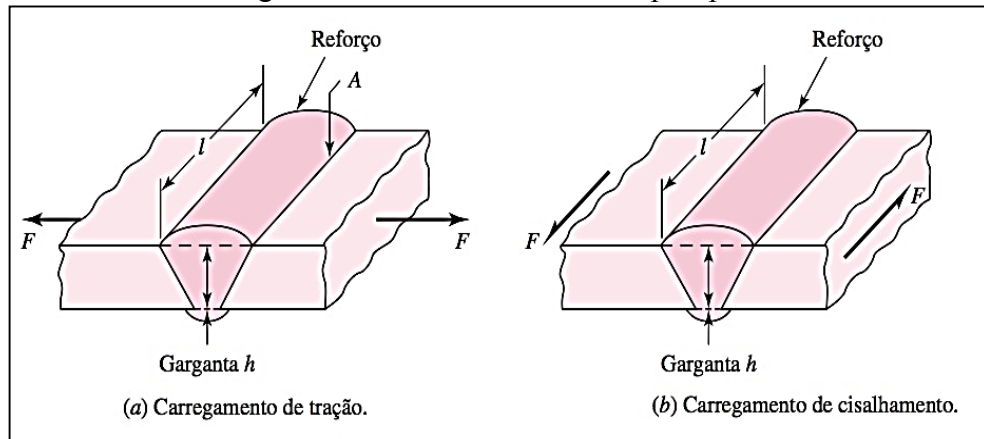
De acordo com Shigley *et al* (2005), a tensão normal média tanto para carregamento de tração quanto para o carregamento de compressão, é expressa pela Equação (17), onde (F) é a força aplicada, (*h*) é a garganta de solda e (*l*) é o comprimento de solda. A tensão média em uma solda de topo em razão ao carregamento de cisalhamento pode ser descrita pela Equação (18):

$$\sigma = \frac{F}{h l} \quad (17)$$

$$\tau = \frac{F}{h l} \quad (18)$$

A Figura 11 ilustra juntas soldadas com carregamento de tração e com carregamento de cisalhamento.

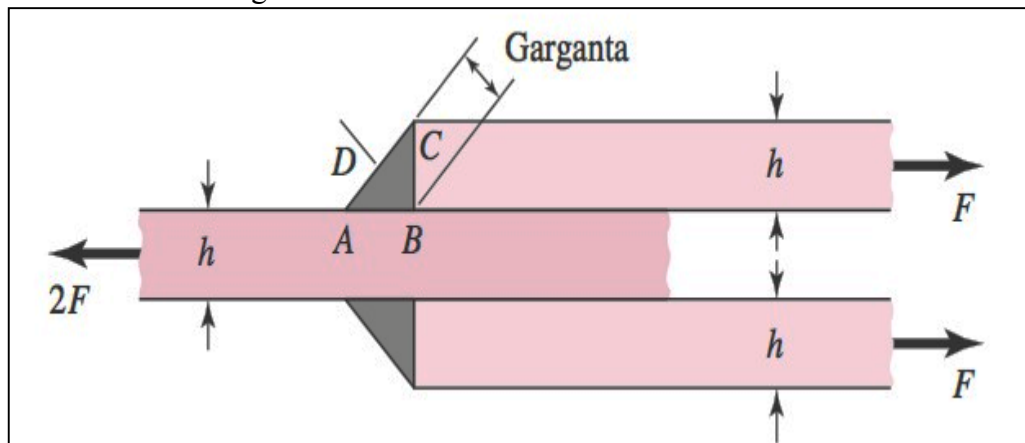
Figura 11 - Juntas soldadas de topo típica.



Fonte: Shigley *et al* (2005).

Ainda conforme Shigley *et al* (2005), para cordões de ângulo como o representado na Figura 12, e para efeitos de dimensionamento é usual considerar apenas a tensão de cisalhamento na garganta do cordão (DB) e desprezar a tensão normal.

Figura 12 - Junta soldada de filete transversal.



Fonte: Shigley *et al* (2005).

Para o caso de cordões em ângulo utiliza-se a Equação (19), que é considerada conservadora.

$$\tau = \frac{F}{0,707 h l} = \frac{1,414 F}{h l} \quad (19)$$

2.10.2 Tensões em Juntas Soldadas em Torção

De acordo com Shigley *et al* (2005), a reação no suporte de uma viga em balanço sempre consiste em uma força de cisalhamento (V) e um momento (M). A força de cisalhamento produz uma tensão primária de cisalhamento nas soldas onde (A) é a área de garganta de toda a solda. Essa tensão é representada pela Equação (20).

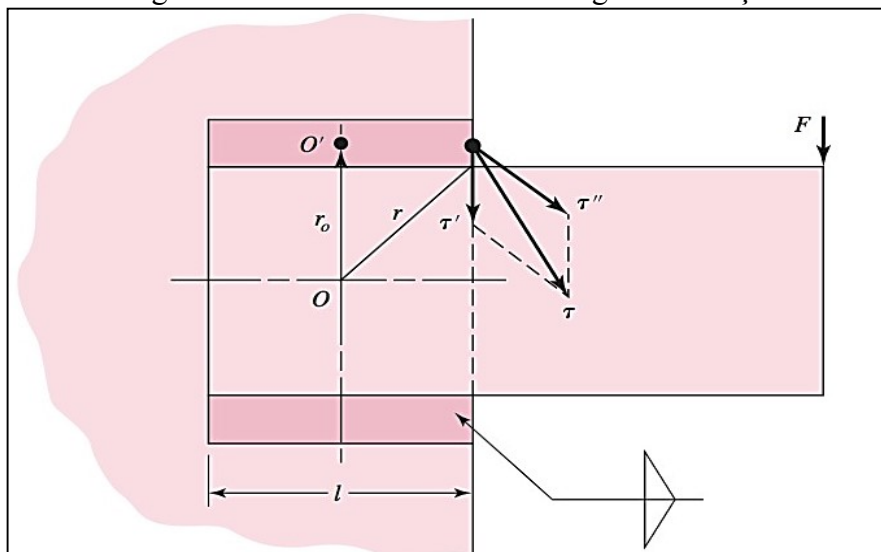
$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (20)$$

Ainda conforme Shigley *et al* (2005), o momento no apoio produz uma tensão secundária de cisalhamento (τ''), ou torção das soldas, e essa tensão é dada pela Equação (21), em que (r) é a distância do centroide do grupo de soldas até o ponto na solda de interesse e (J) é o momento de inércia polar da área do grupo de solda em relação ao centroide do grupo.

$$\tau'' = \frac{Mr}{J} \quad (21)$$

A Figura 13 ilustra uma viga em balanço de comprimento (l) soldada a uma coluna por duas soldas de filete.

Figura 13 - Junta soldada em uma viga de balanço.



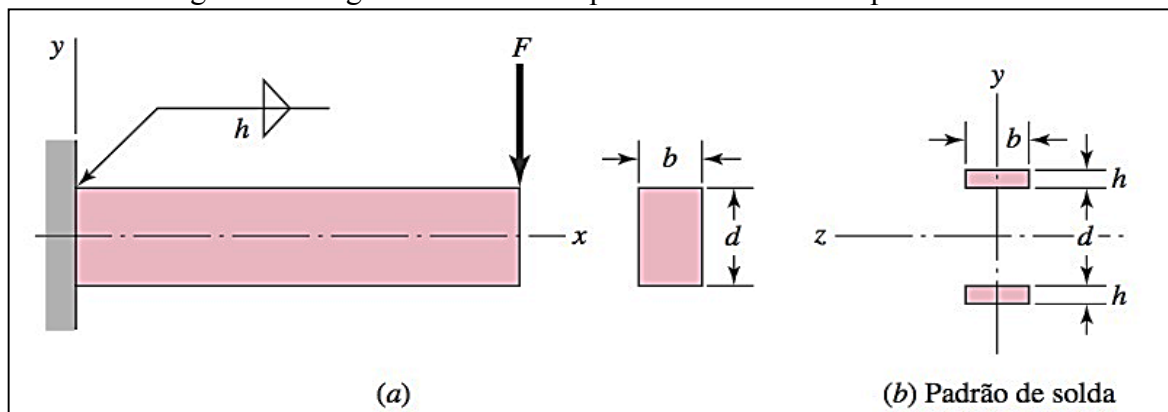
Fonte: Shigley *et al* (2005).

2.10.3 Tensões em Juntas Soldadas em Flexão

Conforme Shigley *et al* (2005), a força de cisalhamento produz um cisalhamento primário nas soldas quando submetidas a flexão, que é expressa pela Equação (22). A Figura 14 mostra uma viga em balanço soldada a um suporte por soldas de filete no topo e fundo. Um diagrama de corpo livre da viga mostraria uma reação de força cortante (V) e uma reação de momento (M), em que (A) é a área total de garganta.

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad (22)$$

Figura 14 - Viga soldada a um suporte nas bordas de topo e fundo.



Fonte: Shigley *et al* (2005).

Ainda de acordo com Shigley *et al* (2005), o momento (M) induz uma componente de tensão de cisalhamento de garganta nas soldas. Então a tensão nominal de cisalhamento da garganta é encontrada através da Equação (23), onde (I) é o momento de inércia baseado na área de garganta de solda.

$$\tau = \frac{Mc}{I} \quad (23)$$

2.11 DINÂMICA VEICULAR

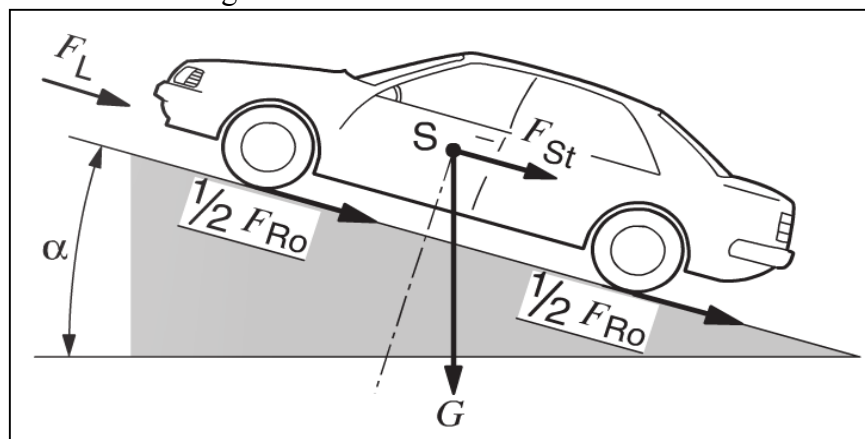
De acordo com Gillespie (1992), sempre que um veículo se desloca sobre uma superfície, sobre ele agem forças que tendem a mudar a sua trajetória, tais forças são provocadas pelo atrito entre o pneu e o solo, o atrito do ar e a superfície do carro e também a inclinação da pista e forças de inércia.

2.11.1 Resistência ao Movimento

Segundo Gillespie (1992), para que um veículo mantenha-se em movimento é necessário que a força motriz seja maior que as forças resistivas a esse movimento. A resistência ao movimento de um veículo possui diversos componentes, sendo que serão abordados os três principais como a resistência ao rolamento, a resistência aerodinâmica e a resistência à subida.

Conforme Bosch (2004), a Figura 15 ilustra as resistências ao movimento de veículos, (F_{Ro}) é a resistência ao rolamento, (F_L) a resistência aerodinâmica e (F_{St}) a resistência à subida.

Figura 15 - Resistência ao movimento.



Fonte: Bosch (2004)

De acordo com Bosch (2004), a resistência ao movimento pode ser calculada através da soma das componentes de resistência ao movimento conforme a Equação (24), onde (F_W) é a resistência ao movimento.

$$F_W = F_{Ro} + F_L + F_{St} \quad (24)$$

2.11.2 Resistência ao Rolamento

De acordo com Gillespie (1992), a resistência ao rolamento é decorrente da deformação da área de contato do pneu no solo, essa deformação exige do veículo mais potência do que se as rodas em contato com o solo não se deformassem. Ainda há a deformação do solo pela roda, atrito no escorregamento parcial dos pneus e circulação de ar dentro e em torno dos pneus.

Segundo Bosch (2004), a resistência ao rolamento (F_{Ro}) é uma força de atrito, e como tal é dependente do peso do veículo (G) e do coeficiente de resistência ao rolamento (f) e é expressa pela Equação (25) onde (α) é o ângulo de inclinação de rampa.

$$F_{Ro} = f \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (25)$$

2.11.3 Resistência Aerodinâmica

De acordo com Gillespie (1992), a resistência aerodinâmica ocorre devido ao deslocamento de ar pela composição e depende de fatores como a forma dos veículos, da sua seção transversal frontal, do comprimento, da velocidade com que a composição se desloca entre outros fatores.

Conforme Bosch (2004), resistência aerodinâmica (F_L) é expressa pela Equação (26), onde (Q) é a densidade do fluido, (c) o coeficiente de arrasto aerodinâmico, (A) a área transversal do veículo, (v) a velocidade do veículo e (v_0) a velocidade de proa.

$$F_L = 0,05 \cdot Q \cdot c \cdot A \cdot (v + v_0)^2 \quad (26)$$

2.11.4 Resistência à Subida

De acordo com Gillespie (1992), a resistência de rampa é causada pela ação da gravidade terrestre sobre a composição e pode ser positiva, isto é, atuar no sentido contrário ao movimento, numa subida, ou negativa, pode atuar no sentido do movimento, numa descida.

Segundo Bosch (2004), a resistência à subida (F_{St}) é expressa pela Equação (27), onde (G) é o peso do veículo e (α) o ângulo de rampa de subida.

$$F_{St} = G \cdot \sin \alpha \quad (27)$$

3 OBJETO DE ESTUDO

Este capítulo tem por objetivo detalhar o objeto de estudo deste trabalho, apresentando o veículo e detalhando os seus principais componentes e os componentes que foram analisados através do MEF.

3.1.1 Detalhamento do Veículo

O miniônibus escolar, conforme já mencionado é um veículo utilizado para o transporte escolar em áreas de difícil acesso, em todo o território nacional incluindo zonas rurais. Possui um peso bruto total na ordem de 7.500 Kg, sua carroceria tubular é montada sobre um chassi Agrale MA8000VL, com tração 4x4 (tração nas quatro rodas). As dimensões do veículo são de 6785 mm de comprimento, largura de 2200 mm e 2995 mm de altura, com capacidade para transporte de 26 alunos sentados. A Figura 16 ilustra o modelo do veículo V8L 4x4.

Figura 16 - Volare V8L 4X4.



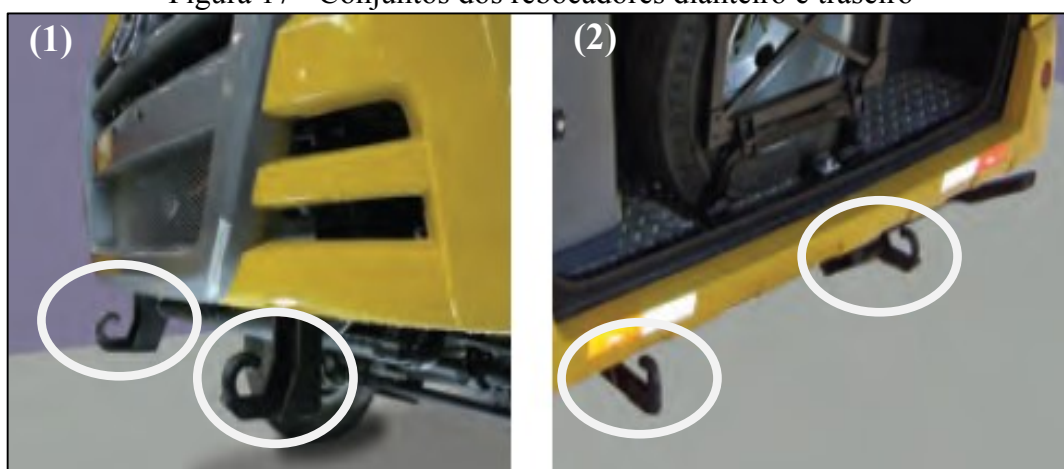
Fonte: Acervo Marcopolo (2013)

Nas partes dianteira e traseira do veículo estão localizados importantes componentes do veículo, estes componentes são chamados de rebocador do tipo gancho e são os objetos que foram estudados no decorrer deste trabalho.

Estes componentes são importantes devido ao tipo de transporte que este veículo é submetido, sendo os mesmos necessários para que seja efetuada a rebocagem do veículo, devido à ocorrência de alguma falha no mesmo ou situações adversas do terreno que o impeçam de trafegar.

Na Figura 17 é apresentada a visão da parte dianteira e traseira do veículo detalhando estes componentes onde a respectiva numeração representa: (1) conjuntos de rebocadores tipo gancho dianteiro e (2) conjuntos de rebocadores tipo gancho traseiro.

Figura 17 - Conjuntos dos rebocadores dianteiro e traseiro



Fonte: Acervo Marcopolo (2013)

3.1.2 Detalhamento do Objeto de Estudo

Esta secção tem por objetivo o detalhamento específico da montagem, forma construtiva e características técnicas do objeto de estudo deste trabalho, sendo este os conjuntos dos rebocadores tipo gancho dianteiro e traseiro.

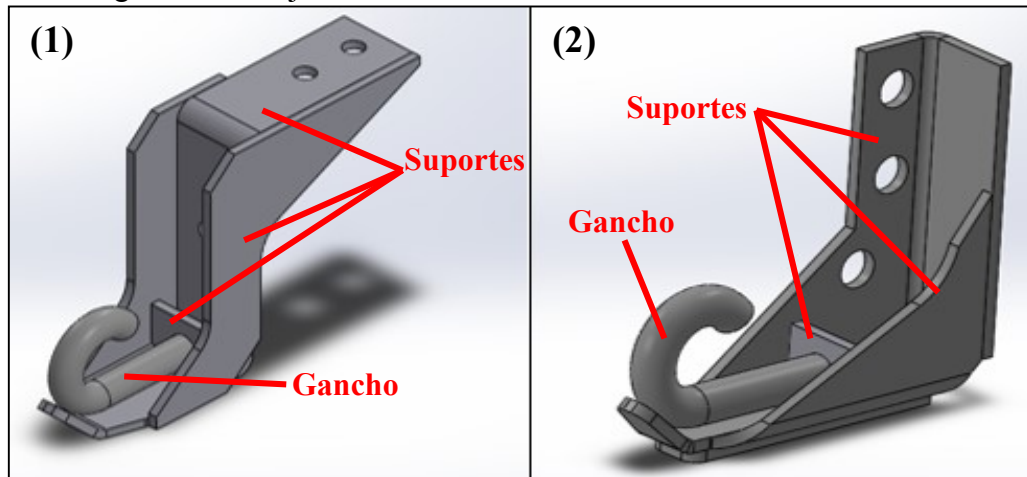
3.1.2.1 Conjunto dos rebocadores do tipo gancho dianteiro e traseiro

Os conjuntos dos rebocadores do tipo gancho dianteiros e traseiros são compostos pelos suportes de sustentação e pelo gancho de rebocagem. Os suportes são estruturas rígidas de aço SAE 1020, onde as chapas que compõem os suportes são fabricadas através de corte a laser e dobras e a união destes componentes são feitas pelo processo de soldagem.

O gancho de rebocagem é composto por uma barra cilíndrica de aço ASTM A36 laminado a quente e dobrado pelo processo de conformação, o mesmo é unido pelo processo de soldagem aos demais componentes que formam os conjuntos dos rebocadores.

A Figura 18 ilustra em (1) o conjunto do rebocador do tipo gancho dianteiro e em (2) o conjunto do rebocador do tipo gancho traseiro.

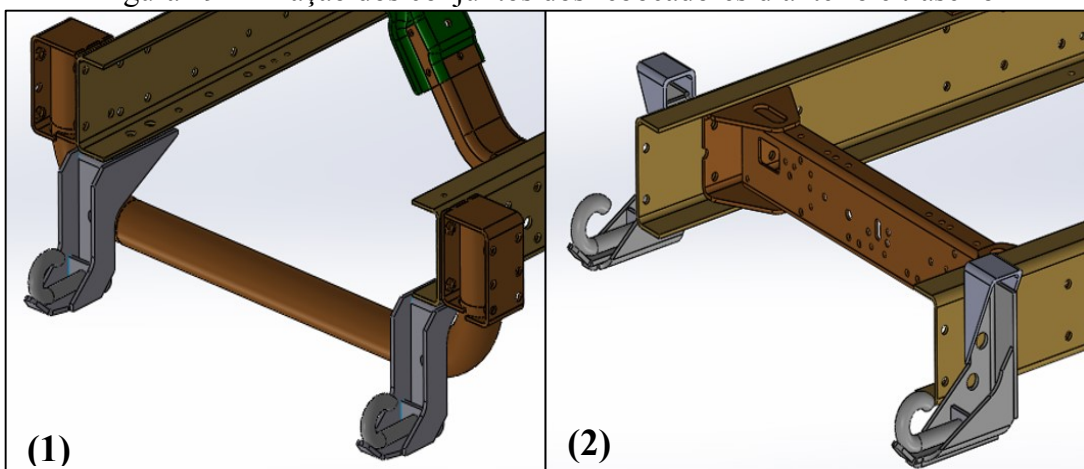
Figura 18 - Conjuntos dos rebocadores dianteiro e traseiro em CAD



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Ambos os conjuntos dos rebocadores são fixados através do processo de soldagem nas longarinas do chassi do veículo, sendo dois rebocadores na parte dianteira e dois na parte traseira. Ambos são diferenciados devido a sua forma de adaptação a região de fixação, possuindo simetria em relação ao plano longitudinal do veículo. A Figura 19 ilustra a fixação dos conjuntos dos rebocadores do tipo gancho nas longarinas do veículo, onde (1) apresenta a parte dianteira e (2) a parte traseira.

Figura 19 - Fixação dos conjuntos dos rebocadores dianteiro e traseiro

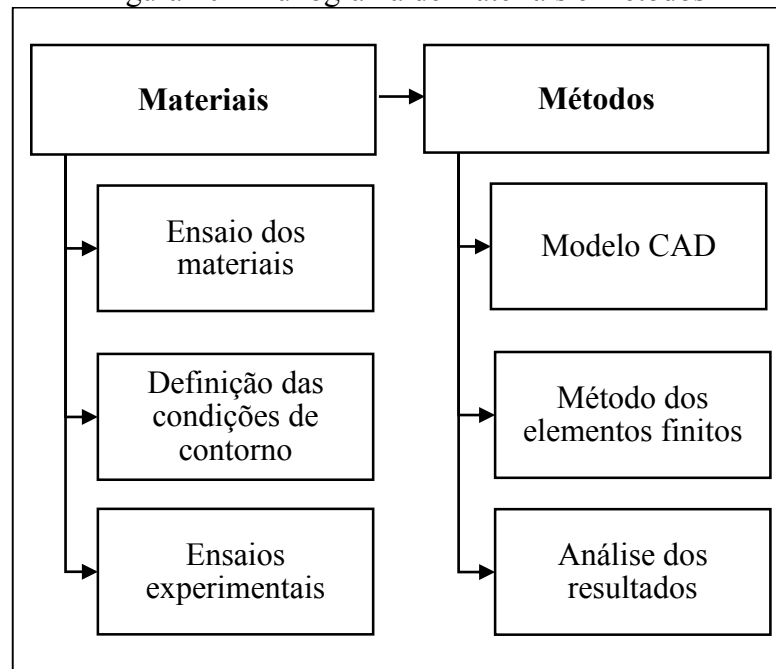


Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

4 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

Este trabalho teve seu desenvolvimento dividido em duas etapas principais, denominadas materiais e métodos, ambas as etapas utilizadas visaram a obtenção do resultado final e atingimento dos objetivos propostos, sendo estas etapas apresentadas na Figura 20.

Figura 20 - Fluxograma de materiais e métodos



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

4.1 MATERIAIS

Nesta etapa ocorreram todas as coletas de dados, ensaios e cálculos que foram executados antes do início do processo de análise pelo *software* de MEF. Os resultados encontrados a partir desta coleta de dados foram utilizados na etapa de métodos, bem como na análise dos resultados obtidos após a conclusão do MEF.

4.1.1 Ensaio dos Materiais

Nesta etapa foram realizados ensaios de tração com os materiais que compõem o conjunto do suporte do rebocador. Estes ensaios têm por objetivo encontrar o limite de escoamento (S_y) do material para a sua utilização no critério de falha durante a etapa da análise dos resultados.

Para a realização desses ensaios foram confeccionados nove corpos de provas de acordo com a NBR 6152, sendo cinco confeccionados a partir de chapas de aço laminado utilizados para a fabricação dos suportes do rebocador e quatro confeccionados a partir do material cilíndrico utilizado para a fabricação do gancho do conjunto do rebocador. A Figura 21 apresenta ambos os corpos de provas.

Figura 21 - Corpos de provas



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Os ensaios foram realizados no Laboratório de Ensaio Mecânicos da Marcopolo S.A, os resultados destes ensaios apresentam-se na Tabela 1.

Tabela 1 - Resultados do ensaio de tração

Corpo de prova	Área (mm ²)	Força máxima (kgf)	Tensão no escoamento (MPa)	Força Máxima (MPa)	Deformação Específica (%)
CP1 Chapa	101,64	4064,77	243,12	392,19	29,88
CP2 Chapa	96,88	4278,43	304,39	433,10	23,38
CP3 Chapa	99,51	4001,60	258,57	394,35	29,38
CP4 Chapa	99,75	3995,73	267,49	392,82	28,10
CP5 Chapa	99,51	3984,00	254,65	392,62	29,05
CP1 Cilíndrico	28,12	1599,19	540,24	557,7	4,86
CP3 Cilíndrico	28,12	1607,82	550,96	560,71	7,47

Fonte: Elaborado pelo autor com base no ensaio (2014)

Dois corpos de provas cilíndricos foram considerados inválidos, pois romperam fora do terço médio ensaiado.

4.1.2 Definição das Condições de Contorno

Esta etapa teve como o objetivo o levantamento das condições de contorno que foram utilizados na etapa de métodos, dentro do método dos elementos finitos. Essas condições foram levantadas através das solicitações encontradas no edital de normas técnicas do veículo e de condições que normalmente são encontradas em campo durante a utilização da rebocagem do veículo.

4.1.2.1 Levantamento dos carregamentos

O levantamento dos carregamentos foi executado tendo como base as especificações descritas no edital do governo federal, onde apresenta as condições mínimas exigidas para a utilização dos conjuntos dos rebocadores dianteiros e traseiros desse tipo de veículo. O edital do governo federal foi apresentado no referencial teórico e estipula que os conjuntos dos rebocadores devem resistir aos carregamentos impostos com o veículo em movimento localizado em rampas de até 6% de inclinação, em estradas não pavimentadas e estando ou não em trajetórias circulares.

Com base nas informações do edital do governo federal buscou-se métodos para o levantamento dos carregamentos impostos para a rebocagem de um veículo nas condições acima descritas. Para isso utilizou-se a teoria da dinâmica veicular apresentada no referencial teórico.

4.1.2.1.1 *Levantamento da resistência total ao movimento do veículo*

O levantamento da resistência total ao movimento do veículo foi realizado para encontrar qual é a força necessária para a rebocagem do veículo nas condições citadas anteriormente, ou seja, o mesmo em uma rampa de 6% de inclinação e em estradas não pavimentadas, sendo que a única força a ser imposta ao veículo é devido a rebocagem do mesmo.

Como apresentado no equacionamento do referencial teórico a resistência total ao movimento do veículo, é dado pelo somatório da resistência ao rolamento, resistência a subida de rampas e a resistência aerodinâmica, sendo que a última foi desconsiderada devido à baixa velocidade que o veículo se encontrará em uma situação de rebocagem. A Figura 22 apresenta

as forças envolvidas devido ao movimento do veículo, onde (F_{St}) representa a resistência a subida, (F_{Ro}) representa a resistência ao rolamento e (G) a força peso do veículo.

Figura 22 - Análise das forças de movimento do veículo



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

A resistência ao rolamento (F_{Ro}) levantada, é demonstrada a seguir, onde levou-se em consideração o coeficiente de resistência ao rolamento (f), de 0,05, o qual é apresentado por BOSCH (2004), no referencial teórico, para estradas não pavimentadas. Na Equação (28) é apresentada a resolução da resistência ao rolamento, em que (α) é o ângulo de rampa, onde utilizou-se o ângulo máximo de inclinação da rampa de $3,43^\circ$, que corresponde a uma rampa de 6% de inclinação e (G) é o peso do veículo.

$$F_{Ro} = f \cdot G \cdot \cos \alpha \quad (28)$$

$$F_{Ro} = 0,05 \cdot (7500 \cdot 9,81) \cdot \cos 3,43^\circ$$

$$F_{Ro} = 3672 \text{ N}$$

A resistência a subida de rampas (F_{St}), foi levantada a seguir, assim como a resistência ao rolamento, utilizou-se o ângulo máximo de inclinação da rampa de $3,43^\circ$, que corresponde a uma rampa de 6% de inclinação conforme Equação (29).

$$F_{St} = G \cdot \sin \alpha \quad (29)$$

$$F_{St} = (7500 \cdot 9,81) \cdot \sin 3,43^\circ$$

$$F_{St} = 4402 \text{ N}$$

Com isso obtêm-se o valor final da força de resistência total ao movimento (F_w) necessária para a rebocagem do veículo nas condições anteriormente descritas, conforme apresentado na Equação (30).

$$\begin{aligned} F_W &= F_{Ro} + F_L + F_{St} \\ F_W &= 3672 + 0 + 4402 \\ F_W &= 8074 \text{ N} \end{aligned} \tag{30}$$

4.1.2.2 Levantamento das principais condições de rebocagem

O processo de levantamento das principais condições de rebocagem do veículo, buscou encontrar as principais maneiras executadas em campo para efetuar a rebocagem do mesmo. Esse levantamento utilizou-se de testes realizados em campo e observações técnicas de possíveis situações encontradas quando ocorre a necessidade de rebocamento do veículo e o conhecimento adquirido pela empresa em outros projetos desse segmento de veículo. Com base nessas informações levantou-se assim, três condições principais de rebocagem que podem ser aplicadas tanto nos rebocadores dianteiros, quanto aplicados nos rebocadores traseiros do veículo.

Todas as condições de rebocagem levantadas em campo, levaram em consideração que a aplicação da força fosse gradativamente lenta de modo a evitar possíveis choques no conjunto do rebocador do tipo gancho. Também foi considerado que tanto o veículo que está sendo rebocado, quanto o veículo que está efetuando o rebocamento estejam no mesmo plano, tornando assim o elemento de rebocagem (cabo de aço, cinta ou corrente) paralelo a inclinação do plano.

4.1.2.2.1 Carregamento condição I

O carregamento na condição I é normalmente encontrado em campo em possíveis situações de rebocagem, quando necessita-se efetuar o rebocamento do veículo com a colocação do elemento de rebocagem (cabo de aço, cinta ou corrente) em apenas um conjunto do rebocador do tipo gancho, mantendo a direção do elemento de rebocagem paralela ao do veículo.

A Figura 23 ilustra a forma de rebocagem, segundo o carregamento encontrado para condição I.

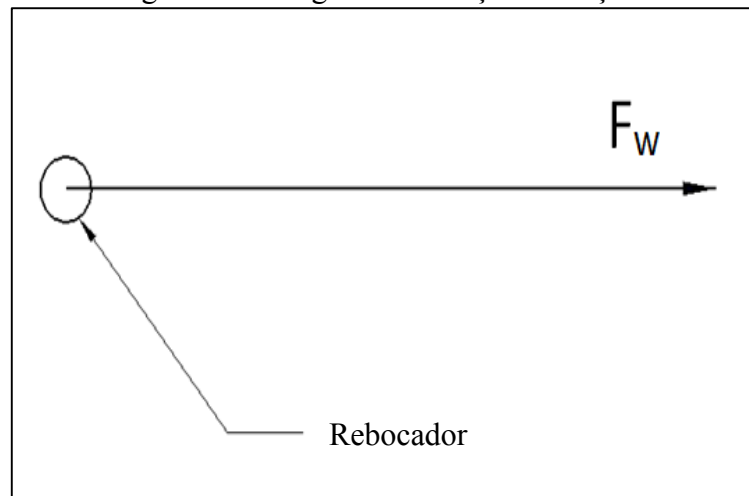
Figura 23 - Rebocagem paralela ao elemento de rebocagem



Fonte: Acervo Marcopolo (2014)

Conforme observado na Figura 23, a força aplicada ao suporte ocorre da maneira demonstrada na representação abaixo, Figura 24. Onde (F_w) é a força aplicada ao suporte e a sua direção é paralela ao veículo e a rampa.

Figura 24 - Diagrama de forças condição I



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

4.1.2.2.2 Carregamento condição II

O carregamento na condição II é encontrado quando a rebocagem ocorre apenas em um conjunto do rebocador, sendo que neste caso o elemento de rebocagem apresenta uma variação angular em relação ao plano longitudinal do veículo. A Figura 25 ilustra a forma de rebocagem, segundo o carregamento da condição II.

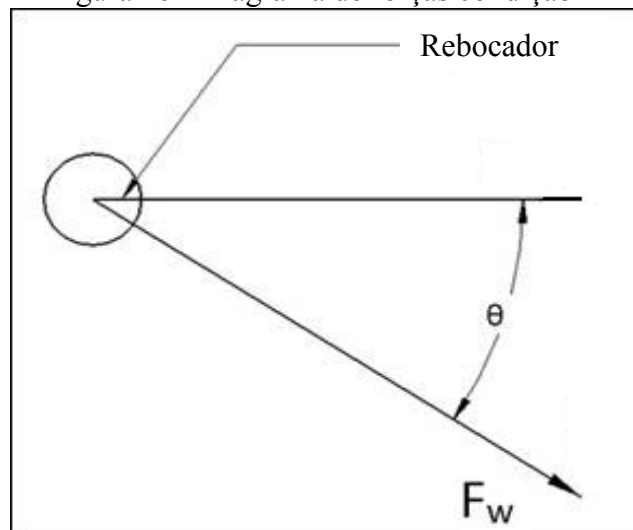
Figura 25 - Rebocagem com variação angular



Fonte: Acervo Marcopolo (2014)

Conforme observado na Figura 26, esse carregamento apresenta uma variação angular em relação ao eixo longitudinal do veículo, conforme demonstrado abaixo na Figura 28. Onde (F_w) representa a força no sentido do ângulo.

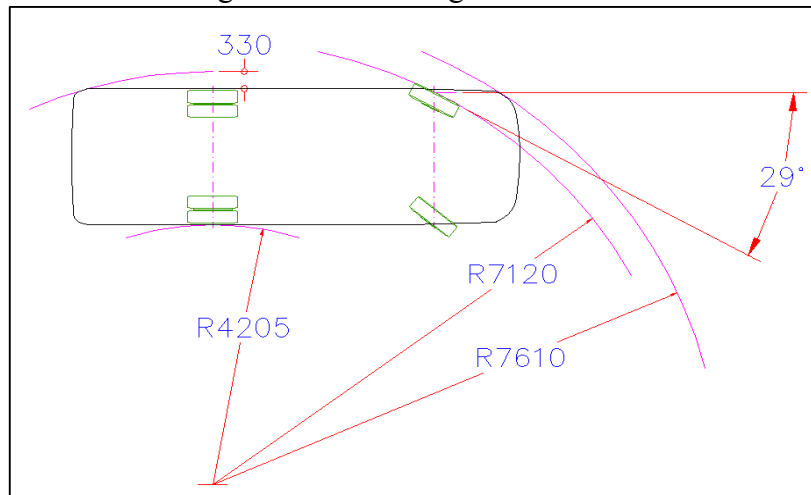
Figura 26 - Diagrama de forças condição II



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Para determinar o ângulo (θ) apresentado na Figura 26, utilizaram-se as especificações quanto ao raio de giro do chassi Agrale MA8000VL, onde observou-se que o ângulo formado por uma reta tangente ao raio de giro e o sentido normal ao veículo, forma um ângulo de 29° , conforme Figura 27.

Figura 27 - Raio de giro do veículo

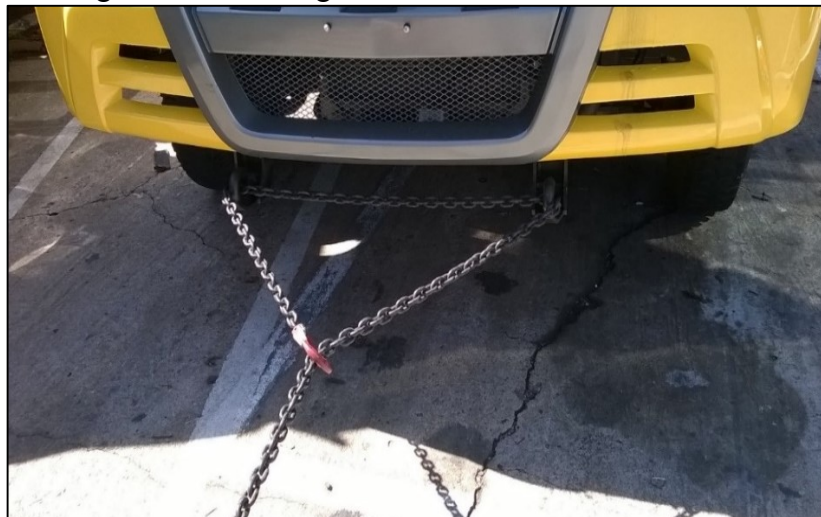


Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

4.1.2.2.3 Carregamento condição III

O carregamento na condição III é normalmente encontrado em campo, quando a rebocagem é efetuada através da ligação entre ambos os conjuntos do rebocador pelo mesmo elemento de rebocagem conforme demonstrado na Figura 28.

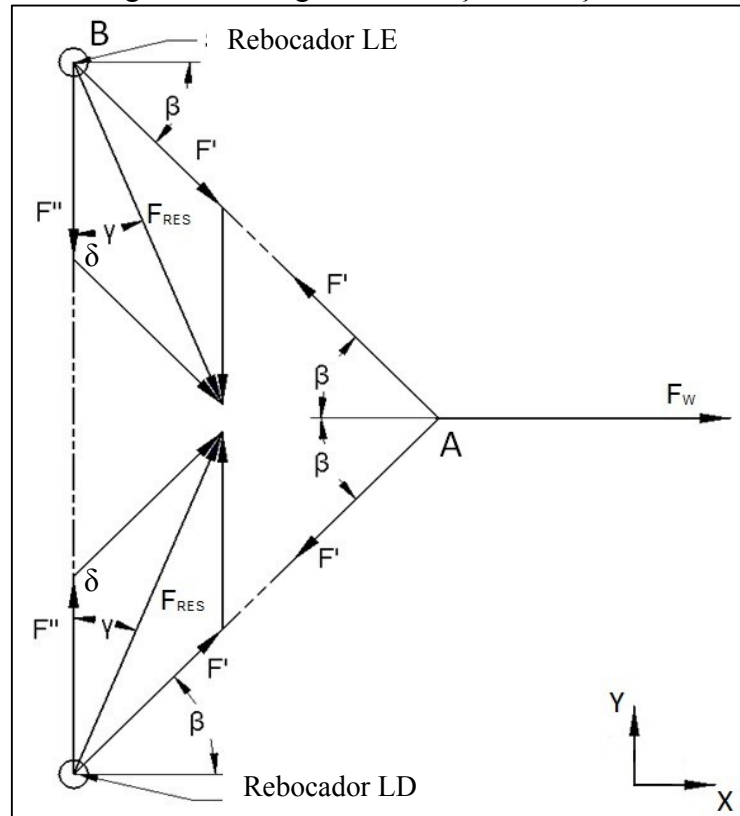
Figura 28 - Rebocagem utilizando os dois rebocadores



Fonte: Acervo Marcopolo (2014)

Através da análise da Figura 28, foi levantado o diagrama de forças da Figura 29, onde executou-se a soma vetorial das forças para encontrar a resultante dos carregamentos nos conjuntos dos rebocadores.

Figura 29 - Diagrama de forças condição III



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Nesse diagrama foram representadas todas as direções das forças conforme encontradas na Figura 29, onde (F_W) representa a força aplicada no elemento de rebocagem, que é a mesma necessária para colocar o veículo em movimento. As forças (F') e (F'') representam as decomposições da mesma para encontrar a (F_{RES}) aplicada aos conjuntos dos rebocadores. Considerou-se para essa condição que o ângulo entre os elementos de rebocagem que fixam os conjuntos dos rebocadores é de 90° (2β), e o ângulo (γ) indica o ângulo entre a força resultante e a transversal do veículo.

Analisando o diagrama de forças, pode-se levantar a força resultante (F_{RES}) a qual será aplicada no modelo MEF. Observando a simetria entre ambos os lados e considerando que o ângulo entre os ramos do elemento de rebocagem é de 90° .

Primeiramente foi levantada qual a força que cada ramificação do cabo é submetida, para isso utilizou-se o somatório de forças no ponto A da Figura 29, conforme Equação (31).

$$\sum F_x = 0 \quad (31)$$

$$F_W - 2 \cdot F' \cdot \cos \beta = 0$$

$$F' = \frac{F_W}{2 \cdot \cos \beta}$$

$$F' = \frac{8074}{2 \cdot \cos 45^\circ}$$

$$F' = 5709 \text{ N}$$

Para encontrar a força (F'') foi calculado pela Equação (32), onde (μ) é o coeficiente de atrito entre o rebocador e o elemento de rebocagem que foi considerado o valor de 0,147 e (ω) é o ângulo de abraçamento dos mesmos, que é de 135° ou $3\pi/4$.

$$\frac{F'}{F''} = e^{\mu\omega} \quad (32)$$

$$\frac{5709}{F''} = e^{0,147 \cdot 3\pi/4}$$

$$F'' = 4037 \text{ N}$$

Após encontrar todas as forças atuantes nas ramificações do elemento de rebocagem, é possível encontrar a força resultante (F_{Res}) atuante nos dos rebocadores, onde esta força resultante é encontrada através da soma vetorial entre a (F') e a (F''), conforme Equação (33).

$$F_{Res} = \sqrt{F'^2 + F''^2 + 2 \cdot F' \cdot F'' \cdot \cos \beta} \quad (33)$$

$$F_{Res} = \sqrt{5709^2 + 4037^2 + 2 \cdot 5709 \cdot 4037 \cdot \cos 45^\circ}$$

$$F_{Res} = 9027 \text{ N}$$

E o ângulo (γ), que é ao ângulo de (F_{Res}) em relação ao plano transversal do veículo foi encontrado através da lei dos senos como apresentado na Equação (34).

$$\frac{F_{Res}}{\sin \delta} = \frac{F'}{\sin \gamma} \quad (34)$$

$$\frac{9027}{\sin 135^\circ} = \frac{5709}{\sin \gamma}$$

$$\gamma = 26,56^\circ$$

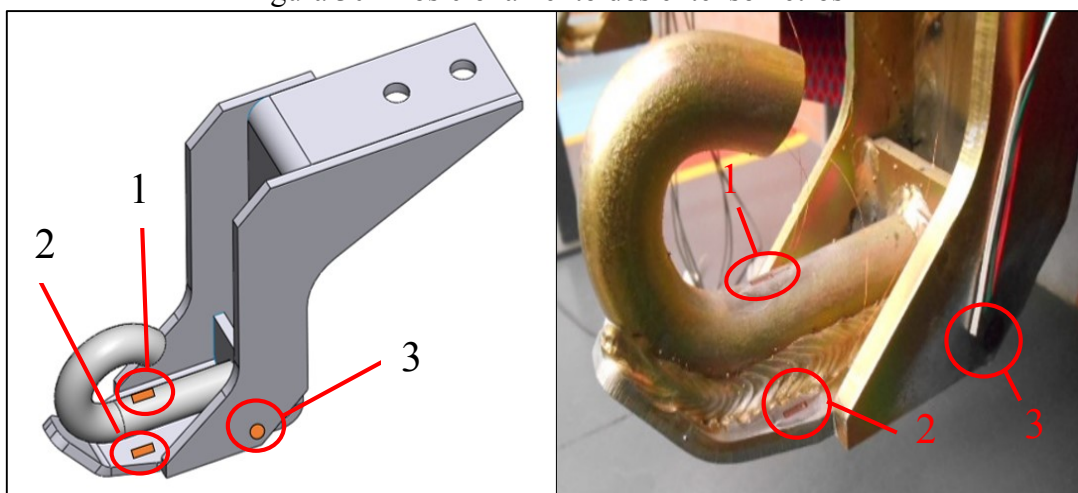
4.1.3 Ensaios Experimentais Para Calibração do Modelo

Visando a calibração do modelo numérico, foi realizado um ensaio experimental de extensometria para a obtenção das deformações em determinadas regiões de controle, quando o conjunto é submetido a uma força pré-determinada.

Devido à similaridade entre os rebocadores dianteiros e traseiros, optou-se pela realização do teste apenas na parte dianteira do veículo. Para isso foi construído o modelo físico montado conforme situação original do chassi e aplicado o carregamento conforme levantado na condição I. Para a realização do ensaio, foi utilizada a estrutura de testes do laboratório de engenharia experimental da Marcopolo.

Os conjuntos dos rebocadores foram instrumentados com extensômetros, os posicionamentos dos mesmos foram definidos através de uma análise prévia executada no MEF e com auxílio da experiência do orientador deste trabalho, assim como para a decisão da utilização do tipo de extensômetro. Foram utilizados três extensômetros posicionados todos no suporte do rebocador do tipo gancho dianteiro do lado esquerdo. Foram utilizados dois extensômetros unidirecionais de 5 mm de comprimento, com fator de $2,1 \pm 1\%$, resistência de $119,6 \pm 0,4 \Omega$ e coeficiente de temperatura de $0,008 \% / ^\circ\text{C}$. E também foi utilizado um extensômetro roseta do tipo triaxial de 5 mm de comprimento e com fator de $2,08 \pm 1\%$. A Figura 30 ilustra os posicionamentos dos extensômetros no conjunto do rebocador.

Figura 30 - Posicionamento dos extensômetros



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Com o modelo dianteiro físico devidamente fixado na bancada de ensaio conforme descrita na condição I, foi aplicada a força no suporte através de um atuador hidráulico.

A Figura 31 apresenta a aplicação da força no conjunto do rebocador através do atuador hidráulico durante a realização do ensaio.

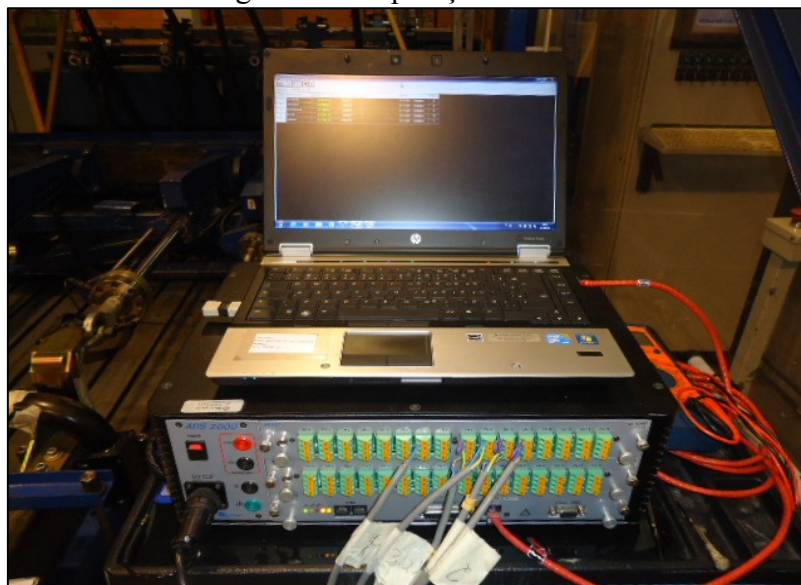
Figura 31 - Bancada de testes



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

A leitura das deformações foi realizada através de um aparelho de aquisição de sinais analógicos para extensometria. A *interface* entre o aparelho foi realizada através de um computador portátil. A Figura 32 ilustra a forma de aquisição de dados.

Figura 32 - Aquisição de sinais



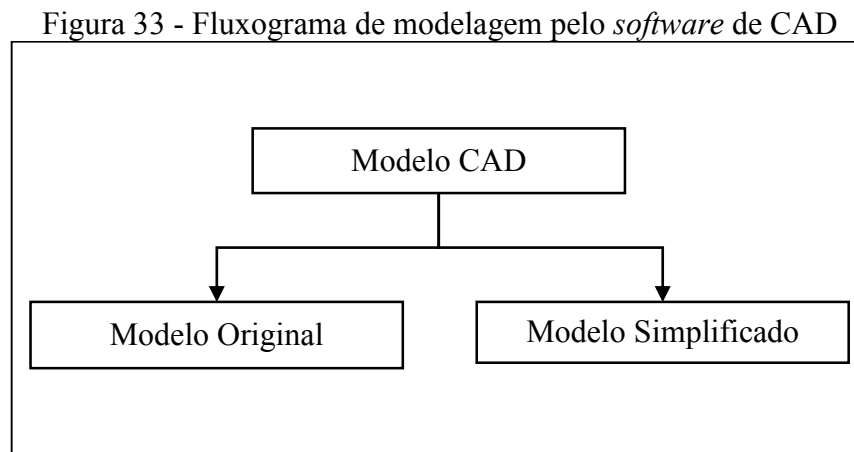
Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

4.2 MÉTODOS

Nessa etapa é apresentada a metodologia utilizada para a análise da proposta deste trabalho. Primeiramente foi abordada a etapa de modelagem em CAD e posteriormente a análise pelo MEF.

4.2.1 Modelo CAD

Nesta etapa foram criados dois modelos em CAD, um modelo intitulado como modelo original e outro como sendo o modelo simplificado. Conforme demonstrado no fluxograma da Figura 33.



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

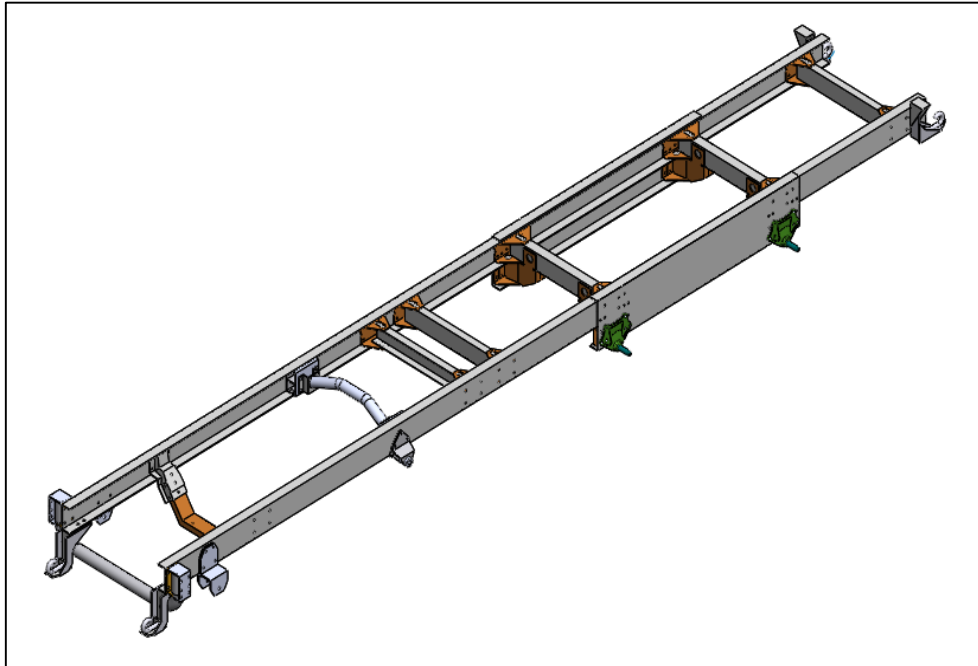
4.2.1.1 Modelo Original

O modelo original é o modelo que foi utilizado para o desenvolvimento do projeto, sendo este fiel ao modelo físico dos componentes. Desenhado utilizando o *software* CAD *SolidWorks*, sendo que seu principal objetivo foi de servir como referência para a criação do modelo simplificado.

O modelo original é constituído pelo chassi Agrale MA8000VL mantendo as longarinas, travessas e os reforços do chassi. Nas longarinas estão fixados os conjuntos dos rebocadores do tipo gancho dianteiro e traseiro.

Na Figura 34 é apresentado o modelo original parcial do chassi com os devidos conjuntos dos rebocadores montados na sua devida posição.

Figura 34 - Chassi original parcial em CAD



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

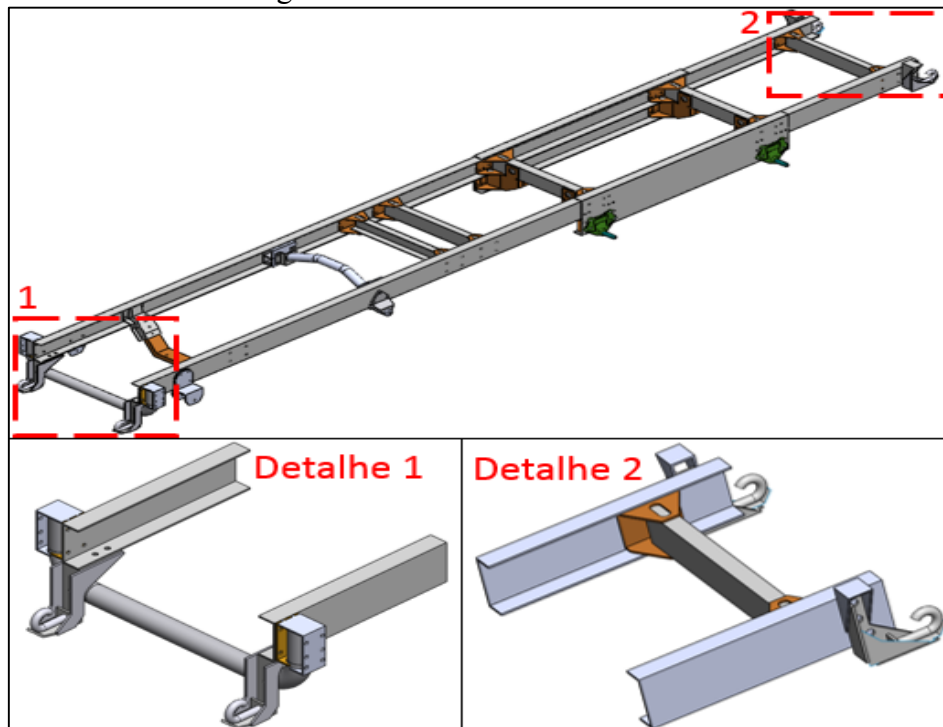
4.2.1.2 Modelo simplificado

O processo de simplificação do modelo CAD objetivou a criação da geometria a qual foi utilizada para a execução da análise pelo *software* MEF. Em relação ao modelo original ocorreram simplificações, que foram executadas utilizando o *software* de CAD *SolidWorks*. Estas simplificações tiveram como objetivo melhorar a qualidade e a geração da malha pelo *software* de MEF e devido a essas simplificações reduzir o tempo computacional de análise pelo *software*.

Na primeira etapa do processo de simplificação foi executada a análise do que era realmente importante estruturalmente para a geração da análise. Sendo assim optou-se em analisar apenas os conjuntos dos rebocadores do tipo gancho, trazendo para análise apenas uma pequena porção do chassi do veículo, deste modo apenas as regiões dianteira e traseira foram analisadas, desprezando o restante dos itens do chassi, que para a análise em questão podem ser desprezados.

Na Figura 35 é apresentado o modelo em CAD do chassi original detalhando a região dianteira e traseira, onde no detalhe (1) é apresentado a região dianteira e no detalhe (2) é apresenta a região traseira do chassi e em ambos os detalhes é possível observar ambos os conjuntos dos rebocadores.

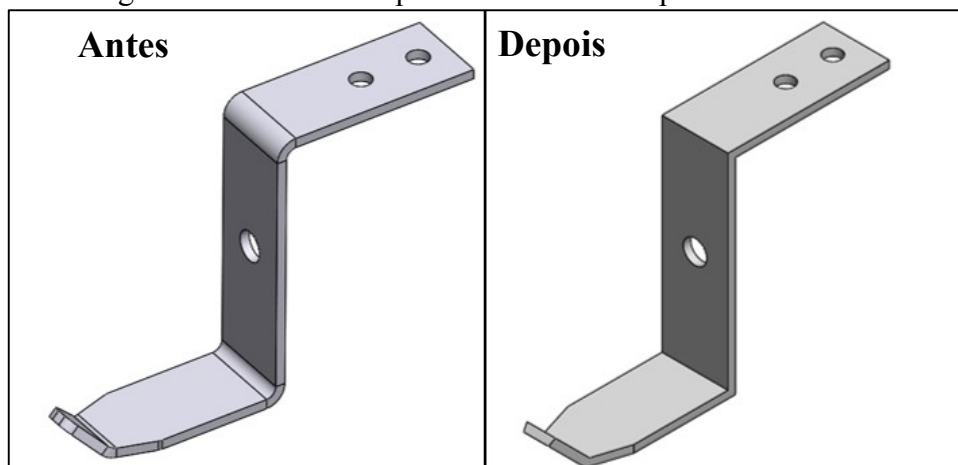
Figura 35 - Detalhamento do Chassi



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

A segunda etapa do processo de simplificações teve como objetivo eliminar raios, arredondamentos, chanfros, roscas e furos que não fossem relevantes estruturalmente para a análise. Essas simplificações das geometrias dos componentes foram realizadas com o uso do *software* de CAD. Na Figura 36 é apresentada uma visão de um dos componentes do modelo antes e após a execução das simplificações, onde é possível observar a remoção dos raios de dobra.

Figura 36 - Modelo simplificado de um componente em CAD

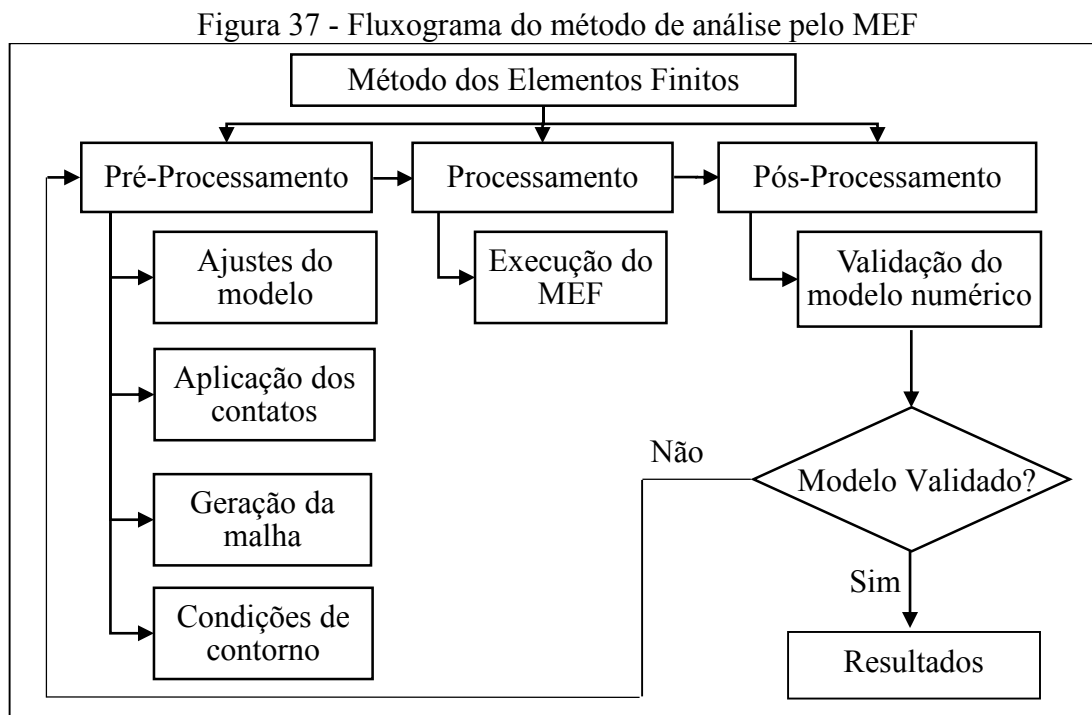


Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Mesmo sabendo que com o processo de simplificação as modificações efetuadas tornariam os componentes diferentes em relação ao modelo original, procurou-se que mesmo com o processo de simplificação realizado na geometria, o modelo resultante mantivesse a semelhança estrutural ao modelo original, para que desta forma não ocorressem mudanças significativas nos resultados da análise.

4.2.2 Método dos Elementos Finitos

Neste estudo foi realizada a análise pelo MEF, sendo que esta foi executada através do uso do *software* comercial *Ansys Workbench*, que é muito utilizado em análises de MEF em diversos setores da engenharia. A análise foi dividida em três etapas e estas são apresentadas na Figura 37.



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

4.2.2.1 Pré-Processamento

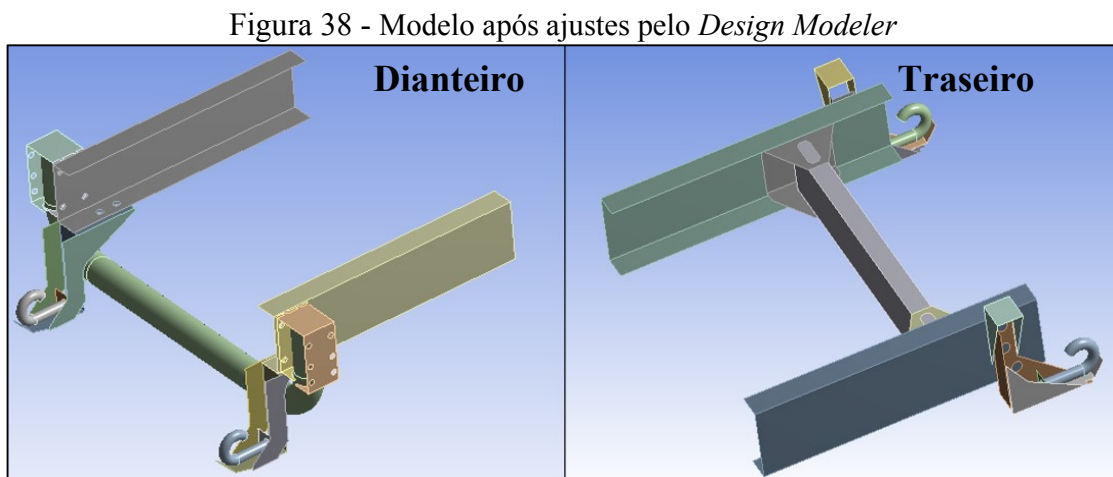
Nesta etapa ocorreu a execução de todos os procedimentos necessários antes do início da execução da solução do modelo numérico pelo *software* de MEF, todos estes procedimentos foram executados em diferentes ambientes do *software* e serão descritos detalhadamente em cada etapa que segue.

4.2.2.1.1 Ajustes do modelo

Nesta etapa efetuou-se a importação da geometria simplificada, a qual foi executada utilizando o *software* CAD para o ambiente *Design Modeler* que está localizado no *software* *Ansys Workbench*.

Efetuiu-se nesse ambiente o ajuste final do modelo simplificado, através da geração das *midsurfaces* (superfícies médias), estas são comumente conhecidas como cascas de superfície, em todas as peças em que existia uma grande diferença na relação entre área total e espessura.

Na Figura 38 pode-se observar o estado final da geometria, após a execução dos ajustes pelo *Design Modeler* em ambos os modelos numéricos.



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

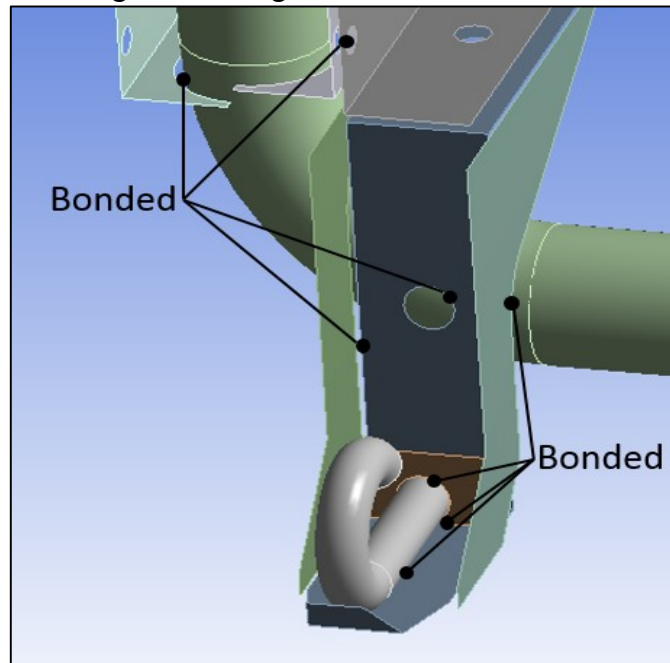
4.2.2.1.2 Aplicação dos contatos

No processo de geração dos contatos adicionaram-se todos os contatos existentes entre os componentes da montagem por meio da utilização do ambiente *model* do *software* *Ansys Workbench*.

Para a representação dos contatos entre todos os componentes do conjunto foi utilizado o contato *bonded* (colado). A justificativa para a utilização deste comando é que o mesmo é um contato linear e impossibilita a movimentação dos corpos em todos os sentidos, tanto no sentido normal, quanto no sentido tangencial. Sendo assim, este contato representa fisicamente a união entre os componentes soldados.

A Figura 39 apresenta o detalhamento de uma região do modelo numérico, onde foram aplicados os contatos.

Figura 39 - Região com contatos *bonded*



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

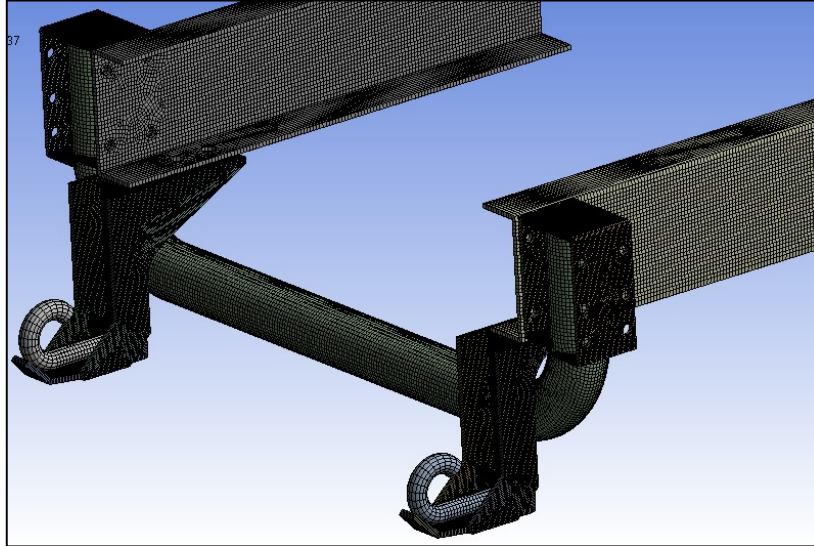
No total foram gerados manualmente 53 contatos no modelo dianteiro e outros 24 contatos no modelo traseiro. O método utilizado para a verificação da assertividade dos contatos gerados foi a geração de uma análise modal, exclusivamente para a verificação dos contatos. Com a aplicação desta análise foi possível a visualização da deformação de cada componente da estrutura, observando o comportamento apresentado pelo componente deformado que possui contatos entre outros corpos. Assim é observado se o mesmo tem um comportamento conforme esperado para o componente real. Desta forma foi possível corrigir contatos que possuíam comportamentos diferentes, como os que apresentavam grandes variações dimensionais e penetrações em relação a corpos vizinhos.

4.2.2.1.3 Geração da malha

O processo de geração da malha foi executado no ambiente *Model* do *software Ansys Workbench*. Como foram executadas simplificações antes do processo de MEF, o processo de geração da malha não necessitou de tratamentos especiais, sendo que apenas os redimensionamentos dos elementos bastaram para a geração de uma excelente malha.

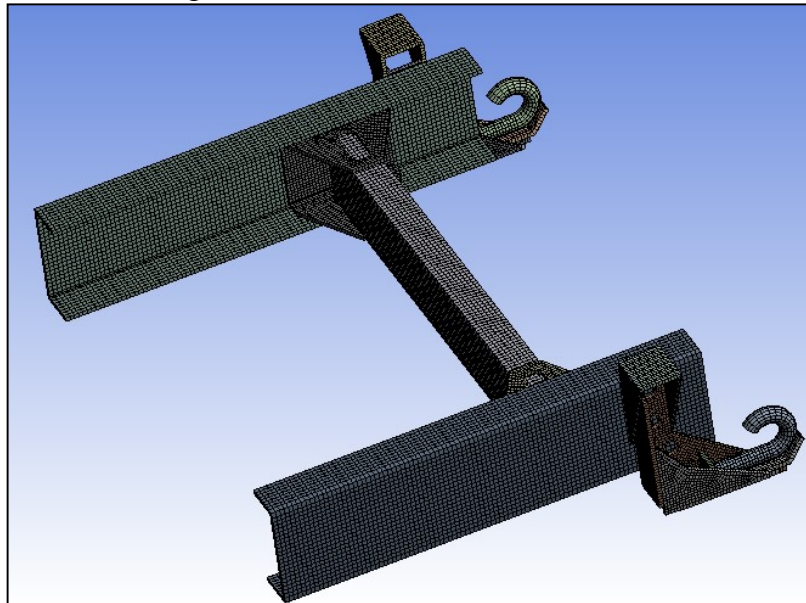
A Figura 40 representa a discretização do modelo numérico após o processo de geração da malha através do *software* de MEF, da parte dianteira e a da parte traseira representada na Figura 41.

Figura 40 - Modelo dianteiro discretizado



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Figura 41 - Modelo traseiro discretizado



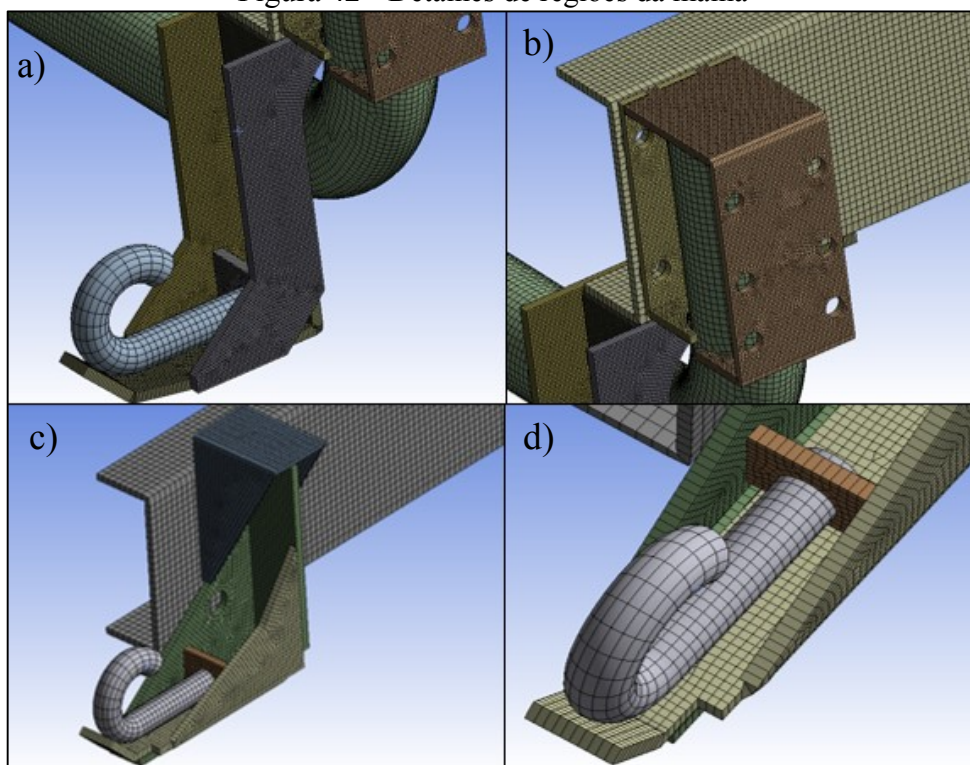
Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

A ferramenta utilizada para todo o processo de geração de malha foi a *sizing* (dimensionamento), onde foi possível alterar as dimensões dos elementos da malha, ajustando-os para que a malha se apresentasse de maneira fiel a geometria das peças do conjunto, sempre

buscando que a quantidade mínima de elementos por face fosse de quatro, resultando em elementos de cinco a dez milímetros.

A Figura 42 apresenta o detalhe de regiões do modelo numérico após o processo de geração da malha. Em “a” apresenta a região do suporte esquerdo dianteiro, a região “b” apresenta parte do componente de ligação entre as longarinas esquerda e direita onde os suportes também são fixados. Na região “c” apresenta a região do suporte traseiro direito, fixado na longarina e na região “d” apresenta o gancho do suporte traseiro.

Figura 42 - Detalhes de regiões da malha



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

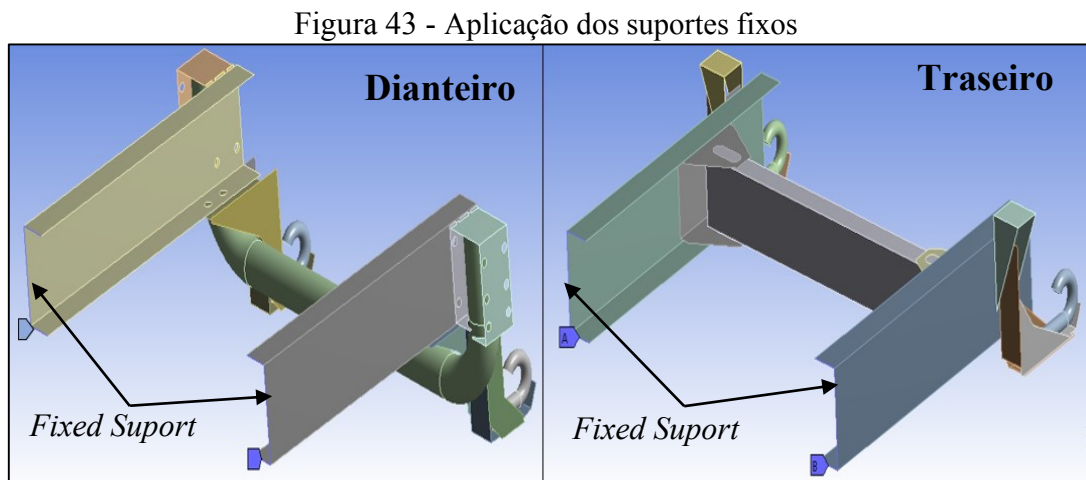
Ao término do processo de discretização do modelo numérico, a malha obtida resultou em uma quantidade de 102.246 nós e 89.597 elementos para o modelo dianteiro e 35.025 nós e 24.227 elementos para o modelo traseiro.

4.2.2.1.4 Condições de contorno

Nesta etapa ocorreu a aplicação das cargas e restrições calculadas na seção 4.1.2 ao modelo numérico por meio do ambiente *model* do *software Ansys Workbench*.

Para a realização desse processo foram criados dois modelos numéricos diferentes para a aplicação das três condições de contorno levantadas na etapa de materiais na secção 4.1.2, totalizando seis modelos numéricos diferentes.

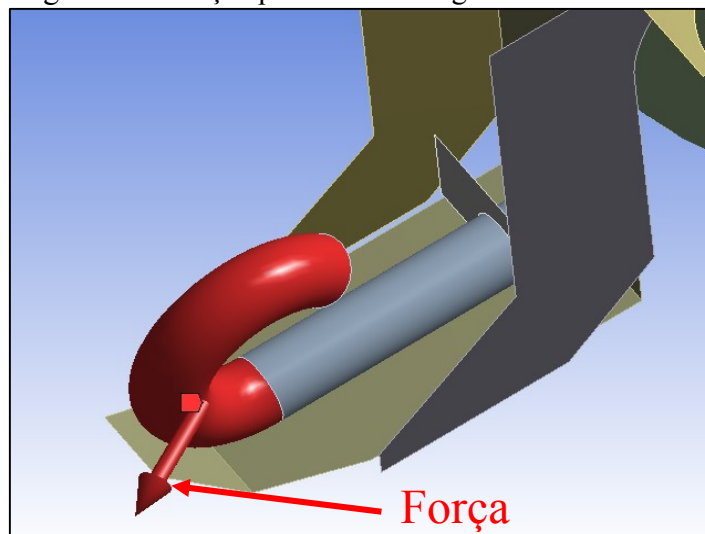
A primeira etapa da aplicação das condições de contorno foi a representação das restrições ao modelo. Para representá-las foi utilizado o comando *Fixed Suport* (suporte fixo) nas extremidades das longarinas do modelo. A Figura 43 apresenta as regiões onde foram introduzidos os suportes fixos.



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

As forças aplicadas ao modelo foram representadas com a aplicação do comando *Force* (Força), onde todas as forças foram aplicadas na região do gancho, conforme Figura 44.

Figura 44 - Força aplicada sobre o gancho do rebocador



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

4.2.2.2 Pós – Processamento

Após a execução de todas as etapas conforme determinado anteriormente e estabelecimento de todas as configurações necessárias para a análise, a mesma foi executada com a utilização do *software Ansys Workbench* utilizando uma análise estática linear com método de solução implícito.

O processo de resolução foi realizado para todas as seis condições de contorno levantadas na etapa de materiais, sendo que o resultado apresentado aos modelos numéricos foi a tensão equivalente de von Mises (σ').

4.2.2.2.1 Validação do modelo numérico

Conforme citado anteriormente para a validação do modelo numérico foram utilizados os dados de deformações obtidas no ensaio de extensometria, apresentado na secção 4.1.3. Com base nas deformações encontradas, foram utilizadas as equações fundamentais da mecânica dos sólidos encontradas na secção 2.6, as quais relacionam a deformação de um corpo com a tensão atuante no mesmo, de modo a encontrar a tensão equivalente de von Mises (σ') atuante em determinada região do corpo.

Através desses levantamentos elaborou-se a Tabela 2, a qual apresenta as deformações encontradas no ensaio de extensometria e a conversão das mesmas para a tensão equivalente de von Mises (σ').

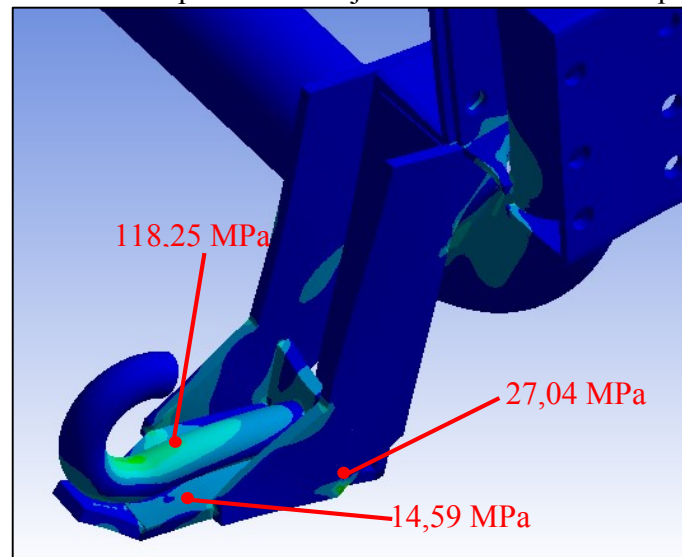
Tabela 2 - Resultados do ensaio de extensometria

Posição	Extensômetro	Deformação x (10^{-6} mm/mm)	Deformação y (10^{-6} mm/mm)	Deformação 45° (10^{-6} mm/mm)	Tensão von Mises (MPa) (σ')
Ponto 1	Uniaxial	459	0	0	96,4
Ponto 2	Uniaxial	24	0	0	5,0
Ponto 3	Roseta	-10	-6	-20	3,8

Fonte: Elaborado pelo autor com base no ensaio (2014)

A partir dos dados apresentados na tabela 2, foi possível a comparação entre os dados do modelo numérico da Figura 45, com os dados medidos no ensaio experimental. Para isso foram medidas as tensões de von Mises (σ') encontradas dos pontos definidos do modelo numérico e comparados com os dados da tabela oriundos do ensaio experimental.

Figura 45 - Análise prévia do conjunto do rebocador do tipo gancho



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

A partir das informações levantadas os dados foram compilados na Tabela 3, onde demonstra-se o comparativo entre o modelo numérico e o ensaio experimental.

Tabela 3 - Comparação entre tensões

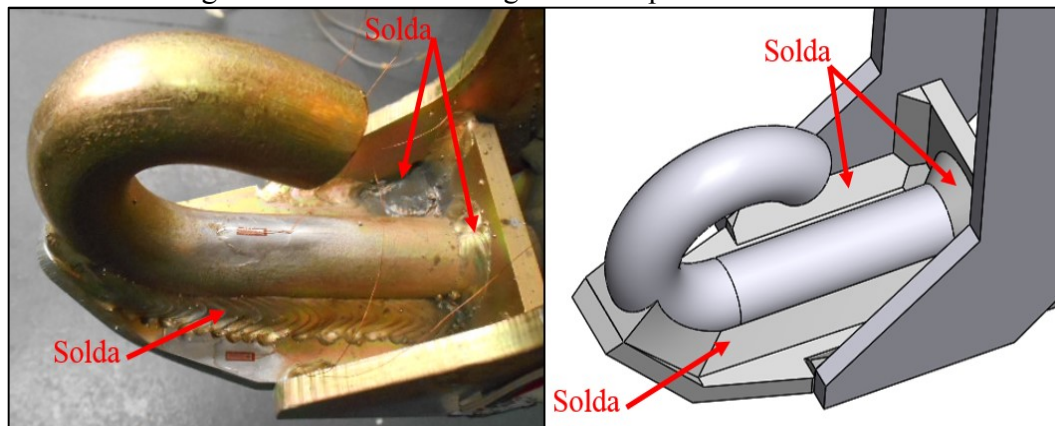
Posição	Tensão (MPa)		Diferença
	Modelo Numérico	Ensaio Experimental	
Ponto 1	118,25	96,4	18 %
Ponto 2	14,59	5,0	66%
Ponto 3	27,04	3,8	78%

Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Devido as elevadas diferenças encontradas entre o modelo numérico e o ensaio experimental, conforme observado na Tabela 3, foi necessário a averiguação de todas as etapas anteriores conforme demonstrado no fluxograma na figura 37. Essa averiguação teve como objetivo encontrar os possíveis problemas nos modelos numéricos, que estariam causando as elevadas diferenças conforme apontado na tabela anterior.

Primeiramente avaliou-se a geometria, buscando encontrar variações do modelo numérico com o modelo físico do conjunto, nessa observação não encontrou nenhum desvio geométrico em relação ao modelamento em CAD. Entretanto observou-se que a solda do modelo físico apresentava uma grande geometria, que *a priori* constatou-se que a falta do modelamento da mesma poderia estar causando tais diferenças. Na Figura 46 observa-se a região da solda no suporte do rebocador do tipo gancho, onde é possível observar a sua representatividade em relação aos componentes.

Figura 46 - Solda sobre o gancho e suportes do rebocador

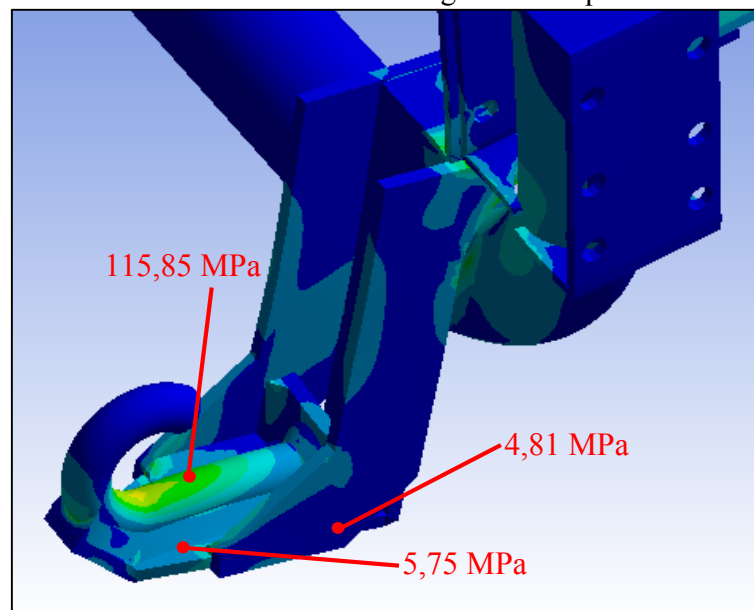


Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Em seguida avaliaram-se todos os contatos entre os componentes analisando possíveis problemas com os mesmos, onde não foi observado nenhum problema aparente. A malha também não apresentava problemas, não possuindo elementos distorcidos, com tamanho máximo de 5 mm. Por fim conclui-se que os carregamentos estavam de acordo com os aplicados no ensaio. Deste modo, não foi encontrado nenhum problema evidente no modelo numérico.

Com isso optou-se pelo modelamento geométrico da solda através do *software* de CAD, conforme observado no modelo físico do componente. No MEF foram aplicados os contatos *bonded* entre solda e os componentes e em seguida gerada a análise novamente. Na Figura 47 pode ser observado o novo modelo numérico.

Figura 47 - Análise com solda sobre o gancho e suportes do rebocador



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

A partir das novas tensões levantadas no modelo numérico com representação da solda, os dados foram compilados na Tabela 4, onde demonstra-se o comparativo entre o novo modelo numérico e o ensaio experimental.

Tabela 4 - Comparação entre tensões com solda

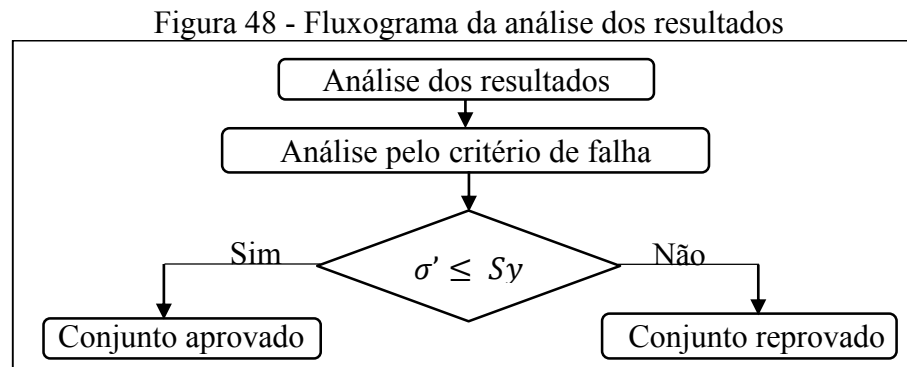
Posição	Tensão (MPa)		Diferença
	Modelo Numérico	Ensaio Experimental	
Ponto 1	115,85	96,4	17 %
Ponto 2	5,75	5,0	13 %
Ponto 3	4,81	3,8	21%

Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Com base nos resultados alcançados, considerando a variação apresentada dentro da faixa aceitável para a calibração do modelo numérico, considerou-se o modelo com a representação geométrica da solda, como validado, sendo estes utilizados para a análise dos resultados no capítulo seguinte.

5 RESULTADOS

Após a conclusão de todas as etapas anteriores com sucesso, iniciou-se a etapa final da análise, que foi intitulada como análise dos resultados. Essa etapa foi executada conforme demonstrada na Figura 48.



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Na análise dos resultados verificou-se a segurança dos componentes do conjunto através da verificação dos componentes do conjunto pelo critério de falha adotado. O critério de falha adotado leva em consideração o limite de escoamento do material e foi apresentado na seção 4.1.1, o qual é uma comparação da tensão atuante de von Mises nos componentes do rebocador com o limite de escoamento para cada material (S_y).

O objetivo desta verificação é que, nenhum dos componentes dos conjuntos analisados possua tensões atuantes superiores ao limite de escoamento (S_y) do material do componente. Essa análise é importante para garantir a integridade dos componentes e desta forma garantir que não ocorram deformações permanentes no conjunto, e como consequência assegurar sua segurança de utilização. Caso algum conjunto apresentar tensões atuantes de von Mises (σ') acima da tensão de escoamento do material do componente, este conjunto será considerado como reprovado.

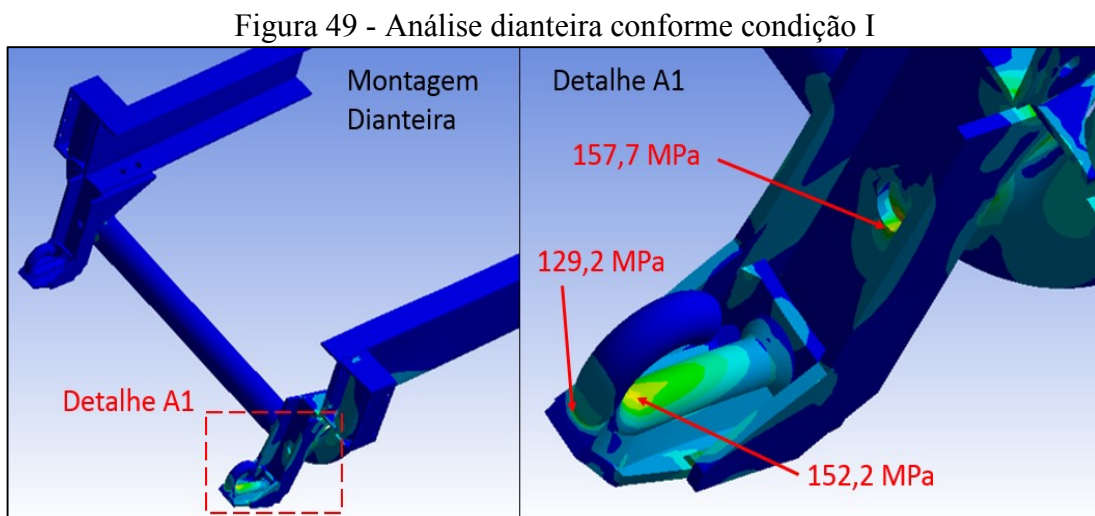
As tensões de escoamento do material de cada componente foram definidas no ensaio de tração na seção 4.1.1, onde a tensão de escoamento do material que compõe as chapas do conjunto resultou em um valor médio de 265,6 MPa e para o material que compõe o gancho um valor médio de 545,6 MPa. Para solda será considerado o maior valor de tensão de escoamento entre os materiais do conjunto, ou seja, o valor de 545,6 MPa. Para a análise na solda foi desconsiderada possíveis variações de tensões oriundas da zona afetada termicamente pelo calor gerado no processo de soldagem.

Os resultados apresentados no MEF foram analisados e serão apresentados a seguir, desconsiderando as tensões de singularidade, foram apontadas as regiões dos conjuntos, onde encontrou-se os níveis mais elevados de tensão de von Mises atuantes no gancho do rebocador, nos suportes laterais do rebocador e a solda, avaliando o conjunto dianteiro e traseiro.

5.1 ANÁLISE DA CONDIÇÃO I

No que se refere a análise gerada na condição I na parte dianteira do veículo, foram levantadas as maiores tensões no gancho, nas chapas que compõem os suportes do rebocador e na solda da união desses componentes, tais tensões estão apresentadas na Figura 49.

De acordo com a Figura 49 detalhe A1, são demonstradas as maiores tensões equivalentes de von Mises. Na região do gancho a maior tensão encontrada foi de 152,2 MPa, já na parte dos suportes que são feitos de chapas a maior tensão encontrada foi de 157,7 MPa e por fim na região de solda a maior tensão encontrada foi de 129,2 MPa.

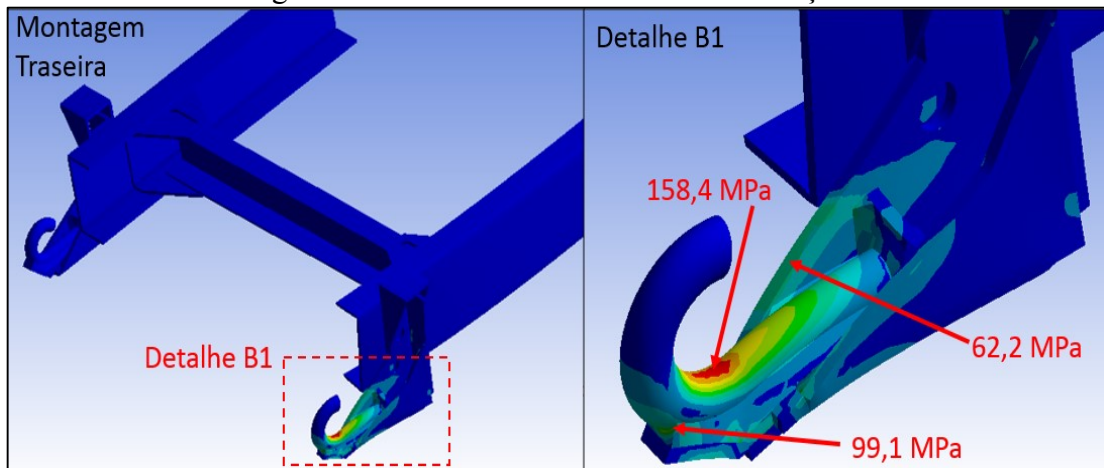


Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Da mesma maneira que a parte dianteira, a parte traseira também foi analisada conforme a condição I, foram levantadas as maiores tensões no gancho, nas chapas que compõem os suportes do rebocador e na solda da união desses componentes.

De acordo com a Figura 50 detalhe B1, são apresentadas as maiores tensões equivalentes de von Mises, na região do gancho. A maior tensão encontrada foi de 158,5 MPa, já na parte dos suportes que são feitos de chapas a maior tensão encontrada foi de 62,2 MPa e por fim na região de solda a maior tensão encontrada foi de 99,1 MPa.

Figura 50 - Análise traseira conforme condição I



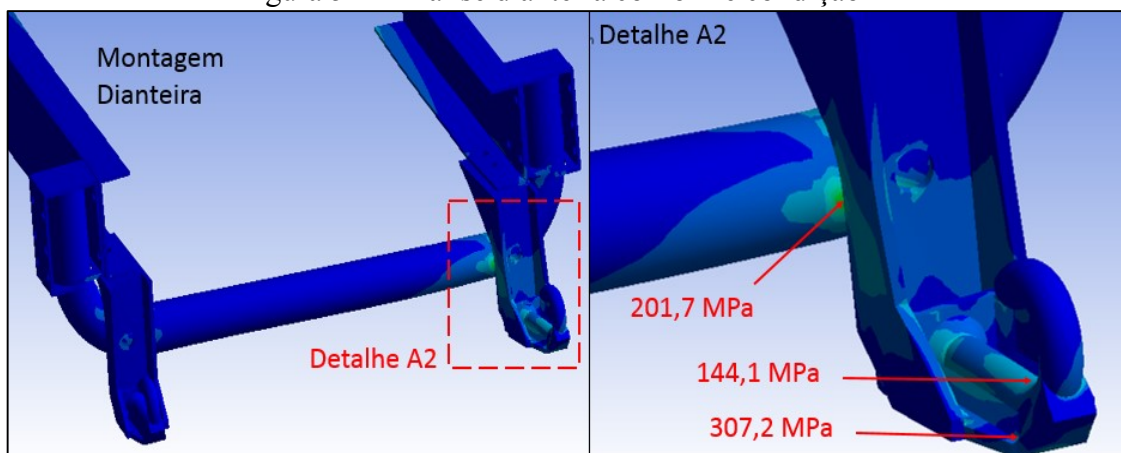
Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Para a condição I, através dos parâmetros utilizados, os conjuntos dos rebocadores foram considerados aprovados, por não apresentarem tensões superiores ao limite de escoamento dos materiais que compõem este conjunto.

5.2 ANÁLISE DA CONDIÇÃO II

Da mesma maneira que na condição I, foi gerada a análise na condição II na parte dianteira do veículo, foram levantadas as maiores tensões no gancho, nas chapas que compõem os suportes do rebocador e na solda da união desses componentes, onde foram apresentadas algumas variações nos valores dessas tensões em relação a condição I, tais tensões estão apresentadas na Figura 51.

Figura 51 - Análise dianteira conforme condição II



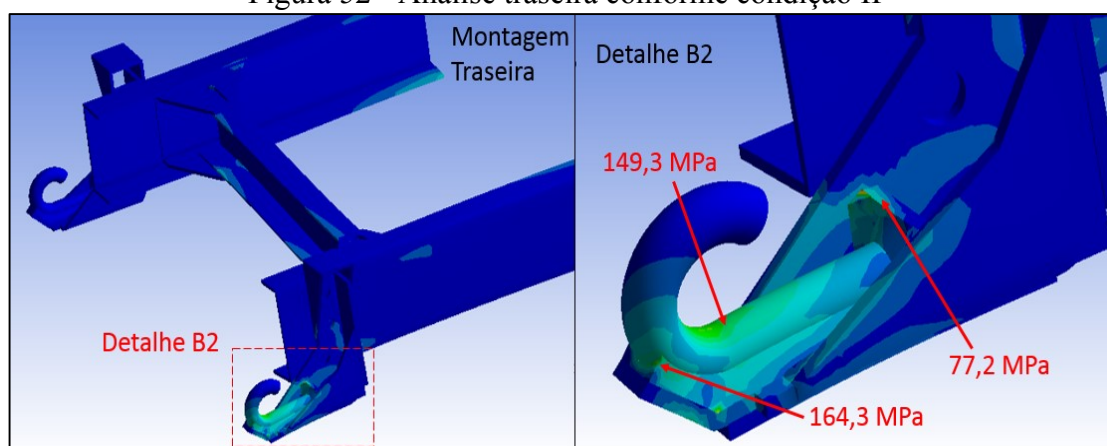
Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Conforme apresentado na Figura 51 detalhe A2, são demonstradas as maiores tensões equivalentes de von Mises na região do gancho, onde a maior tensão encontrada foi de 144,1 MPa, já na parte dos suportes que são feitos de chapas a maior tensão encontrada foi de 201,7 MPa e por fim na região de solda a maior tensão encontrada foi de 307,2 MPa.

Da mesma maneira que a parte dianteira, a parte traseira também foi analisada conforme a condição II, onde foram levantadas as maiores tensões no gancho, nas chapas que compõem os suportes do rebocador e na solda da união desses componentes.

De acordo com a Figura 52 detalhe B2, são apresentadas as maiores tensões equivalentes de von Mises, na região do gancho, onde a maior tensão encontrada foi de 149,3 MPa, já na parte dos suportes que são feitos de chapas a maior tensão encontrada foi de 77,2 MPa e por fim na região de solda a maior tensão encontrada foi de 164,3 MPa.

Figura 52 - Análise traseira conforme condição II



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

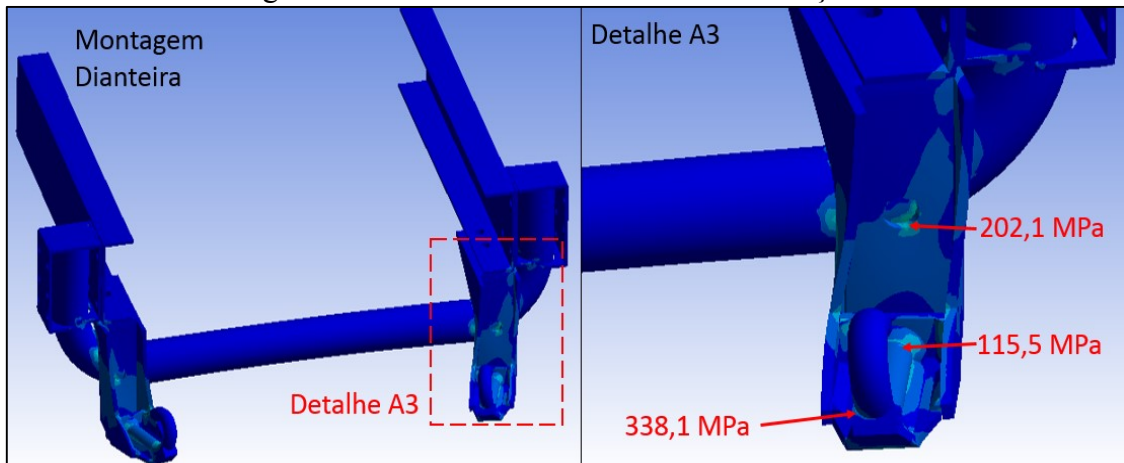
Assim como a condição I, a condição II, através dos parâmetros utilizados, os conjuntos dos rebocadores foram considerados aprovados, por não apresentarem tensões superiores ao limite de escoamento dos materiais que compõem este conjunto.

5.3 ANÁLISE DA CONDIÇÃO III

Da mesma forma ocorrida nas condições anteriores, na condição III ocorreu a análise na parte dianteira do veículo, onde foram levantadas as maiores tensões no gancho, nas chapas que compõem os suportes do rebocador e na solda da união desses componentes, onde foram apresentadas algumas variações nos valores dessas tensões em relação as condições I e II.

Conforme apresentado na Figura 53 detalhe A3, são demonstradas as maiores tensões equivalentes de von Mises, na região do gancho a maior tensão encontrada foi de 115,5 MPa, já na parte dos suportes que são feitos de chapas a maior tensão encontrada foi de 202,1 MPa e por fim na região de solda a maior tensão encontrada foi de 338,1 MPa.

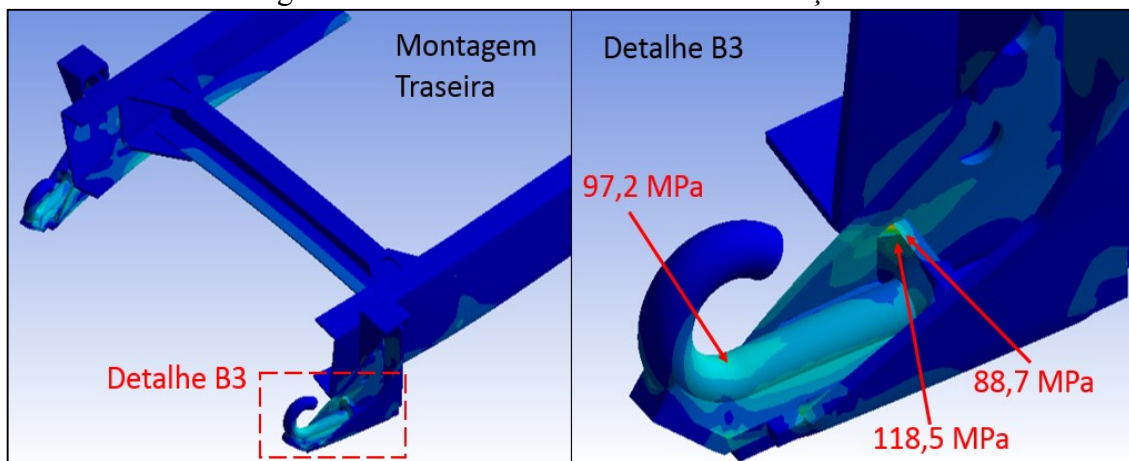
Figura 53 - Análise dianteira conforme condição III



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Da mesma maneira que a parte dianteira, a parte traseira também foi analisada conforme a condição III, onde foram levantadas as maiores tensões no gancho, nas chapas que compõem os suportes do rebocador e na solda da união desses componentes, tais tensões estão apresentadas na Figura 54.

Figura 54 - Análise traseira conforme condição III



Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

De acordo com a Figura 54 detalhe B4, são apresentadas as maiores tensões equivalentes de von Mises, na região do gancho, onde a maior tensão encontrada foi de 97,2

MPa, já na parte dos suportes que são feitos de chapas a maior tensão encontrada foi de 88,7 MPa e por fim na região de solda a maior tensão encontrada foi de 118,5 MPa.

Da mesma maneira que as duas condições apresentadas anteriormente, a condição III, através dos parâmetros utilizados o conjunto dos suportes foi considerado aprovado, por não apresentar tensões superiores ao limite de escoamento dos materiais que compõem este conjunto.

Após todas as análises geradas criou-se a tabela 5, onde é possível observar além da máxima tensão de von Mises encontrada para cada condição levantada, o coeficiente de segurança para cada região nas posições dianteira e traseira dos conjuntos dos rebocadores em relação ao limite de escoamento dos materiais que compõem este conjunto.

Tabela 5 - Resumo da análise dos resultados

Carregamento	Posição	Região	Máxima tensão de von Mises (MPa)	Coefficiente de segurança	Situação
Condição I	Dianteiro	Gancho	152,2	3,58	Aprovado
		Suporte	157,7	1,68	Aprovado
		Solda	129,2	4,22	Aprovado
	Traseiro	Gancho	158,4	3,44	Aprovado
		Suporte	62,2	4,26	Aprovado
		Solda	99,0	5,51	Aprovado
Condição II	Dianteiro	Gancho	144,1	3,78	Aprovado
		Suporte	201,7	1,32	Aprovado
		Solda	307,2	1,78	Aprovado
	Traseiro	Gancho	149,3	3,65	Aprovado
		Suporte	77,2	3,44	Aprovado
		Solda	164,3	3,32	Aprovado
Condição III	Dianteiro	Gancho	115,5	4,72	Aprovado
		Suporte	202,1	1,31	Aprovado
		Solda	338,1	1,61	Aprovado
	Traseiro	Gancho	97,2	5,61	Aprovado
		Suporte	88,7	2,99	Aprovado
		Solda	118,5	4,60	Aprovado

Fonte: Elaborado pelo autor (2014)

Comparando os resultados obtidos nos testes experimentais com os obtidos pelo MEF, foi possível observar que os que foram obtidos através do MEF foram considerados conservadores e esta consideração reforça ainda mais a aprovação dos conjuntos dos rebocadores.

6 CONCLUSÃO

6.1 CONCLUSÕES

Ao término da realização deste trabalho conclui-se que foram encontradas as principais condições de rebocagem do veículo, quando o mesmo é submetido a um possível rebocamento que o veículo possa sofrer.

Para todas as condições analisadas o conjunto do rebocador tipo gancho apresentou tensões inferiores ao limite de escoamento do material em todas as regiões analisadas, desta forma nas três condições analisadas o conjunto foi considerado aprovado.

Considera-se que o objetivo geral deste trabalho foi alcançado, pois com a utilização do método de elementos finitos e também através de testes experimentais foi possível avaliar a resistência mecânica do rebocador do tipo gancho e se as especificações técnicas do edital referente ao programa do governo federal Caminho da Escola estavam sendo atendidas.

Foi evidenciada a importância da utilização de métodos experimentais para a validação e calibração do modelo numérico. Onde possibilitou observar a variação de tensão com representação geométrica de solda no modelo numérico em relação ao modelo físico dos componentes.

Por fim, pode-se considerar que este trabalho foi importante para a empresa Marcopolo S.A., pois foi possível a avaliação do rebocador tipo gancho, bem como atender ao objetivo de validar o projeto de forma mais rápida, diminuindo a necessidade de diversos testes. Também certificou-se de que as normas técnicas do programa Caminho da Escola estão sendo atendidas pela empresa nesse produto. Sendo assim, a princípio não foi identificada a necessidade de melhorias na forma construtiva e de fixação dos conjuntos dos rebocadores.

Uma consideração final a ser feita foi o aprendizado do método de elementos finitos e o procedimento de teste experimental para validação, bem como de todo o processo de avaliação de análise adquirido pelo autor durante a realização deste trabalho.

6.2 TRABALHOS FUTUROS

- Analisar os conjuntos dos rebocadores do tipo gancho dinamicamente, considerando os possíveis choques que possam sofrer na rebocagem.
- Análise e otimização topológica envolvendo redução de massa dos conjuntos dos rebocadores.

BIBLIOGRAFIA

Ansys User Guide Release 14.0, 2011.

ANDRADE, E. J. S. D. **Modelação e análise estática e dinâmica em componentes estruturais de um automóvel de competição**. Portugal. 2011. 111 p. Dissertação de mestrado - Universidade do Minho, Escola de engenharia.

AZEVEDO, A. F. M. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. **Método dos elementos finitos**, 2003. Disponível em: <www.fe.up.pt/~alvaro>. Acesso em: 04 abr. 2013.

BATHE, K.-J. **Finite element procedures**. Nova Jersey: Prentice Hall, 1996. 1037 p. ISBN 0133014584.

BORGMANN, I. C. **Análise por elementos finitos de um carro transportador de corte**. Fahor - Faculdade Horizontalina. Horizontalina, p. 48. 2012. Trabalho Final de Bacharel em Engenharia Mecânica.

BOSCH, R. **Manual de Tecnologia Automotiva**. Tradução de Gunter W. Prokesch, Helga Madjderey, Suely Pferferman Euryale de Jesus Zerbini. Tradução da 25ª Edição alemã. ed. São Paulo, SP: Editora Edgard Bucher, 2004. 1231 p.

CIAPPARINI, J. V. **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista**. Porto Alegre. 2012. 166 p. Dissertação de mestrado - Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

FILHO, A. A. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. 5. ed. São Paulo: Érica, 2007. 294 p. ISBN 97887571947412.

FILHO, R. R. P. **Concepção, projeto e otimização de uma estrutura para a aplicação em um veículo de uso misto**. Uberlândia. 2004. 176 p. Dissertação de mestrado - Universidade Federal de Uberlândia.

FILHO, R. R. P.; BORGES, J. A. F. **Estudo de uma estrutura veicular**. Universidade Federal de Uberlândia. Uberlândia, p. 9. 2003. 13o POSMEC - Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

FOGAL, M. L. F. **Método dos Elementos Finitos aplicado em Análise Estrutural Estática**. Univesidade Estadual Paulista. Ilha Solteira, p. 37. 2002.

GALLINA, R. **Os Extensômetros Elétricos Resistivos: Evolução, Aplicações e Tendência**. Universidade São Judas Tadeu. São Paulo, p. 84. 2003.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, PA, USA: Society of Automotive Engineers, 1992. 495 p. ISBN 1560911999, 9781560911999.

- HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004. 670 p. ISBN 8587918672.
- INGOLE, N. K.; BHOPE, D. V. Stress analysis of tractor trailer chassis for self weight reduction. **International Journal of Engineering Science and Technology**, Chandrapur, Maharashtra, India, 2011. p. 7218-7225.
- JÚNIOR, E. B. **Extensometria**. Universidade Estadual Paulista - UNESP. Ilha Solteira - SP, p. 79. 2009.
- KIOWA. **What's a strain gage? Introduction to Strain Gages**. Kyowa Electronic Instrument Co. LTD. Tokyo, p. 30. 2003.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. 931 p. ISBN 9788536302737.
- OLIVEIRA, F. C. G. D. **Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo spaceframe usando método dos elementos finitos e métodos heurísticos**. Uberlândia. 2007. 130 p. Dissertação de mestrado - Universidade Federal de Uberlândia.
- OLIVEIRA, V. A. D. **Avaliação da confiabilidade dos evaporadores automotivos submetidos ao processo de rebrasagem**. Universidade de Taubaté. Taubaté - SP, p. 80. 2011.
- OST, ANA PAULA; KRAULICH, CLAUDIA VANESSA; RIBAS, GUILHERME; MANTOVANI, CÉSAR. **Análise estrutural estática do chassi de um transplantaadora com base no emprego do Software Solid Works Simulation**. Faculdade Horizontina. Horizontina. 2011.
- PAULINO, H. L. **Instrumentação e Aquisição de Dados Extensométricos Embarcado**. Strain Gage Assessoria em Extensometria Ltda. Campinas - SP., p. 65. 2007.
- PEREIRA, B. V. A. **Análise de estrutura de carro de corrida (stock - car) pelo métodos de elementos finitos**. Universidade de Taubaté. Taubaté, p. 114. 2012. Dissertação de mestrado.
- PETRACCONI, C. **Análise Comparativa do Comportamento de Fadiga do Gancho Reboque Posterior de um Veículo Automotor**. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte, p. 94. 2008.
- RAHMAN, R. A.; TAMIN, M. N.; KURDI, O. Stress analysis of heavy duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using FEM. **Jurnal Mekanikal**, Malásia, 2008. p. 76-85.
- RECKZIEGEL, G.; SCHMIDT, M. A. **Uma metodologia para análise de vida para um semi-reboque para transporte de automóveis**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 52. 2002.

RUSIŃSKI, E.; MOCZKO, P.; CZMOCHOWSKI, J. Numerical and experimental analysis of a mine's loader boom crack. **Automation in Construction**, Wroclaw, Polônia, 2008. p. 271-277.

SHIGLEY, J. E.; MISCHEKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p. ISBN 8536305622.

TEOTÔNIO, K. L. **Estudo preliminar de estrutura para veículo elétrico destinado a coleta seletiva de materiais recicláveis**. Universidade de Brasília. Brasília, p. 70. 2011. Projeto de Graduação.

WEBER, A. L. **Extensometria**. UCS - Universidade de Caxias do Sul. Caxias do Sul, p. 16. 2009.

ANEXO

ANEXO B – RELATÓRIO DE ENSAIO MECÂNICO DE CORPOS CILÍNDRICOS

