

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

ANDREY BREZOLIN

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM VEÍCULO DESTINADO À MOVIMENTAÇÃO
DE CARGAS NA CONSTRUÇÃO CIVIL EM DIFERENTES CONDIÇÕES DE
CARREGAMENTOS**

CAXIAS DO SUL

2013

ANDREY BREZOLIN

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM VEÍCULO DESTINADO À MOVIMENTAÇÃO
DE CARGAS NA CONSTRUÇÃO CIVIL EM DIFERENTES CONDIÇÕES DE
CARREGAMENTOS**

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

Supervisor: Prof. Joel Vicente Ciapparini, Msc Eng.

CAXIAS DO SUL

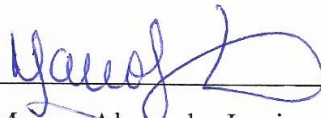
2013

ANDREY BREZOLIN

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE UM VEÍCULO DESTINADO À MOVIMENTAÇÃO
DE CARGAS NA CONSTRUÇÃO CIVIL EM DIFERENTES CONDIÇÕES DE
CARREGAMENTOS**

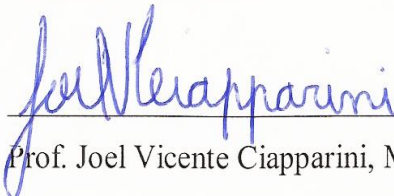
Trabalho de conclusão do curso de Engenharia
Mecânica apresentado como requisito para a
obtenção do título de Engenheiro Mecânico na
Universidade de Caxias do Sul.

Aprovado em 26 / 11 / 2013

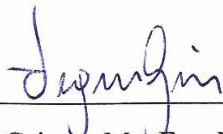


Prof. Marcos Alexandre Luciano, Dr. Eng. Prod.
Coordenador de Estágio II em Engenharia Mecânica

Banca Examinadora



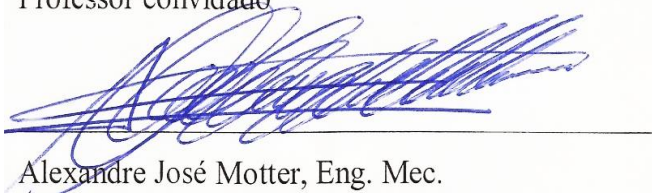
Prof. Joel Vicente Ciapparini, Msc. Eng. Mec.
Supervisor de estágio



Prof. Vagner Grison, Ms. Eng Mec.
Professor convidado



Prof. Adelair Lino Colombo, Ms. Eng. Civil
Professor convidado



Alexandre José Motter, Eng. Mec.
Orientador da empresa

AGRADECIMENTOS

Inicialmente gostaria de agradecer a Deus pela vida e pela oportunidade dada para a realização desta graduação.

A minha família, por toda a educação, dedicação, carinho, apoio e incentivo, sendo a base para a realização desta graduação.

A minha namorada Patrícia e toda sua família, pelo incentivo, apoio, compressão e companheirismo que foram repassados durante toda a caminhada.

Ao professor Joel Vicente Ciapparini, pela supervisão deste trabalho, disponibilidade, apoio, incentivo e todos os conhecimentos repassados, que foram essenciais para a realização deste trabalho.

Ao professor Vagner Grison, pela ajuda fornecida para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao professor Marcos Rigoti, que nunca mediu esforços para ajudar com as dúvidas que surgiram durante essa caminhada.

A Menegotti, pela oportunidade dada para a realização deste trabalho.

Por fim a todos os meus colegas e amigos que de uma forma ou outra contribuíram para chegar até aqui e para a realização deste trabalho.

RESUMO

Este trabalho teve como objetivo a análise estrutural do chassi e da estrutura de sustentação da pá de carregamento de um veículo destinado à movimentação de cargas na construção civil. Essa foi uma importante análise para a obtenção de uma visão geral quanto aos esforços e tensões atuantes na estrutura do veículo em diferentes condições carregamentos. A análise foi executada através da utilização do método dos elementos finitos, empregando uma análise linear estática com método de solução implícito sendo utilizado para isso um *software* de uso comercial. Para a validação das estruturas analisadas utilizou-se de um critério de fadiga estimado para os materiais. A definição das condições de contorno foi executada através de observações realizadas em campo, obtendo-se o levantamento dos principais carregamentos que o veículo é submetido durante a sua utilização. Com a execução do método dos elementos finitos, algumas condições de carregamentos apresentaram a existência de valores de tensões equivalentes de von Mises superiores aos valores limite de resistência a fadiga estimada para o material. Essa indicação significa que essas regiões poderão falhar estruturalmente durante a utilização do veículo e deste modo invalidar a estrutura.

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

ABSTRACT

This study had as its purpose the structural analyses of the chassis as well as the loader of a vehicle design for cargo movement at the civil construction segment. This is an important analysis to have an overview regarding to the efforts and stresses performing at the vehicle structure under different loading conditions. The analysis was executed throughout the finite elements method using a linear static analysis with implicitly solution methodology, and for this, the usage of commercial software has been applied. For the validation of the analyzed structures an estimate fatigue criterion for materials was used. The definition of the boundary conditions was performed throughout observations made in the field, obtaining the results of the main loads that the vehicle is submitted during their use. With the execution of the finite element methods, some loading conditions present the existence of tensions values equivalents of von Mises higher than the fatigue resistance limit estimated for the material. This indication shows that these regions might fail structurally during vehicle use, and in this way, invalidate the structure.

Keywords: Finite elements method. Solid Mechanics.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - <i>Dumper</i> Max 5000	18
Figura 2 - Elemento do tipo casca	30
Figura 3 - Visão lateral do veículo.....	31
Figura 4 - Chassi do veículo	33
Figura 5 - Estrutura de sustentação da pá de carregamento	33
Figura 6 - Fluxograma materiais e métodos.....	34
Figura 7 - Corpos de prova para o ensaio de tração.....	35
Figura 8 – Diagrama de carregamentos para o veículo.....	37
Figura 9 - Carregamento típico na condição de trabalho	38
Figura 10 - Carregamento típico na condição de transporte	39
Figura 11 – Carregamento crítico	40
Figura 12 – Diagrama de forças para a caçamba	41
Figura 13 - Diagrama de corpo livre para a caçamba e chassi	42
Figura 14 – Reações sobre o chassi devido à caçamba.....	43
Figura 15 - Força distribuída sobre a longarina frontal	44
Figura 16 - Diagrama de forças para o conjunto carregador.....	45
Figura 17 - Diagrama de forças para a pá de carregamento	46
Figura 18 - Diagramas de corpo livre para o carregador	47
Figura 19 - Diagrama de corpo livre para a pá de carregamento	47
Figura 20 - Diagrama de corpo livre para a estrutura do carregador.....	48
Figura 21 - Forças resultantes Rox e Roy	49
Figura 22 – Forças resultantes entre -15° e -5°	49
Figura 23 – Diagrama de forças para o carregamento crítico	50
Figura 24 - Fluxograma modelagem pelo <i>software</i> de CAD	52
Figura 25 - Modelo real em CAD.....	52
Figura 26 - Modelo simplificado em CAD	53
Figura 27 - Fluxograma método de análise pelo MEF.....	54
Figura 28 - Modelo após ajustes pelo <i>Design Modeler</i>	55
Figura 29 - Região com contatos <i>bonded</i> e <i>no separation</i>	56
Figura 30 - Modelo discretizado.....	57
Figura 31- Detalhes de regiões da malha	58

Figura 32 - Tipos de elementos presentes na discretização	59
Figura 33 – Aplicação dos suportes fixos	60
Figura 34 - <i>Remote force</i> aplicado sobre o conjunto	61
Figura 35 - Força aplicada sobre um pino de articulação	61
Figura 36 - Aplicação da força distribuída	62
Figura 37 – <i>Bearing load</i> aplicado sobre o mancal	62
Figura 38 - Fluxograma de análise dos resultados.....	64
Figura 39 - Distribuição de tensões para a condição de trabalho	65
Figura 40 - Detalhe A1 e B1.....	65
Figura 41 - Distribuição de tensões para a condição de transporte	66
Figura 42 - Distribuição de tensões para o carregamento crítico	67
Figura 43 - Detalhe A3 e E3.....	68
Figura 44 - Detalhe B3 e C3.....	68
Figura 45 - Detalhe D3.....	69

LISTA DE SIGLAS

MEF	Método dos elementos finitos
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CG	Centro de gravidade

LISTA DE SÍMBOLOS

σ	Tensão normal (MPa)
τ	Tensão cisalhante (MPa)
σ_1	Tensão principal 1 (MPa)
σ_2	Tensão principal 2 (MPa)
$\tau_{máx}$	Tensão cisalhante máxima (MPa)
ϵ	Deformação normal (mm/mm)
γ	Deformação angular (mm/mm)
ϵ_1	Deformação principal 1 (mm/mm)
ϵ_2	Deformação principal 2 (mm/mm)
γ_{max}	Deformação angular máxima (mm/mm)
E	Módulo de elasticidade ou Módulo de Young (MPa)
G	Módulo de cisalhamento (MPa)
ν	Coefficiente de Poisson (...)
ϵ_{long}	Deformação longitudinal (mm/mm)
ϵ_{lat}	Deformação lateral (mm/mm)
σ'	Tensão equivalente de von Mises (MPa)
S_e	Limite de fadiga estimado (MPa)
S_{ut}	Resistência máxima à tração (MPa)
$\{\dot{u}_n\}$	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 (...)
F_{a1}	Força do atuador hidráulico da caçamba. (kN)
F_{m1}	Força peso devido à massa localizada na caçamba e seu peso próprio. (kN)
β_1	Ângulo entre chassi e a caçamba. (°)
β_2	Ângulo entre chassi e a força F_{a1} . (°)
L_1	Distância fixa entre ponto de giro da caçamba e o seu CG. (mm)

L_2	Distância variável entre o ponto de giro da caçamba perpendicularmente a atuação da força F_{a1} . (mm)
R_x	Reação no mancal de articulação da caçamba no chassi na direção x devido às forças atuantes sobre a mesma. (kN)
R_y	Reação no mancal de articulação da caçamba no chassi na direção y devido as forças atuantes sobre a mesma. (kN)
F_{res1}	Força resultante entre as reações R_x e R_y . (kN)
F_{m2}	Força peso devido a massa localizada na pá de carregamento e seu peso próprio. (kN)
F_{m3}	Força peso devido a massa da estrutura de sustentação da pá de carregamento. (kN)
F_{a2}	Força do atuador hidráulico da pá de carregamento. (kN)
F_{a3}	Força do atuador hidráulico da estrutura de sustentação da pá de carregamento. (kN)
L_3	Distância variável entre o ponto de giro da estrutura de sustentação da pá de carregamento e chassi, perpendicularmente a atuação da força F_{m3} . (mm)
L_4	Distância variável entre o ponto de giro da estrutura de sustentação da pá de carregamento e chassi, perpendicularmente a atuação da força F_{m2} . (mm)
L_5	Distância variável entre o ponto de giro da estrutura de sustentação da pá de carregamento, perpendicularmente a atuação da força F_{a3} . (mm)
β_3	Ângulo entre a pá de carregamento e a estrutura de sustentação. (°)
β_4	Ângulo entre a estrutura da pá de carregamento e o chassi. (°)
β_6	Ângulo entre a força F_{a3} e o chassi. (°)
L_6	Distância variável entre o ponto de giro da pá de carregamento e estrutura, perpendicularmente a atuação da força F_{m2} . (mm)
L_7	Distância variável entre o ponto de giro da pá de carregamento perpendicularmente a atuação da força F_{a2} . (mm)
β_5	Ângulo entre a força F_{a2} e o eixo x. (°)
R_{ax}	Reação no mancal de articulação da pá de carregamento na estrutura de sustentação na direção x. (kN)

R_{ay}	Reação no mancal de articulação da pá de carregamento na estrutura de sustentação na direção y. (kN)
R_{ox}	Reação no mancal de articulação da estrutura de sustentação pá de carregamento no chassi na direção x. (kN)
R_{oy}	Reação no mancal de articulação da estrutura de sustentação pá de carregamento no chassi na direção y. (kN)
$F_{a2máx}$	Força do atuador hidráulico da pá de carregamento devido à pressão máxima do circuito. (kN)
$F_{a3máx}$	Força do atuador hidráulico da estrutura de sustentação da pá de carregamento devido à pressão máxima do circuito. (kN)
$F_{trativa máx}$	Força trativa máxima do veículo. (kN)
F_{res2}	Força resultante entre as reações R_{ox} e R_{oy} . (kN)

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Resultados do ensaio de tração.....	35
Tabela 2 – Forças devido ao carregador	50
Tabela 3 – Carregamentos secundários.....	51
Tabela 4 – Resumo da análise dos resultados	70

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	DESCRIÇÃO DA EMPRESA	17
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO	18
1.3	OBJETIVOS DO TRABALHO	19
1.3.1	Objetivo geral	19
1.3.2	Objetivos específicos	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1	TRABALHOS CORRELATADOS	20
2.2	ESTADO PLANO DE TENSÕES E DEFORMAÇÕES	22
2.2.1	Tensões principais e cisalhantes máximas	22
2.2.2	Deformações principais e cisalhantes máximas	22
2.3	RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS	23
2.3.1	Relação entre tensão e deformação	23
2.3.2	Coefficiente de Poisson.....	23
2.3.3	Lei de Hooke para o estado triaxial	24
2.4	TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES	24
2.5	CRITÉRIOS DE FALHAS	25
2.5.1	Limite de resistência à fadiga estimado	25
2.6	FUNDAMENTOS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	26
2.6.1	Tipos de análise pelo MEF	26
2.6.1.1	Análise estática e dinâmica	26
2.6.1.2	Análise linear e não linear	27
2.6.2	Métodos de solução	27
2.6.2.1	Solução explícita	27
2.6.2.2	Solução implícita	28
2.6.3	Etapas de definição do MEF.....	28
2.6.3.1	Geometria da análise.....	28
2.6.3.2	Propriedades dos materiais.....	29
2.6.3.3	Condições de contorno.....	29
2.6.3.4	Geração da malha	29
2.6.3.5	Tipos de elementos	30

3	OBJETO DE ESTUDO	31
3.1.1	Detalhamento do veículo	31
3.1.2	Detalhamento do objeto do estudo	32
3.1.2.1	Chassi.....	32
3.1.2.2	Estrutura de sustentação da pá de carregamento	33
4	DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	34
4.1	MATERIAIS	34
4.1.1	Ensaio dos materiais.....	34
4.1.2	Definição das condições de contorno.....	36
4.1.2.1	Levantamento dos carregamentos	36
4.1.2.1.1	<i>Carregamento típico na condição de trabalho</i>	<i>38</i>
4.1.2.1.2	<i>Carregamento típico na condição de transporte</i>	<i>38</i>
4.1.2.1.3	<i>Carregamento crítico.....</i>	<i>39</i>
4.1.2.2	Determinação de carregamentos.....	41
4.1.2.2.1	<i>Determinação das reações da caçamba na condição de trabalho.....</i>	<i>41</i>
4.1.2.2.2	<i>Determinação das reações da caçamba na condição de transporte.....</i>	<i>44</i>
4.1.2.2.3	<i>Determinação das máximas reações sobre o chassi devido ao carregador.....</i>	<i>44</i>
4.1.2.2.4	<i>Determinação do carregamento crítico.....</i>	<i>50</i>
4.1.2.2.5	<i>Carregamentos secundários.....</i>	<i>51</i>
4.2	MÉTODOS	51
4.2.1	Modelagem CAD.....	52
4.2.1.1	Modelo real	52
4.2.1.2	Modelo simplificado	53
4.2.2	Método dos elementos finitos.....	54
4.2.2.1	Pré-Processamento.....	54
4.2.2.1.1	<i>Ajustes do modelo.....</i>	<i>55</i>
4.2.2.1.2	<i>Geração dos contatos</i>	<i>55</i>
4.2.2.1.3	<i>Geração da malha</i>	<i>57</i>
4.2.2.1.4	<i>Aplicação das condições de contorno</i>	<i>59</i>
4.2.2.2	Pós-Processamento	63
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	64
5.1	CARREGAMENTO TÍPICO PARA A CONDIÇÃO DE TRABALHO	65

5.2	CARREGAMENTO TÍPICO PARA A CONDIÇÃO DE TRANSPORTE.....	66
5.3	CARREGAMENTO CRÍTICO.....	67
6	CONCLUSÃO.....	71
6.1	CONCLUSÕES.....	71
6.2	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	71
	BIBLIOGRAFIA	72
	APÊNDICE A - DETERMINAÇÃO DAS REAÇÕES DA CAÇAMBA	75
	APÊNDICE B - DETERMINAÇÃO DAS REAÇÕES DO CARREGADOR.....	76
	ANEXO A – RELÁTÓRIO DO ENSAIO MECÂNICO	80

1 INTRODUÇÃO

O recente elevado crescimento do setor da construção civil no Brasil, fez com que fabricantes de máquinas destinadas a este setor desenvolvessem projetos que focassem no aumento da produtividade de seus clientes aliado à segurança dos operários nas obras. Com essa nova fase ocorreu o surgimento de veículos destinados para a movimentação de cargas em obras, também conhecidos como *Dumpers*.

Dumpers são veículos autopropelidos equipados com caçamba para o armazenamento de carga e pá-carregadeira para a auto-alimentação da carga no interior da caçamba. As principais características para este tipo de veículo são o alto desempenho, o baixo custo de fabricação, a fácil manutenção, a longa vida em serviço e a sua construção robusta. Possuem diversas aplicações nas obras de construção civil, sendo empregado em diversas etapas das mesmas, como na movimentação de agregados da construção civil, remoção de entulhos e distribuição de concreto.

Com o emprego deste veículo em diferentes tipos de terrenos e em diferentes condições de carregamento fica evidenciada a preocupação com a sua integridade estrutural. Portanto este trabalho tem como o objetivo a análise do comportamento estrutural do chassi e da estrutura da pá carregadeira em diferentes carregamentos pelo método dos elementos finitos (MEF).

1.1 DESCRIÇÃO DA EMPRESA

Este trabalho de estágio foi realizado na empresa Menegotti Indústrias Metalúrgicas, com sede em Jaraguá do Sul, Santa Catarina. A Menegotti, com seus 73 anos de história, se firmou como líder nacional na fabricação de máquinas e equipamentos para a construção civil. Atualmente a sua principal fonte de receitas fica por conta das betoneiras e outros equipamentos da linha leve.

Ao longo desses anos, a preocupação da empresa com a inovação tecnológica fez com que fosse criado no ano de 2009, na cidade de Caxias do Sul no Rio Grande do Sul, um centro tecnológico para o desenvolvimento de novos produtos. Este centro conta atualmente com 15 colaboradores em sua maior parte composto por engenheiros alocados na área de projetos, desenvolvimento de fornecedores e engenharia experimental. Com essa estruturação, o centro tecnológico passou a ser peça chave no planejamento estratégico da empresa, sendo

responsável desde o conceito teórico inicial dos novos produtos até a sua validação durante os testes experimentais.

O primeiro *dumper* desenvolvido pela Menegotti foi o Max 3000, lançado no final do ano de 2012, com capacidade de carga de 1500 kg e tração na dianteira (4x2). O próximo lançamento desta família, o *dumper* Max 5000, está previsto para o início de 2014. Este veículo irá contar com um aumento da capacidade de carga, passando para 3000 kg e tração nas quatro rodas (4x4).

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Partindo da necessidade da obtenção de uma visão geral do veículo quanto a esforços e tensões, esse trabalho tem como objetivo a análise estrutural do *Dumper* Max 5000 em determinados componentes críticos. Essa análise é importante para a comprovação da resistência da estrutura perante as diferentes condições de utilização do veículo em um canteiro de obras.

Para essa análise os componentes selecionados foram o chassi e a estrutura de sustentação da pá carregadeira, por se tratarem como os componentes que mais são exigidos estruturalmente no veículo durante a sua operação. Como se trata de uma estrutura complexa e de difícil solução analítica, para essa análise será utilizado o MEF, objetivando prever possíveis falhas que essa estrutura possa sofrer durante a sua utilização. Na figura 1 é apresentada uma visão geral do *dumper* Max 5000.

Figura 1 - *Dumper* Max 5000



Fonte: Acervo Menegotti (2013)

1.3 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.3.1 Objetivo geral

Avaliação do comportamento estrutural em diferentes condições de carregamentos de um veículo destinado à movimentação de cargas na construção civil, utilizando o método de elementos finitos.

1.3.2 Objetivos específicos

Baseados no objetivo geral ficam estabelecidos os seguintes objetivos específicos. São eles:

- a) Revisão da bibliografia;
- b) Levantamento das principais condições de carregamentos que o veículo é submetido durante a sua utilização;
- c) Análise dos esforços atuantes na estrutura de sustentação da pá de carregamento e no chassi do veículo quando submetida às principais condições de carregamento, através da análise estática linear, pelo método dos elementos finitos.
- d) Verificação da validação da estrutura através de um critério de fadiga teórico.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Primeiramente nesta revisão bibliográfica serão apresentados artigos e trabalhos relacionados com o MEF, após será abordada uma breve revisão dos conceitos de resistência dos materiais, mecânica dos sólidos, critérios de falhas e os fundamentos do MEF. Essa revisão tem como objetivo servir como base aos assuntos tratados no decorrer desse trabalho.

2.1 TRABALHOS CORRELATADOS

Silva *et al* (2001), realizaram uma análise estrutural em um chassi de um veículo pesado utilizando um *software* comercial de elementos finitos, considerando diferentes estratégias de modelagem associadas a diferentes tipos de elementos finitos. Com base nos resultados, comparações qualitativas e quantitativas foram feitas para verificar a influência da modelagem computacional nos resultados da análise.

Lirio (2004), realizou uma metodologia híbrida experimental-numérica para análise estrutural de chassi de veículos comerciais. O MEF foi aplicado para resolver o modelo numérico do veículo e para a sua validação foram utilizados ensaios experimentais. O processo todo de análise foi desenvolvido apenas nos pontos de maior incerteza do chassi. Os resultados numéricos foram comparados com as medições experimentais, ocorrendo uma pequena diferença entre ambos os métodos que se acredita ser reduzida com o refinamento do método executado.

Bosnjak *et al* (2008), executaram uma análise de falha de um suporte de uma escavadora de roda de caçambas utilizada na mineração a céu aberto. Através do MEF foi verificada a ocorrência de uma zona de concentração de tensões, que veio falhar durante a utilização da máquina. Junto com o MEF foi utilizada uma investigação experimental, que por fim conclui que a falha no suporte foi consequência de uma superposição de efeitos negativos causados pelo inadequado dimensionamento e erros de geometria do suporte desta estrutura.

Rahman *et al* (2008), utilizaram o MEF em um chassi de um implemento rodoviário, realizando um estudo para verificar a segurança e prever a vida do mesmo. Para realizar este estudo foi utilizando um *software* comercial de elementos finitos onde se encontrou o ponto de mais elevada tensão do conjunto. Essa análise é importante, pois a partir desse ponto é possível iniciar uma falha pela fadiga, sendo assim tornou-se essencial uma análise detalhada dessa região com o objetivo da redução dos níveis de tensão.

Rusiński *et al* (2008), realizaram um estudo numérico e experimental sobre a quebra do braço de uma carregadeira utilizada na mineração em subsolo. Este estudo utilizou o MEF para a análise numérica, encontrando a distribuição de tensões encontradas nas extremas condições de carregamento do conjunto. Também foram analisados a macografia, micrografia e os testes de dureza do material do braço. Através dessa investigação concluiu-se que para as condições de trabalho desse equipamento, a falha do componente era inevitável.

Baadkar (2010), realizou análise estrutural em um reboque com duas diferentes condições de serviço. A análise estrutural estática através do MEF encontrou pontos de fratura da estrutura e com isso pode-se avaliar as possíveis causas destas falhas. Por fim executou-se análises mais aprofundadas sobre o problema nos pontos determinados pelo MEF.

Ingole e Bhope (2011), realizaram a análise estrutural utilizando o MEF em um implemento agrícola, objetivando encontrar a distribuição das tensões no conjunto a fim da obtenção da redução de peso, custos de fabricação e ao mesmo tempo não prejudicar a segurança contra falhas da estrutura.

Ost *et al* (2011), realizaram com o auxílio de um *software* comercial de elementos finitos uma análise estrutural estática do chassi de um transplantadora. O objetivo foi prever o comportamento da estrutura frente a alguns cenários e também a análise do material que melhor se adequava as necessidades de projeto.

Soares *et al* (2012), realizaram o estudo e o desenvolvimento de um chassi automotivo para um veículo elétrico de pequeno porte através do MEF. Nesse estudo do chassi foi utilizado o conceito de rigidez estrutural para avaliação do mesmo, sendo que os valores numéricos resultaram 22% superiores aos valores experimentais. Essa diferença pode ter sido causada pela tensão residual nas regiões soldadas dos tubos do chassi, que não foram representadas no modelo numérico.

Nor *et al* (2012), realizaram uma análise das tensões de um chassi de um implemento rodoviário. A preocupação do estudo foi a coleta de informações das vigas “I” do chassi, para um futuro melhoramento do produto. Para essa análise foi utilizado um *software* comercial de elementos finitos onde os resultados coletados foram comparados com o cálculo analítico, após essa análise encontrou-se o coeficiente de segurança para o conjunto.

Patel e Patel (2012), realizaram análises estruturais estáticas envolvendo o chassi de um caminhão. Esse estudo foi executado com o auxílio do MEF e objetivou a análise da rigidez e resistência do chassi. Ao final foram realizadas comparações entre o método numérico e o método analítico.

2.2 ESTADO PLANO DE TENSÕES E DEFORMAÇÕES

Segundo 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.

2.2.1 Tensões principais e cisalhantes máximas

De acordo com 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 em cada face do elemento do material.

Deste modo para encontrar as tensões principais máximas e mínimas utiliza-se a equação (1) e para encontrar as tensões cisalhantes máximas utiliza-se a equação (2):

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

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

2.2.2 Deformações principais e cisalhantes máximas

Segundo Hibbeler (2004), o estado geral das deformações em determinado ponto é representada pela combinação de três componentes de deformação normal (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 (3) e para encontrar a deformação de cisalhamento máxima utiliza-se a equação (4):

$$\epsilon_{1,2} = \frac{\epsilon_x + \epsilon_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\epsilon_x - \epsilon_y}{2}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_{xy}}{2}\right)^2} \quad (3)$$

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

2.3 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

Neste trabalho serão abordados apenas materiais isotrópicos e homogêneos, sendo assim esses materiais possuem propriedades que são independentes da orientação geométrica e constantes em todo o volume. O foco principal será dado ao aço e a principal abordagem se dará onde o comportamento entre tensão atuante e deformação do material ocorre de forma linear.

2.3.1 Relação entre tensão e deformação

De acordo com 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. Já 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. A lei de Hooke é representada matematicamente pela equação (5) onde σ é a tensão, E é o módulo de elasticidade ou módulo de Young, e ϵ é a deformação:

$$\sigma = E\epsilon \quad (5)$$

2.3.2 Coeficiente de Poisson

Segundo 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 o corpo se contraia na direção da força e se expanda lateralmente.

A relação entre as deformações ocorre pelo coeficiente de Poisson e é expressa pela equação (6), onde ϵ_{lat} corresponde à deformação lateral ϵ_{long} à deformação longitudinal:

$$\nu = - \frac{\epsilon_{lat}}{\epsilon_{long}} \quad (6)$$

2.3.3 Lei de Hooke para o estado triaxial

Segundo Hibbeler (2004), se o material está sujeito a um estado de tensão triaxial σ_x , σ_y e σ_z em determinado ponto, 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 (7) expressam à forma geral da lei de Hooke para um estado de tensão triaxial.

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad \epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad \epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (7)$$

Também é possível obter o módulo de cisalhamento através de uma relação entre o módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson. Essa relação é expressa pela equação (8).

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (8)$$

Desta forma a lei de Hooke para a tensão de cisalhamento e deformação por cisalhamento é escrita pelo conjunto de equações (9):

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy} \quad \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz} \quad \gamma_{xz} = \frac{1}{G} \tau_{xz} \quad (9)$$

2.4 TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES

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 (10):

$$\sigma' = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (10)$$

2.5 CRITÉRIOS DE FALHAS

Existem numerosos critérios de falhas na literatura destinados tanto para carregamentos estáticos quanto para carregamentos variáveis. A determinação do critério de falha que será utilizado em uma análise é determinado pelas experiências do profissional ou por especificações de determinado projeto.

De acordo com Norton (2004), a maioria das falhas em máquinas acontecem devido cargas que variam no tempo, e não esforços estáticos. Essas falhas acontecem a níveis de tensão significativamente inferiores aos valores da resistência ao escoamento do material.

Partindo dos pontos destacados anteriormente e também da necessidade de escolha de um critério para o desenvolvimento do trabalho, este trabalho objetivou a utilização de um critério fadiga teórico para o seu desenvolvimento. Portanto o foco do estudo dos critérios de falhas foi o limite de resistência à fadiga estimado, critério que é comumente encontrado na bibliografia, servindo como uma estimativa para o limite de fadiga do material.

2.5.1 Limite de resistência à fadiga estimado

Segundo Norton (2004), a melhor informação a respeito da resistência à fadiga de um material para vida finita, ou o seu limite de fadiga para vida infinita provém de ensaios com montagens reais ou com protótipos de um projeto real. Na impossibilidade destes ensaios e se não existirem dados disponíveis de resistência à fadiga é necessário fazer uma estimativa do limite de fadiga.

Shigley *et al* (2005), apresentam que a partir de ensaios experimentais foram especificadas relações entre a resistência máxima à tração e o limite de fadiga, sendo que estes podem ser usados como uma estimativa da resistência à fadiga de determinado material. Sendo assim, o limite de resistência à fadiga é representado pela a máxima tensão admissível suportada por determinado corpo sem que haja falhas devido à fadiga no material. Essas relações são citadas a seguir onde S_e' é o limite de fadiga estimado e o S_{ut} é a máxima resistência à tração suportada pelo material.

- $S_e' = 0,504S_{ut}$ para $S_{ut} < 1460$ MPa
- $S_e' \cong 740$ MPa para $S_{ut} \geq 1460$ MPa

2.6 FUNDAMENTOS DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

De acordo com Filho (2007), o MEF destinado à análise estrutural tem como objetivo a determinação do estado de tensões e de deformações de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores.

Segundo Bathe (1996), a primeira etapa de análise pelo método dos elementos finitos consiste na criação da representação geométrica da estrutura em análise. Nessa etapa as propriedades dos materiais, os carregamentos aplicados e as condições de contorno da geometria devem ser definidos. Se a geometria ou outro dado for muito complexo é necessária então uma simplificação para a obtenção de um bom modelo matemático.

Segundo Silva et al (2001), em seguida ocorre à divisão da geometria, a ser analisada em partes discretas menores. Esse processo é chamado de discretização ou a geração da malha. Na sequência, as equações diferenciais inerentes ao tipo de análise escolhida, correspondentes a cada parte discretizada da geometria, conhecida usualmente como elemento finito, são resolvidas a partir de rotinas numéricas.

2.6.1 Tipos de análise pelo MEF

Antes da aplicação do MEF, deve ser definido qual será a análise a ser desenvolvida. Análises pelo MEF podem variar entre análises estáticas ou dinâmicas e lineares ou não lineares. Pelas condições do problema a ser analisado, esse trabalho utilizará uma análise estática linear.

2.6.1.1 Análise estática e dinâmica

Azevedo (2003), diz que em algumas situações a análise pelo MEF é razoável considerar que ações são aplicadas de um modo suficientemente lento, tornando desprezíveis as forças de inércia. Nestes casos a análise se designa análise estática, nela são determinados deslocamentos, tensões, deformações, forças nas estruturas e resultantes do carregamento aplicado.

Segundo Andrade (2011), 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.

2.6.1.2 Análise linear e não linear

Azevedo (2003), diz que na análise linear admite-se que não existe a influência da modificação da geometria da estrutura na distribuição dos esforços e das tensões, todo o estudo é feito com base na geometria inicial não deformada. Também é comum considerar que, o nível do material que constitui a estrutura, a relação entre tensão e deformação é linear. Quando não são consideradas as hipóteses anteriores citadas a análise então passa a ser uma análise não linear.

2.6.2 Métodos de solução

Outra importante informação que deve ser definida antes da utilização do MEF é qual será o método de solução que deverá ser aplicado na resolução do problema. As soluções numéricas do MEF frequentemente são classificadas como sendo explícitas e implícitas.

Neste trabalho será utilizado o método de solução de equações de equilíbrio implícito.

2.6.2.1 Solução explícita

Segundo Ciapparini (2012), no método explícito 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 $(t-\Delta t)$. Nas soluções explícitas é aplicado o método das diferenças finitas centrais, *softwares* como Ansys/Ls-dyna e Abaqus possuem este método de soluções explícitas.

De acordo Remala (2005), o método explícito calcula as acelerações através da inversão da matriz massa. Como a matriz massa possui termos apenas nas diagonais o tempo computacional na utilização deste tipo de solução não será alto. O método de solução explícita é matematicamente representado na equação (11) 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.

$$\{\ddot{u}_n\} = [M]^{-1}\{F_n^{ext}\} - \{F_n^{int}\} \quad (11)$$

2.6.2.2 Solução implícita

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. Outros métodos aplicados a problemas com solução implícita são os métodos de Houbolt, θ Wilson e o método da superposição modal.

Segundo Remala (2005), no método de integração implícita ocorre à inversão da matriz rigidez e para cada incremento de tempo é calculado um deslocamento. Este método necessita de um intensivo uso de CPU tornando elevado o tempo computacional de solução. O método implícito é expresso matematicamente pela equação (12), onde o primeiro termo representa o vetor deslocamento no tempo $t_{n+\Delta t}$, o segundo termo representa a matriz rigidez e o último representa o vetor de força aplicada:

$$\{u_{(n+1)}\} = [K]^{-1}\{F_{n+1}^a\} \quad (12)$$

2.6.3 Etapas de definição do MEF

A seguir encontram-se detalhadas as etapas utilizadas para a definição da análise para a solução através do MEF. É importante a eficiente utilização destas etapas para a obtenção de resultados convergentes ao problema analisado.

2.6.3.1 Geometria da análise

De acordo com Filho (2004), a geometria da peça a ser analisada deve servir 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 que foi baseada.

Filho (2007), diz que uma geometria limpa facilita a construção da malha. 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.

2.6.3.2 Propriedades dos materiais

De acordo com Filho (2004), a maioria das análises usando o MEF, assume que o material é isotrópico e homogêneo. As principais propriedades dos materiais que são necessárias para à caracterização de um modelo para uma análise linear estática utilizando MEF são o módulo de Young, o coeficiente de Poisson, o módulo de cisalhamento e a densidade do material.

2.6.3.3 Condições de contorno

De acordo com Filho (2004), as condições de contorno são aquelas que não fazem parte do modelo, mas que são atribuídas a ele na tentativa de representar o seu ambiente de aplicação sendo agregadas ao modelo como cargas e restrições. As cargas podem ser 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. Também é possível impor ao modelo deslocamentos conhecidos visando analisar a configuração dos esforços resultantes.

2.6.3.4 Geração da malha

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

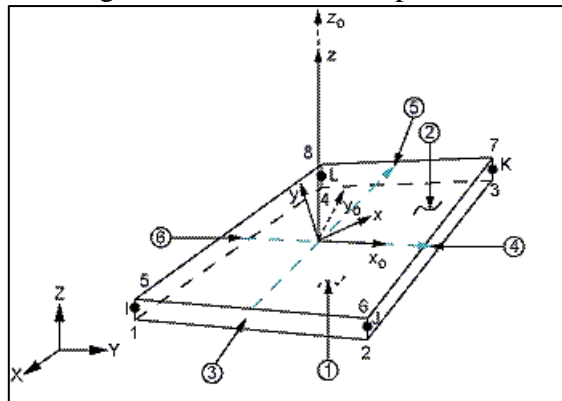
De acordo com Oliveira (2007), outra medida mais subjetiva é a aparência da malha, a sua capacidade de representar visualmente a geometria da peça. Uma malha com boa aparência não necessariamente é a melhor malha, mas uma malha de má aparência quase sempre indica um sinal de problema. Uma malha de boa aparência possui elementos regulares, com boa forma e as transições de secções devem ser suaves e graduais sem elementos distorcidos.

2.6.3.5 Tipos de elementos

Os tipos de elementos normalmente usados para a discretização de um modelo são os elementos do tipo barra, o elemento do tipo casca e os modelos sólidos. No desenvolvimento deste trabalho o enfoque maior se dará no elemento do tipo casca.

Segundo Filho (2004), o termo casca refere-se a elementos planos quadriláteros ou triangulares que são usados para representar estruturas de paredes finas, sendo assim a principal indicação para usar esses 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. Na figura 2 é apresentada a ilustração de um elemento do tipo casca.

Figura 2 - Elemento do tipo casca



Fonte: Adaptado de Ansys User Guide (2011)

3 OBJETO DE ESTUDO

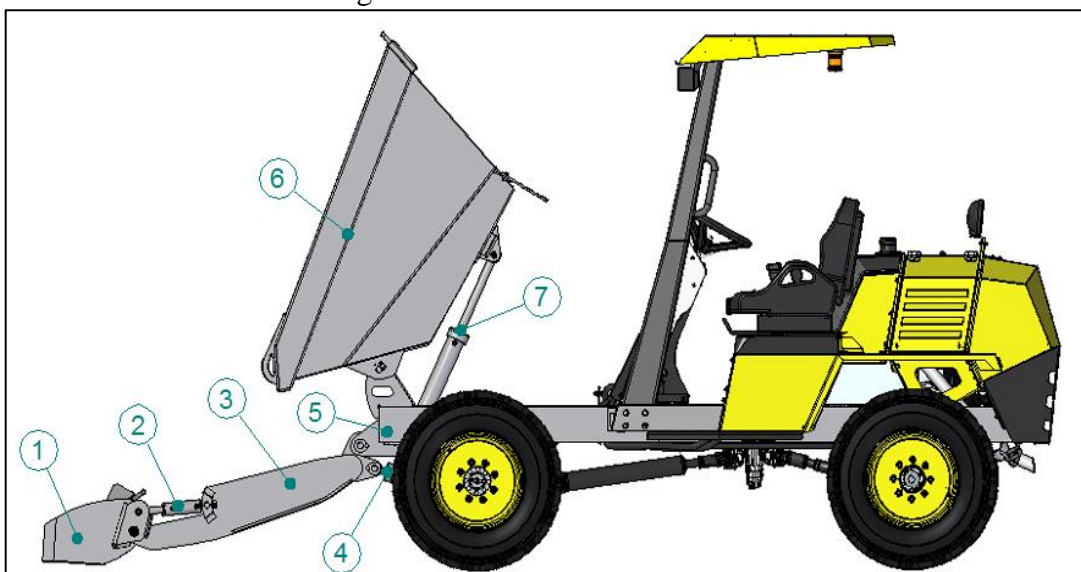
Essa secção tem como objetivo um maior detalhamento sobre o objeto de estudo deste trabalho, detalhando o veículo e também às estruturas que foram analisadas pelo MEF.

3.1.1 Detalhamento do veículo

O *Dumper*, como citado anteriormente, é um veículo autopropelido, utilizado para a movimentação de materiais com capacidade de carga de 3.000 kg, possuindo o seu peso bruto total na ordem de 5.000 kg. Sua forma construtiva consiste basicamente em um chassi rígido montado sobre os eixos dianteiro e traseiro, sem elementos de suspensão e amortecimento, sendo que o eixo dianteiro é fixo diretamente ao chassi e o eixo traseiro é fixado ao chassi por meio de um pino central, deste modo possibilitando a sua movimentação angular. O veículo também possui um circuito hidráulico integrado que permite a utilização dos atuadores hidráulicos para realização dos movimentos da caçamba e carregador.

Na parte frontal do veículo estão localizados importantes componentes do conjunto geral. Na figura 3 é apresentada uma vista lateral do veículo detalhando estes componentes, onde a numeração representa: (1) pá de carregamento, (2) atuador hidráulico da pá de carregamento, (3) estrutura de sustentação da pá de carregamento, (4) atuador hidráulico da estrutura de sustentação, (5) chassi, (6) caçamba e (7) atuador hidráulico da caçamba.

Figura 3 - Vista lateral do veículo



Fonte: Elaborado pelo autor com base nos dados fornecidos pela empresa (2013)

A caçamba é articulada ao chassi por pinos e sua movimentação é realizada através da força obtida pelo atuador hidráulico localizado na parte inferior da mesma. Quando acionado, faz com que a caçamba realize o movimento de basculamento em torno do eixo de articulação com o chassi, sendo o movimento controlado por um comando hidráulico. Esse movimento permite que a carga presente no interior da caçamba seja descarregada pela ação da gravidade.

O carregador é um mecanismo composto pela estrutura de sustentação e pela pá de carregamento, possuindo cinco articulações entre os componentes através de pinos de cada lado da estrutura. Para a movimentação da pá de carregamento existem dois atuadores hidráulicos dispostos entre a pá e a estrutura de sustentação, e para movimentação da estrutura existem outros dois atuadores hidráulicos montados entre a estrutura do carregador e o chassi, sendo o controle das movimentações realizado através de comando hidráulico. Essa configuração permite que os componentes do conjunto tenham variados movimentos possibilitando as mais diversas combinações de ângulos entre a pá de carregamento, estrutura de sustentação e chassi. O carregador é montado frontalmente ao chassi por duas articulações por pino, e é utilizado para recolhimento e auto-alimentação da carga no interior da caçamba do veículo.

3.1.2 Detalhamento do objeto do estudo

Essa seção tem por objetivo o detalhamento em específico das montagens, formas construtivas e características técnicas dos principais objetos de estudo analisados durante a realização desse trabalho, sendo estes objetos o chassi e a estrutura de sustentação da pá de carregamento.

3.1.2.1 Chassi

O chassi é uma estrutura rígida composta basicamente pelas longarinas, travessas e mancais de articulação, sendo as longarinas, a travessa frontal e a travessa traseira de aço NBR 6655 LN 24 de perfil “U” laminado e os demais componentes são de aço SAE 1020.

Todos os componentes do conjunto do chassi são unidos entre si pelo processo de soldagem. A única exceção é a travessa central que é unida as longarinas através de uma junta parafusada.

O chassi é montado sobre os eixos e além de suportar a caçamba e o conjunto do carregador, também dá suporte ao trem de força, carroceria, sistemas hidráulicos, sistemas de direção, sistema de proteção e sistemas elétricos. Na figura 4 é apresentada uma visão em perspectiva do chassi do veículo em sua versão de projeto.

Figura 4 - Chassi do veículo



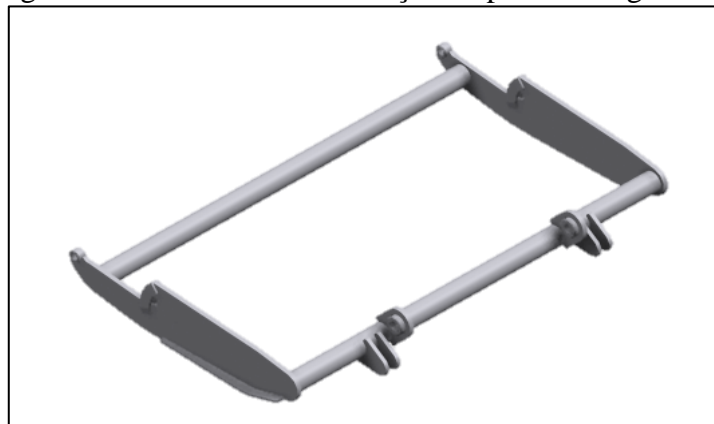
Fonte: Acervo Menegotti (2013)

3.1.2.2 Estrutura de sustentação da pá de carregamento

A estrutura de sustentação da pá de carregamento é composta por chapas e tubos de aço SAE 1020, sendo todos os componentes do conjunto unidos através de soldagem.

As articulações da estrutura entre a pá de carregamento, atuadores hidráulicos e chassi, são todas efetuadas através de pinos. A figura 5 apresenta uma visão em perspectiva da estrutura da pá de carregamento em sua versão de projeto.

Figura 5 - Estrutura de sustentação da pá de carregamento

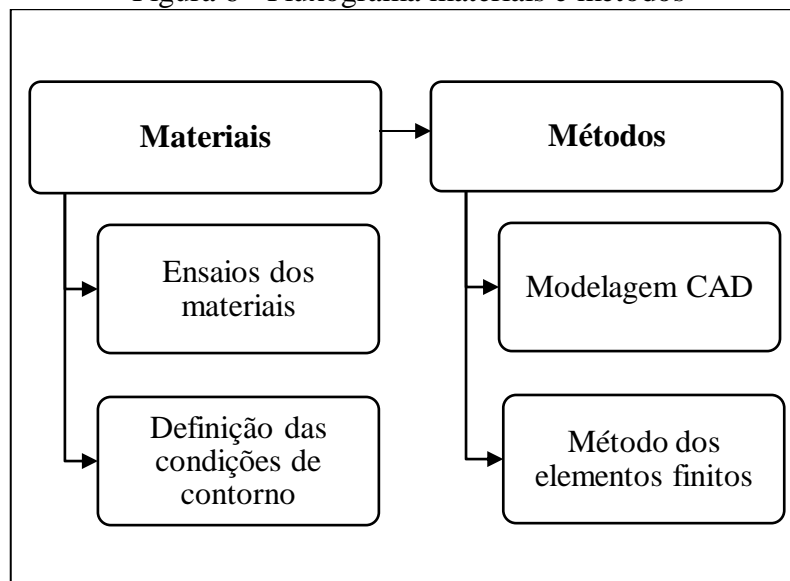


Fonte: Acervo Menegotti (2013)

4 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

O desenvolvimento desse trabalho foi dividido em duas etapas principais intituladas como materiais e métodos. O detalhamento de cada uma das etapas utilizadas para a obtenção do resultado final e conseqüentemente o atingimento dos objetivos propostos para esse trabalho é apresentado na figura 6.

Figura 6 - Fluxograma materiais e métodos



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.1 MATERIAIS

A etapa de materiais compreende todos os levantamentos de dados, observações técnicas, ensaios e cálculos realizados antes do início do processo de análise pelo *software* de MEF. Os resultados encontrados foram utilizados na etapa de métodos e também para a análise dos resultados após a conclusão do MEF.

4.1.1 Ensaios dos materiais

Essa etapa compreendeu a realização de ensaios de tração com os materiais que compõe a estrutura analisada. O objetivo destes ensaios foi de encontrar o valor da máxima resistência à tração do material para a sua utilização no critério de falha durante etapa da análise dos resultados.

Para a realização desses ensaios foram confeccionados seis corpos de prova de acordo com a norma NBR 6673, sendo três destes corpos de prova retirados do material que compõe as longarinas do chassi, e outros três corpos de prova com o material que foi utilizado no restante do chassi e na estrutura de sustentação da pá de carregamento, (figura 7).

Figura 7 - Corpos de prova para o ensaio de tração



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Os ensaios dos materiais foram realizados no Laboratório de Ensaios Mecânicos da Universidade de Caxias do Sul. Os resultados do ensaio estão presentes na tabela 1, onde os três primeiros corpos de prova da tabela são de aço NBR 6655 LN 24, material que é utilizado nas longarinas do chassi, e os três últimos são corpos de prova de aço SAE 1020 utilizado no restante dos componentes do chassi e carregador.

Tabela 1 – Resultados do ensaio de tração

Corpo de prova	Esp. (mm)	Larg. (mm)	Força de escoamento (kgf)	Força máxima (kgf)	Tensão de escoamento (MPa)	Tensão máxima de tração (MPa)	Alongamento (%)
CP1	7,57	16,12	4191,00	5958,00	336,92	478,97	34,52
CP2	7,48	16,15	4249,00	6075,00	345,05	493,33	27,60
CP3	7,46	16,14	4373,00	6055,00	356,29	493,33	27,48
CP4	8,00	16,14	4797,00	6065,00	364,46	460,79	30,92
CP5	8,01	16,17	4810,00	6073,00	364,31	459,97	32,48
CP6	8,00	16,15	4731,00	6090,00	359,22	462,41	34,29

Fonte: Elaborado pelo autor com base no ensaio (2013)

4.1.2 Definição das condições de contorno

Essa etapa tem como objetivo o levantamento das condições de contorno da análise. Os dados levantados foram utilizados na etapa de métodos deste trabalho. Para essa definição foi realizada uma investigação dos principais carregamentos que o veículo apresenta durante a sua utilização, para que com isso fossem elaboradas as diferentes condições de contorno para cada tipo de carregamento levantado.

4.1.2.1 Levantamento dos carregamentos

Nessa etapa ocorreu a realização da análise das principais cargas atuantes na estrutura do veículo. No processo de análise dos carregamentos utilizou observações realizadas em campo durante a utilização do veículo, para levantar os carregamentos que a estrutura era submetida, a incidência e as frequências de ocorrências destes carregamentos. Além da observação em campo, também foi utilizada a experiência obtida pela empresa no desenvolvimento da versão anterior do produto, possibilitando o levantamento dos históricos de problemas ocorridos, observações técnicas dos usuários do produto e teste experimentais.

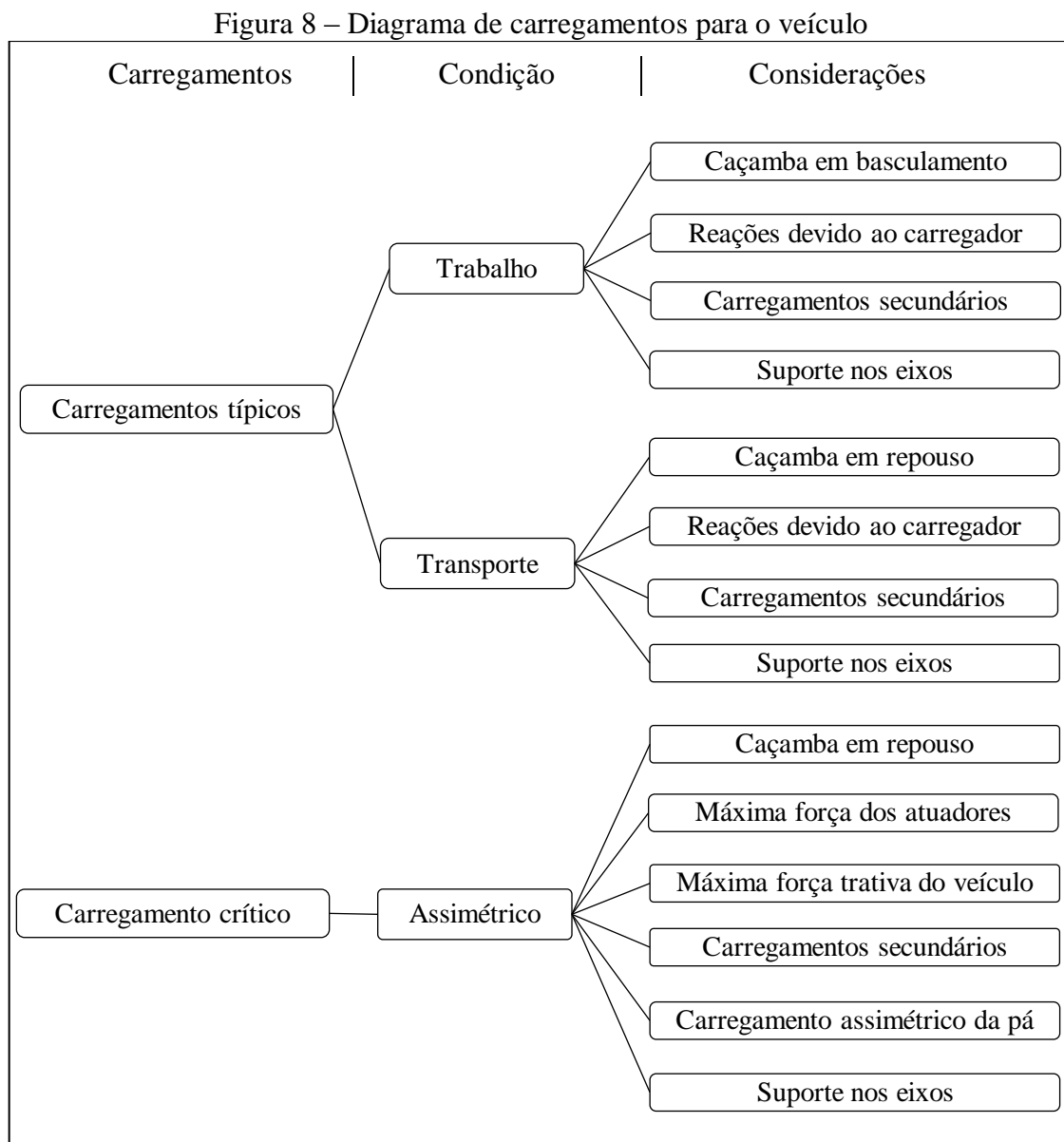
Através da análise inicial observou-se que os principais carregamentos que o chassi foi submetido eram devido à massa da carga localizada na caçamba e seu peso próprio, massa da carga localizada na pá de carregamento e seu peso próprio, massa dos reservatórios de combustível e de fluido hidráulico, massa do operador, massa do conjunto trem de força e em menor escala os demais componentes montados sobre o chassi. Na estrutura de sustentação da pá de carregamento observou-se que o principal carregamento era devido à carga localizada na pá carregadeira e seu peso próprio.

Com as observações em campo notou-se que alguns carregamentos ocorriam tipicamente e outros ocorriam em condições específicas de trabalho, ou seja, para cada condição em que o veículo encontrava-se, carregamentos diferentes eram observados.

Os únicos carregamentos que permaneciam iguais para todas as condições observadas foram nomeados como carregamentos secundários, que para a análise foram considerados todas as cargas que estão presentes no veículo devido às forças peso dos conjuntos, mas estes são considerados de menores relevâncias quando comparado com os demais carregamentos, sendo estes os carregamentos dos sistemas de carroceria, trem de força, freios, pedais, direção, proteção e hidráulico.

Através das observações realizadas em campo optou-se pela a determinação de três diferentes cenários de carregamentos para as estruturas que serão analisadas através do MEF. Serão considerados para cada cenário os carregamentos observados durante o processo de investigação realizada em campo, considerando para isto que o veículo esteja em seu estado plano e horizontal.

O diagrama apresentado na figura 8 mostra os carregamentos levantados para a análise do chassi e estrutura de sustentação da pá de carregamento. Nele é possível observar todas as condições em que esses carregamentos foram encontrados durante o processo de observação e as considerações tomadas para cada carregamento levantado e sua condição de análise.



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.1.2.1.1 Carregamento típico na condição de trabalho

O carregamento típico na condição de trabalho tem por objetivo a simulação na mesma análise de duas etapas de trabalho executadas pelo veículo durante a sua utilização. Estas etapas correspondem ao basculamento da caçamba e o giro do carregador, ambos realizados em relação chassi, e executados com as suas cargas máximas admissíveis.

Como ambos os mecanismos citados possuem movimentações executadas pela ação de atuadores hidráulicos e assim podendo assumir variados ângulos durante o processo de trabalho, determinou-se que a análise fosse executada para a condição em que sejam geradas as maiores reações de ambos os mecanismos sobre o chassi.

Esta condição de carregamento foi baseada em situações encontradas em campo e é demonstrada na figura 9. A figura 9a exibe o veículo executando o giro do carregador com a carga atuante na pá de carregamento e a figura 9b apresenta o veículo executando o basculamento da caçamba.

Figura 9 - Carregamento típico na condição de trabalho



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.1.2.1.2 Carregamento típico na condição de transporte

Para o carregamento típico na condição de transporte foi considerado que a caçamba permanece em repouso sobre as longarinas frontais do veículo, sendo assim não existe a força do atuador hidráulico sobre a caçamba e toda a carga da mesma permanece distribuída sobre as áreas de contato entre caçamba e longarinas.

Nesse carregamento também houve a consideração das reações sobre o chassi devido ao giro do carregador, analisado para o ângulo de giro em que ocorrem as maiores reações no mancal de articulação sobre o chassi.

Essa condição de carregamento foi baseada em situações encontradas em campo durante a utilização do veículo sendo demonstrada na figura 10, onde é possível observar o veículo com a caçamba na condição de transporte.

Figura 10 - Carregamento típico na condição de transporte



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.1.2.1.3 Carregamento crítico

O carregamento crítico visa simular uma condição severa durante a utilização do veículo em trabalho. A severidade deste tipo de carregamento já havia sido observada pela empresa na versão anterior desta linha de produtos, o que acarretou uma série de modificações estruturais devido a ocorrências de falhas no chassi e na estrutura do carregador durante o período de testes do veículo.

Esse carregamento ocorreu em tarefas onde o operador necessitou forçar a pá de carregamento do veículo contra um obstáculo, travando-a contra esse ponto de modo a impedir a sua movimentação e a continuidade da movimentação do veículo. Para que a pá consiga superar o obstáculo e continuar com o avanço do veículo, muitas vezes o operador necessita elevar a força de ataque da pá sobre o obstáculo. Desta forma atingindo à máxima força trativa devido a resistência ao rolamento fornecida pelo trem de força do veículo sobre a pá de carregamento.

Devido à posição de travamento que a pá permanece durante este carregamento, nessa condição também observou que os atuadores hidráulicos da pá de carregamento e da estrutura de sustentação foram induzidos à máxima pressão de trabalho permitida para o circuito hidráulico, que para este veículo está limitada à pressão de 180 bar. Com a pressão de trabalho elevada ao máximo consequentemente ocorreu o aumento das forças dos atuadores hidráulicos do conjunto.

Levando em consideração a pior condição encontrada para esse carregamento, foi observado que frequentemente ocorrem situações de trabalho em campo que a carga suportada pela pá de carregamento não está simétrica em relação à extensão da pá. Ou seja, devido à condição de não simetria dado pelo ponto suporte à pá, contrário a ação da força trativa imposta pelo veículo, um lado da estrutura do carregador sofre um maior carregamento do que lado oposto da estrutura. Levando em conta essas considerações foi definido que para essa análise a reação da pá de carregamento sobre a estrutura seria dada pelo ponto de contato lateral mais extremo da pá. Deste modo são obtidas as maiores reações devido a este carregamento sobre a estrutura.

Essa condição foi baseada em observações executadas em relação ao produto anterior e observações em campo durante o trabalho. A figura 11 apresenta uma condição de carregamento crítico assimétrico frequentemente encontrada em campo. Nesta figura nota-se que o veículo está aplicando a força trativa sobre a pá de modo que ocorra o travamento da mesma contra um obstáculo. Devido à condição com que esse carregamento ocorre, o obstáculo impõe um suporte a força trativa do veículo em um ponto extremo da pá, provocando deste modo um carregamento desigual sobre as laterais da estrutura.

Figura 11 – Carregamento crítico



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.1.2.2 Determinação de carregamentos

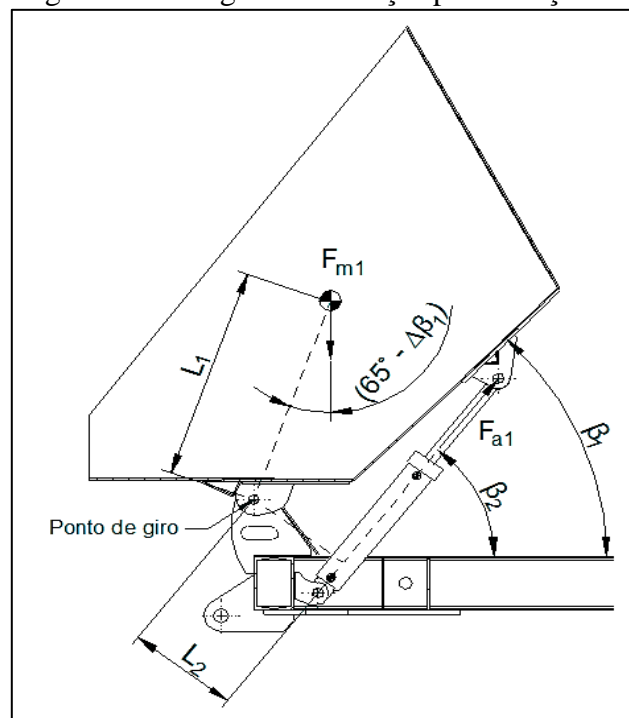
Após o levantamento dos carregamentos buscou-se métodos para a determinação dos mesmos. Para isso utilizou-se além dos dados levantados em campo, os dados de projeto do produto para a realização dos cálculos dos carregamentos para cada cenário de análise.

4.1.2.2.1 Determinação das reações da caçamba na condição de trabalho

Para a determinação das reações que a caçamba e sua carga exercem sobre o chassi foi considerado que o carregamento máximo permitido para a caçamba incluído o seu peso próprio era de 31,2 kN, e que esse carregamento permanece constante independentemente do ângulo de basculamento da caçamba.

A primeira etapa para a determinação das reações devido à caçamba foi a criação do diagrama de forças da mesma, (Figura 12). Onde F_{m1} representa a força peso devido a massa localizada na caçamba e o seu peso próprio, β_1 representa o ângulo entre chassi e caçamba, β_2 representa o ângulo entre chassi e atuador hidráulico, L_1 é a medida fixa entre o ponto de giro e o centro de gravidade e L_2 é a medida variável entre o ponto de giro da caçamba perpendicularmente a atuação da força do atuador hidráulico F_{a1} .

Figura 12 – Diagrama de forças para a caçamba



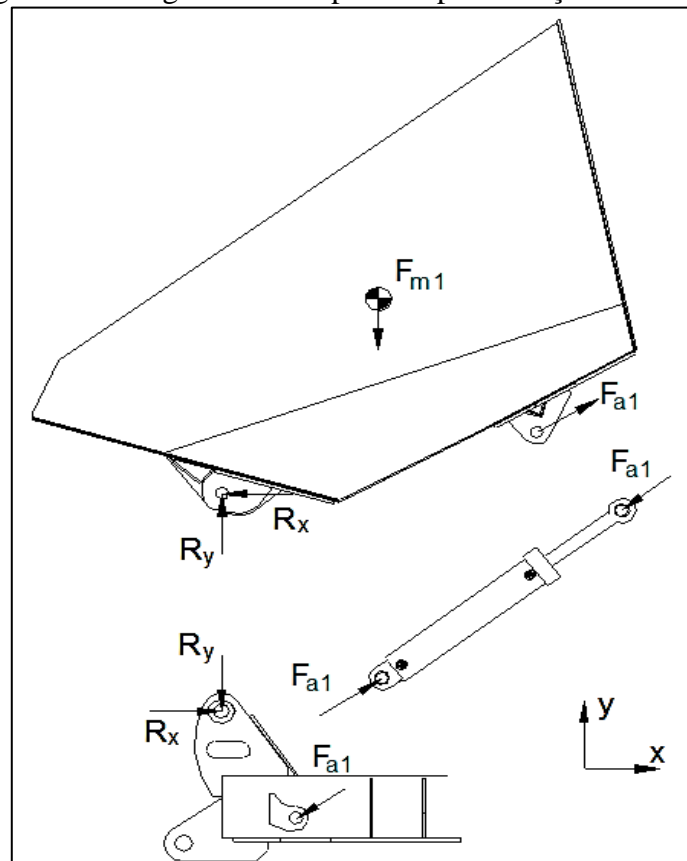
Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Como já citado a caçamba pode assumir variados ângulos de basculamento durante a utilização do veículo, deste modo, para encontrar a condição da máxima reação sobre o chassi o procedimento de cálculo necessitou encontrar para qual ângulo de basculamento da caçamba obtêm-se as maiores reações sobre o mesmo. Para isso, o primeiro passo para a determinação das reações foi a obtenção da força F_{a1} que é exercida para cada ângulo de basculamento da caçamba. Para a realização deste cálculo utilizou-se o somatório de momentos das forças que atuam na caçamba em relação a ponto de giro, isolando-se a variável F_{a1} , a qual representa a força do atuador hidráulico, resultando na equação (13).

$$F_{a1} = \frac{F_{m1} \cdot \text{sen}(65^\circ - \Delta\beta_1) \cdot L_1}{L_2} \quad (13)$$

Com a definição da força F_{a1} , determinaram-se as reações R_x e R_y , respectivamente as reações na direção x e y atuantes no mancal de articulação do chassi com a caçamba. Partindo dessas considerações o procedimento de cálculo das reações iniciou com a construção do diagrama de corpo livre para a caçamba e chassi, ver figura 13.

Figura 13 - Diagrama de corpo livre para a caçamba e chassi



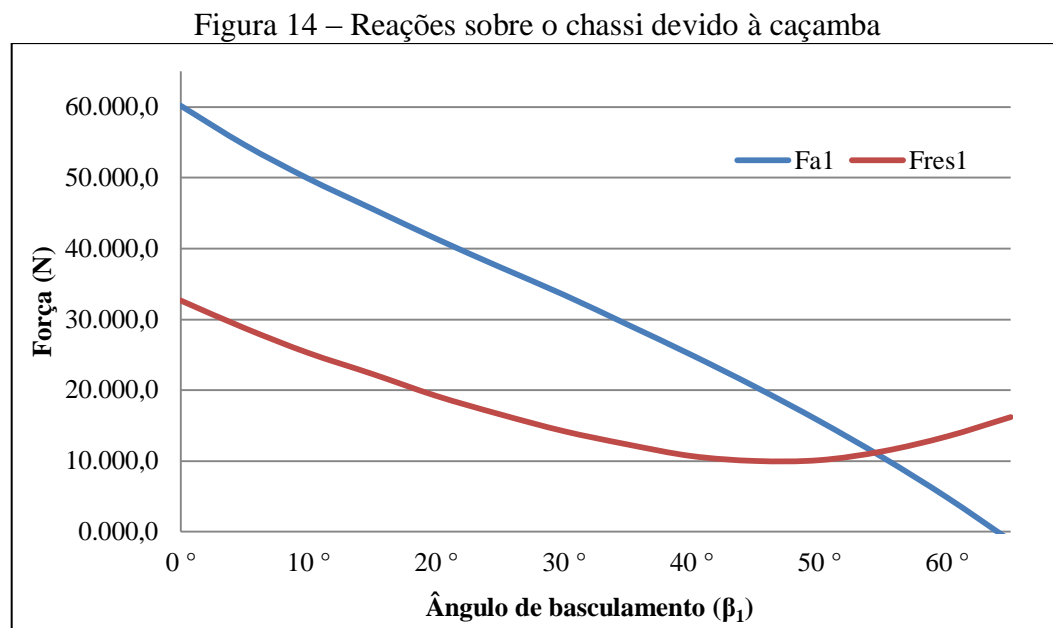
Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Analisando as reações na caçamba devido às forças F_{a1} e F_{m1} , levando em consideração a existência de dois mancais de articulação, utilizaram-se as condições de equilíbrio estático para determinação de R_x e R_y , resultando nas equações (14) e (15).

$$R_x = \frac{F_{a1} \cos(\beta_2)}{2} \quad (14)$$

$$R_y = \frac{F_{m1} - F_{a1} \sin(\beta_2)}{2} \quad (15)$$

Com o equacionamento acima se determinou as reações sobre o chassi para todos os ângulos de basculamento da caçamba representados no gráfico da figura 14, onde F_{res1} representa a força resultante entre as reações R_x e R_y .



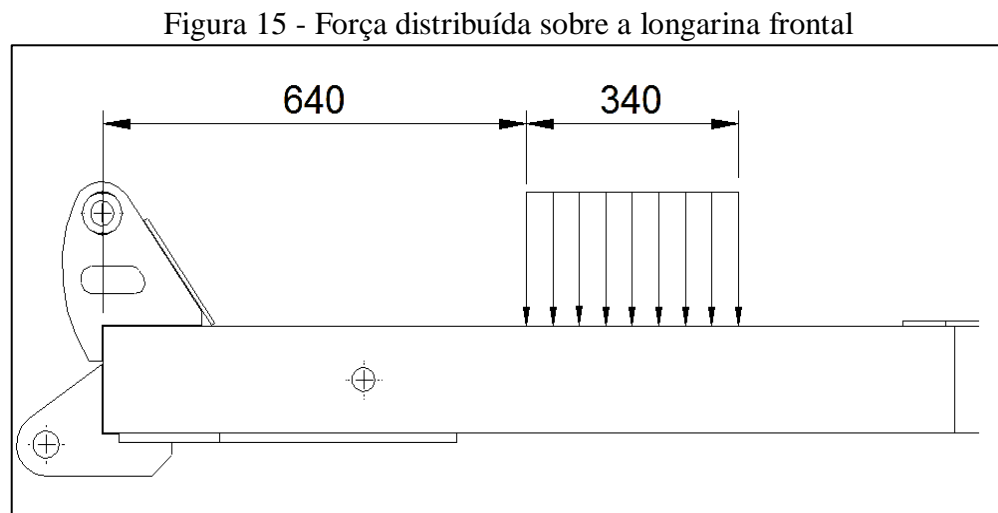
Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Com a análise do gráfico da figura 14, observa-se que as máximas reações de carregamento sobre o chassi devido às forças atuantes na caçamba ocorrem na condição inicial de basculamento, onde a carga exige uma maior força do atuador hidráulico e consequentemente maiores reações foram encontradas. O resultado para as forças encontradas na condição máxima foram F_{a1} de 60,2 kN e as reações R_x e R_y foram 30,0 kN e 13,0 kN respectivamente. Os dados utilizados para cálculo e demais resultados estão presentes no apêndice A deste trabalho.

4.1.2.2.2 Determinação das reações da caçamba na condição de transporte

Para a determinação das reações da caçamba sobre o chassi na condição de transporte foram usados os mesmos valores de carregamentos utilizados para a determinação de carregamentos anterior, porém para esta condição o atuador hidráulico não está exercendo força sobre a caçamba. Sem a presença da força do mesmo, a caçamba se mantém apoiada sobre as longarinas frontais do chassi. Considerando deste modo, à existência de uma folga mínima entre pino e bucha de articulação para que assim não exista outro ponto de apoio a não ser pelas longarinas do chassi.

A figura 15 apresenta a posição da carga distribuída sobre o chassi, resultando em uma força distribuída de 45,9 N/mm, sobre ambas as longarinas frontais.



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

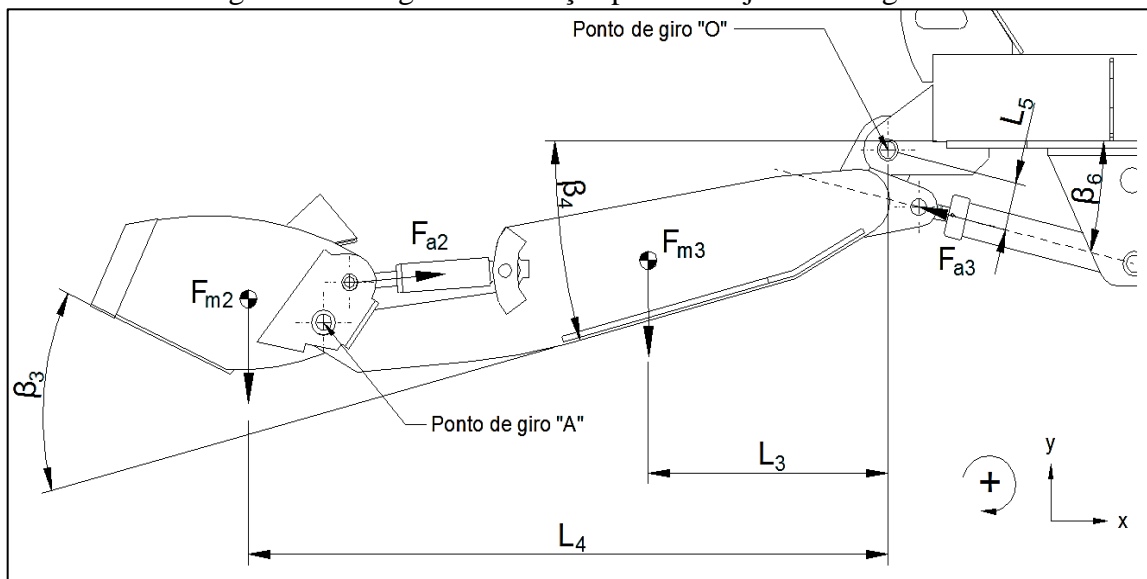
4.1.2.2.3 Determinação das máximas reações sobre o chassi devido ao carregador

Para a determinação das máximas reações sobre o chassi devido ao carregador foi considerado que a carga sobre a pá de carregamento é constante e independente do ângulo de inclinação que a mesma esteja. A carga na pá de carregamento utilizada para os cálculos levando em consideração o seu peso próprio foi de 4,05 kN.

Como o conjunto do carregador é um mecanismo complexo podendo assumir variados ângulos de inclinação durante a sua utilização, o procedimento para encontrar as reações da estrutura levou em consideração as movimentações possíveis da pá de carregamento relacionadas às movimentações possíveis da estrutura de sustentação.

A primeira etapa para a determinação das reações foi à criação do diagrama de forças para o mecanismo levando em consideração todas as forças atuantes no mesmo, (Figura 16). Nesta figura são apresentadas as forças F_{m2} e F_{m3} que representam respectivamente as forças peso da pá de carregamento e estrutura de sustentação. As forças F_{a2} e F_{a3} representam as forças dos atuadores hidráulicos do conjunto e da pá de carregamento. As distâncias L_3 , L_4 e L_5 representam as distâncias perpendiculares das forças conforme o diagrama e o ponto de giro "O". Os ângulos β_3 , β_4 e β_6 representam respectivamente os ângulos da pá de carregamento em relação a estrutura de sustentação, da estrutura de sustentação em relação ao chassi, da força F_{a3} em relação ao chassi. Os cálculos das reações foram executados para os ângulos de -10° a 40° para a pá de carregamento e os ângulos de -15° a 95° para a estrutura da pá de carregamento.

Figura 16 - Diagrama de forças para o conjunto carregador



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

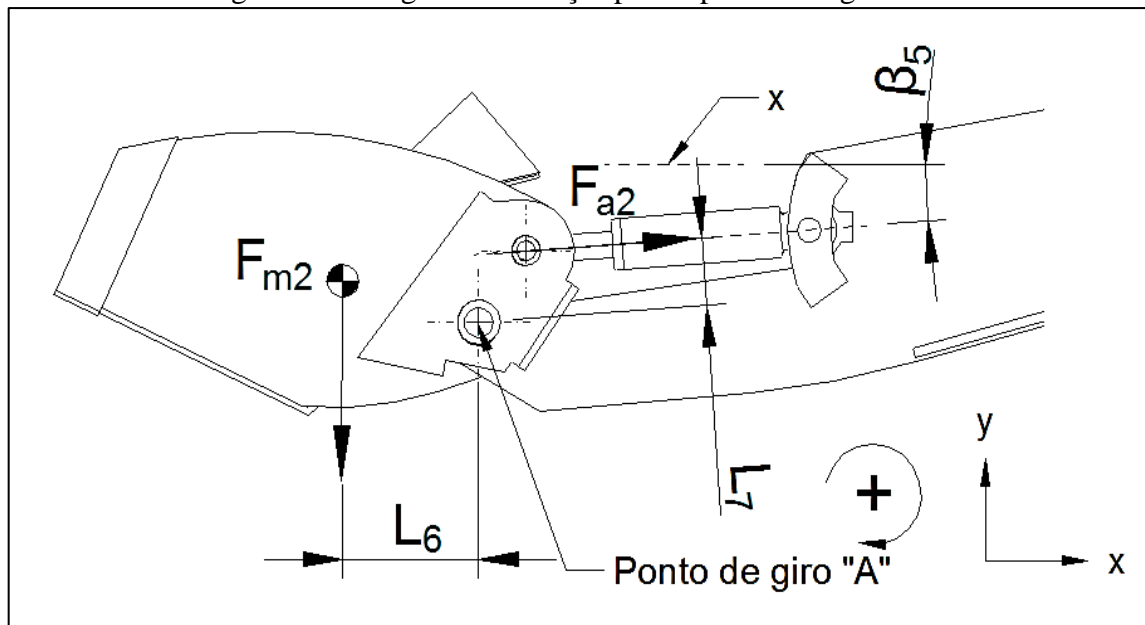
O processo de cálculo para as reações do conjunto iniciou-se pela determinação da força F_{a3} . Como essa força é obtida por um atuador hidráulico calculou-se o momento total gerado pelas forças atuantes no conjunto em relação ao ponto de giro "O", isolando a variável F_{a3} e levando em consideração a existência de dois atuadores hidráulicos, obteve-se a equação (16).

$$F_{a3} = \frac{F_{m3} \cdot L_3 + F_{m2} \cdot L_4}{L_5} \quad (16)$$

Após a determinação da força F_{a3} iniciou-se o processo de cálculo para a determinação da força F_{a2} . Para esta nova força utilizou-se do mesmo processo de cálculo utilizado anteriormente para a obtenção de F_{a3} , pois também trata-se da força obtida através de um atuador hidráulico.

Para essa determinação criou-se um novo diagrama de forças com apenas a área de interesse para a nova determinação, conforme apresentado na figura 17. No diagrama dessa figura são apresentadas as dimensões L_6 e L_7 que representam as distâncias perpendiculares entre o ponto de giro “A” e as atuações das forças F_{m2} e F_{a2} respectivamente. Também está presente o ângulo β_5 que representa a medida de ângulo da força F_{a2} em relação ao eixo de orientação “x”.

Figura 17 - Diagrama de forças para a pá de carregamento



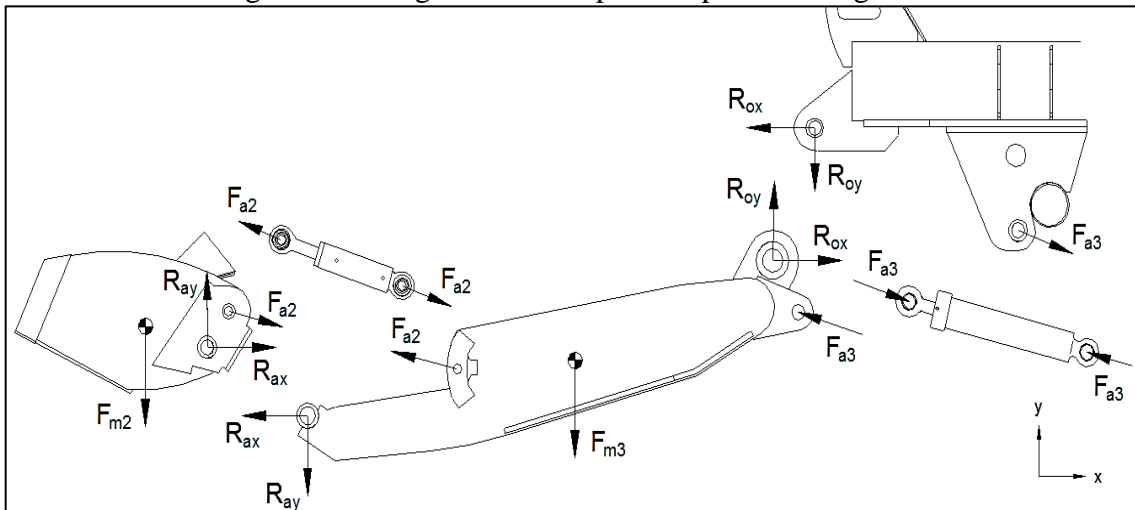
Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Para a obtenção da força F_{a2} calculou-se o momento total gerado pelas forças atuantes na pá de carregamento em relação ao ponto de giro “A”, localizado entre a pá de carregamento e estrutura de sustentação da mesma, isolando a variável F_{a2} e levando em consideração a existência de dois atuadores hidráulicos para a movimentação da pá, obteve-se a equação (17).

$$F_{a2} = \frac{F_{m2} \cdot L_6}{L_7} \quad (17)$$

Com a determinação de todas as forças externas atuantes no conjunto, o passo seguinte foi à obtenção do diagrama de corpo livre de todas as peças, com o objetivo de interpretar quais forças agem em cada componente do conjunto e deste modo encontrar as reações que a estrutura de sustentação é submetida, (Figura 18).

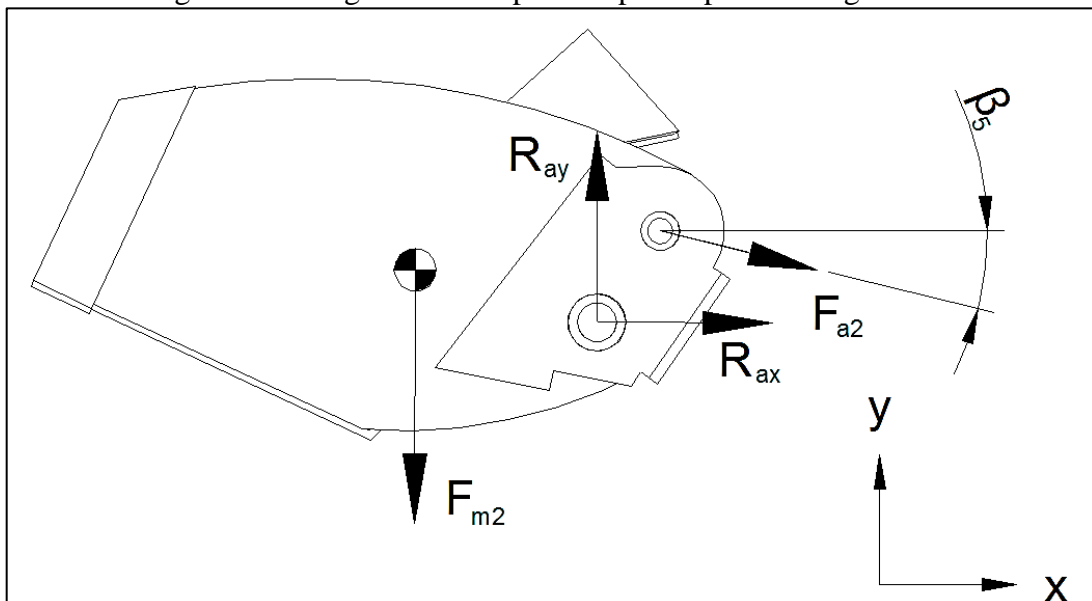
Figura 18 - Diagramas de corpo livre para o carregador



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Com o diagrama de corpos livres iniciou-se o processo de determinação das reações que ocorrem sobre os mancais do chassi. O primeiro passo foi à determinação das reações R_{ax} e R_{ay} , reações que ocorrem no ponto de giro “A”. Para isso isolou-se a pá de carregamento dos demais corpos conforme figura 19.

Figura 19 - Diagrama de corpo livre para a pá de carregamento



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

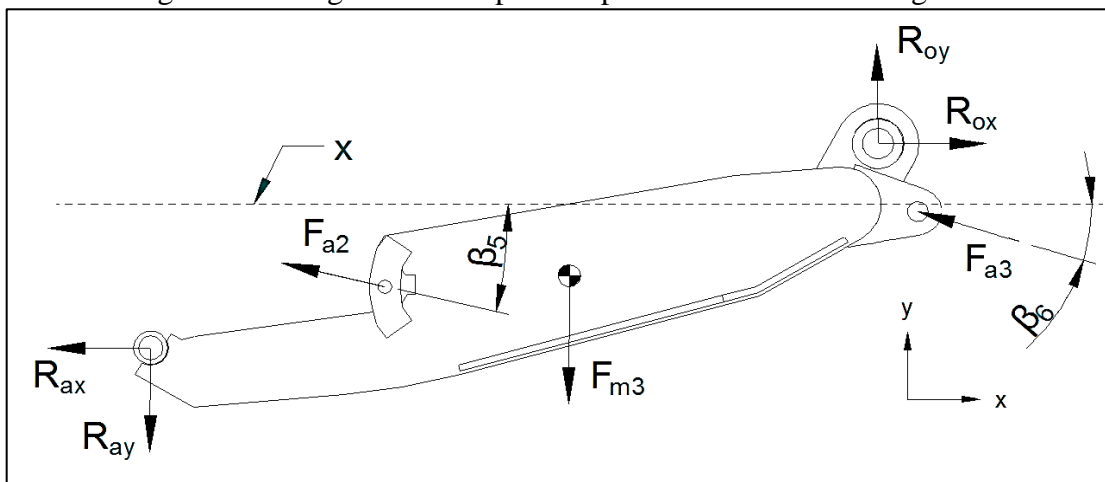
Através do diagrama apresentado na figura 19, utilizando as condições de equilíbrio estático obteve-se as reações R_{ax} e R_{ay} conforme as equações (18) e (19). A força F_{m2} foi dividida pela metade em função da existência de dois mancais de articulação entre a estrutura de sustentação e pá de carregamento.

$$R_{ax} = -F_{a2} \cdot \cos(\beta_5) \quad (18)$$

$$R_{ay} = \frac{F_{m2}}{2} + F_{a2} \cdot \sin(\beta_5) \quad (19)$$

Após a determinação das reações R_{ax} e R_{ay} iniciou-se a determinação das reações que são encontradas no mancal de articulação do chassi, utilizando da mesma forma que na determinação anterior, o diagrama de corpo e livre para a estrutura de sustentação da pá de carregamento conforme a figura 20.

Figura 20 - Diagrama de corpo livre para a estrutura do carregador



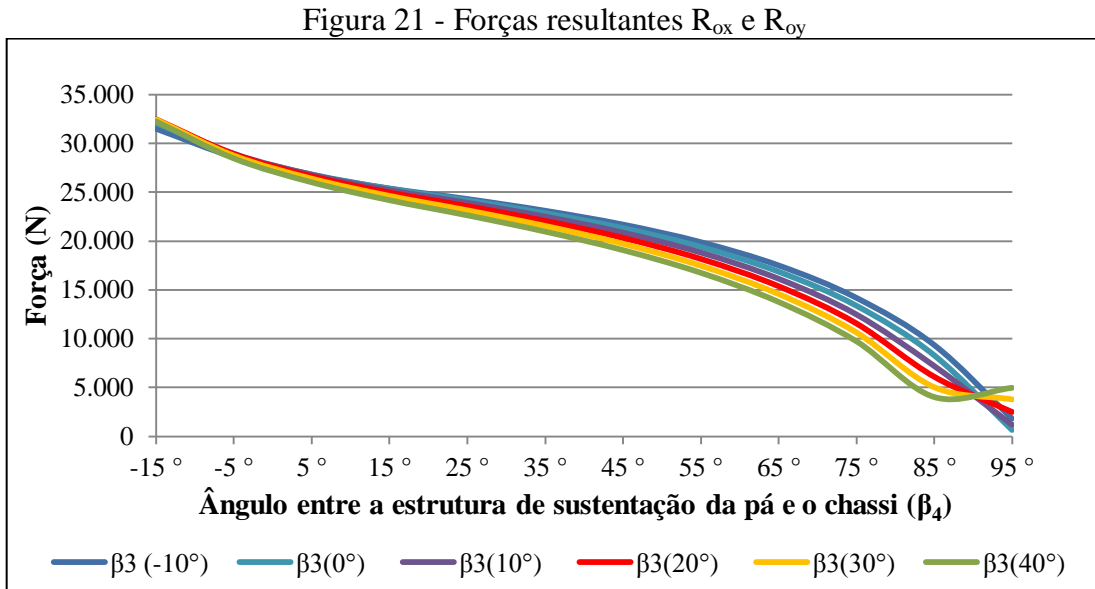
Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Com o diagrama da figura 20, utilizando as equações de equilíbrio estático obteve-se as reações em R_{ox} e R_{oy} conforme as equações (20) e (21). A força F_{m3} foi dividida pela metade em função da existência de dois mancais de articulação entre a estrutura de sustentação e o chassi do veículo.

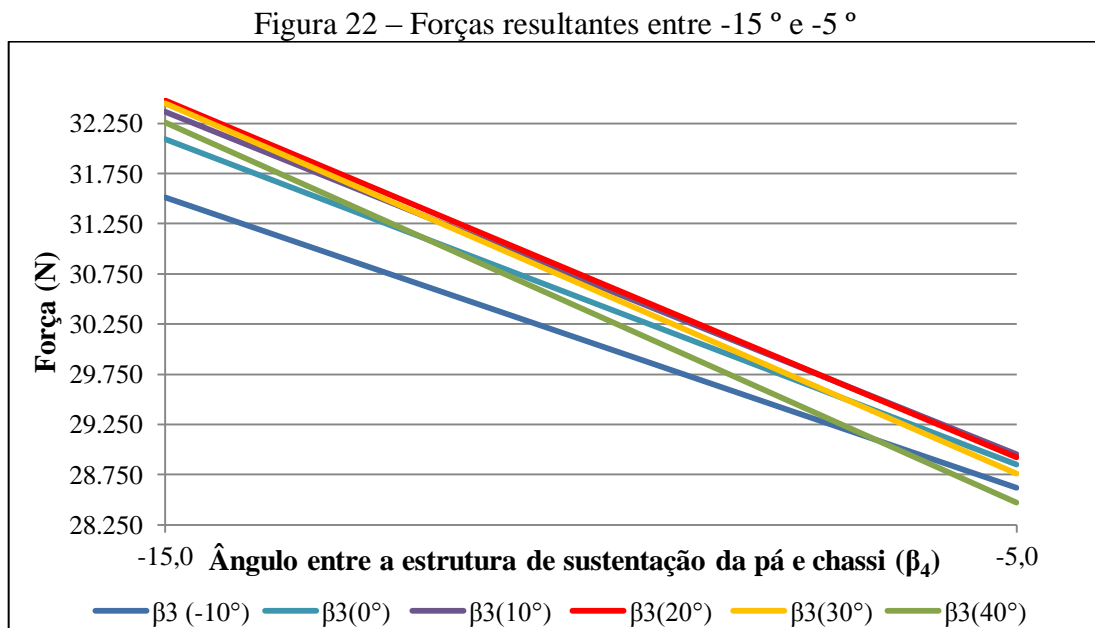
$$R_{ox} = R_{ax} + F_{a2} \cdot \cos(\beta_5) + F_{a3} \cdot \cos(\beta_6) \quad (20)$$

$$R_{oy} = R_{ay} - F_{a2} \cdot \sin(\beta_5) - F_{a3} \cdot \sin(\beta_6) + \frac{F_{m3}}{2} \quad (21)$$

Com as equações anteriores encontrou-se as reações sobre o chassi relacionando a força resultante entre as reações R_{ox} e R_{oy} com a combinação de ângulos β_3 e β_4 , que o mecanismo pode assumir durante a sua utilização resultando no gráfico da figura 21.



De acordo com o gráfico da figura 21 observa-se que as maiores forças resultantes são encontradas para o ângulo β_4 de -15° . Com isso restava conhecer para qual ângulo de β_3 que relacionado com o β_4 geravam as maiores reações sobre o chassi. Sendo assim o gráfico da figura 22 destaca apenas a região entre -15° e -5° do gráfico anterior.



Com os gráficos anteriores observa-se que a maior reação sobre o chassi está para o ângulo β_3 de 20° relacionado com o ângulo β_4 de -15° , os valores das forças encontradas nesta condição estão na tabela 2. Os dados utilizados para cálculo e demais resultados estão presentes no apêndice B deste trabalho.

Tabela 2 – Forças devido ao carregador

Força	Intensidade (kN)
R_{ax}	-5,01
R_{ay}	1,89
R_{ox}	29,44
R_{oy}	-13,72
F_{a2}	5,02
F_{a3}	33,66

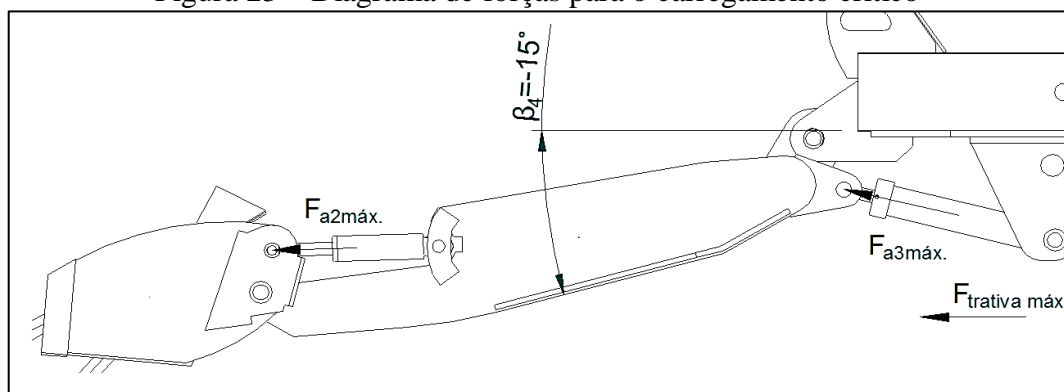
Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.1.2.2.4 Determinação do carregamento crítico

Para o carregamento crítico a consideração adotada foi que a estrutura do carregador sofresse a maior força trativa do veículo devido à resistência ao rolamento, com a pá permanecendo travada, sendo suportada por uma condição assimétrica e ocorrendo o carregamento das máximas forças dos atuadores hidráulicos localizados no conjunto.

De acordo com o projeto do produto a máxima força trativa do veículo devido a resistência ao rolamento para um terreno que normalmente é encontrado em um canteiro de obra é 14,7 kN. Outro dado de projeto são as máximas forças dos atuadores para a máxima pressão do circuito, que são: $F_{a2máx}$ é 22,6 kN e $F_{a3máx}$ é 35,4 kN. A figura 23 apresenta as forças atuantes para o carregamento crítico e as condições geométricas de análise.

Figura 23 – Diagrama de forças para o carregamento crítico



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.1.2.2.5 Carregamentos secundários

Para os carregamentos secundários utilizou-se a distribuição de massas para a obtenção do centro de gravidade (CG) de cada conjunto da montagem geral do veículo. Este processo utilizou do modelo em CAD com o auxílio do *software Solid Edge*. A distribuição dos conjuntos na montagem geral sobre o chassi do veículo, possibilitou a obtenção correta das massas envolvidas na estrutura, encontrando assim a força peso que cada conjunto exerce sobre o chassi do mesmo e a localização do CG de cada desses conjuntos disponibilizada pelo *software*.

Os resultados encontrados com o auxílio do *software* de CAD utilizando o método descrito anteriormente estão presentes na tabela 3. Nela são observadas quais são as massas presentes no conjunto do veículo que geram os carregamentos sobre a estrutura, as coordenadas do CG dessas massas nos respectivos planos, a região de incidência destes carregamentos sobre o chassi e a intensidade das forças. As coordenadas x, y e z apresentadas na tabela representam respectivamente os eixos longitudinal, horizontal e vertical de orientação do veículo.

Tabela 3 – Carregamentos secundários

Massas	Coordenadas (mm)			Reação sobre	Força (N)
	x	y	z		
Sistema trem de força	1691,2	117,0	480,9	Travessas centrais	3.679,7
Sistema carroceria	1.667,8	-51,1	626,0	Longarinas traseiras	2.944,5
Sistema freio	1.077,2	-102,5	383,6	Longarinas frontais	60,6
Sistema pedais	696,8	-253,5	302,8	Travessa dos pedais	97,6
Sistema proteção	940,3	12,4	1.404,2	Longarinas frontais	766,2
Sistema elétrico	2.043,3	-256,0	631,5	Travessa traseira	205,6
Sistema hidráulico	805,4	-273,5	656,1	Longarinas esquerda	118,6
Reservatório e operador	1.301,5	-338,4	727,8	Suporte chassi	1.974,3

Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

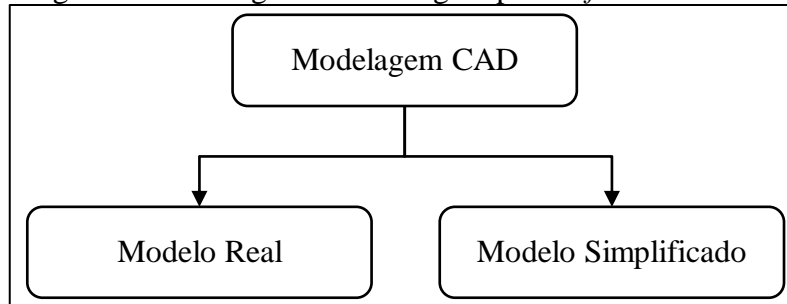
4.2 MÉTODOS

Nessa etapa são apresentados os métodos utilizados para a análise da proposta deste trabalho. Onde primeiramente foi abordada a etapa de modelagem em CAD e após a análise pelo MEF.

4.2.1 Modelagem CAD

Como demonstrado na figura 24, a modelagem em CAD teve como objetivo a criação de dois modelos, um desses modelos foi considerado como sendo o modelo real e outro o modelo simplificado.

Figura 24 - Fluxograma modelagem pelo *software* de CAD



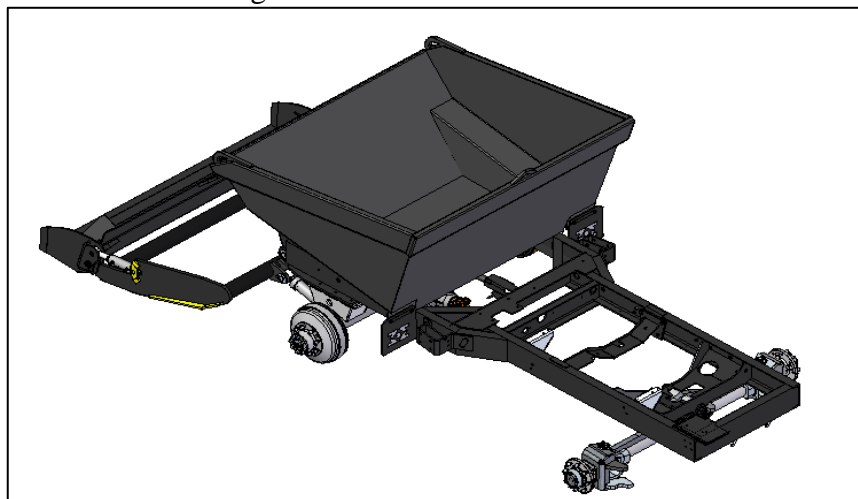
Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.2.1.1 Modelo real

O modelo real é o modelo que foi utilizado para o desenvolvimento do projeto, sendo este fiel ao protótipo físico do veículo. Desenhado através do *software* de CAD *Solid Edge*, o modelo real deste trabalho possui um total de 907 componentes, sendo que o seu principal objetivo, foi de servir como referência para a criação do modelo simplificado.

Na figura 25, observa-se o modelo CAD real do projeto, onde é visto o chassi, o carregador, a caçamba e os eixos.

Figura 25 - Modelo real em CAD



Fonte: Elaborado pelo autor com base nos dados fornecidos pela empresa (2013)

4.2.1.2 Modelo simplificado

O processo de simplificação do modelo CAD teve como objetivo a criação da geometria que foi utilizada para a execução da análise pelo *software* MEF. Nesse modelo em relação ao modelo real ocorreram simplificações, executadas através do *software* de CAD *Solid Edge*, que melhoram a qualidade e a geração da malha pelo *software* de MEF reduzindo assim o tempo computacional da análise.

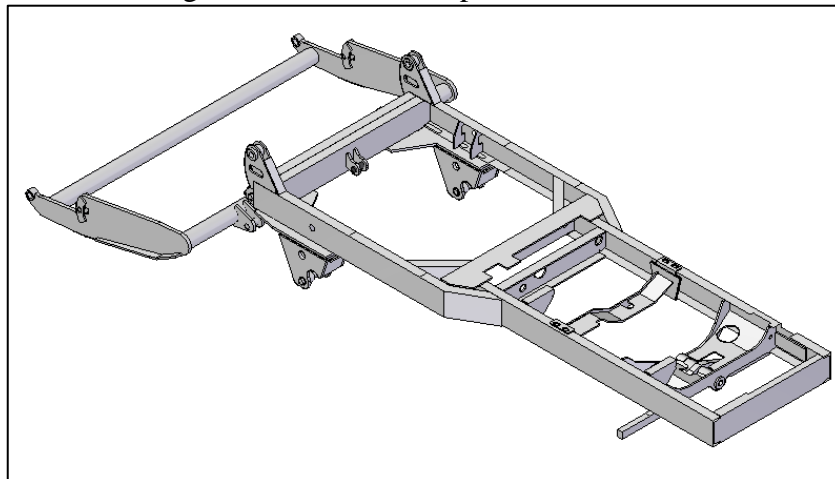
Na primeira etapa de execução da simplificação removeram-se do modelo simplificado todos os componentes que não eram relevantes para a análise. Também foi considerado que a caçamba, a pá de carregamento, atuadores hidráulicos e suas cargas, fossem removidos e consideradas apenas as forças que cada um executa sobre o modelo, sendo estas levantadas na etapa de definição das condições de contorno na secção 4.1.2.

Na segunda etapa ocorreu à simplificação das geometrias dos componentes restantes, realizando alterações geométricas pelo uso do *software* de CAD. Com estas simplificações obteve-se uma geometria onde não existiam raios, arredondamentos, chanfros, roscas, furos e protrusões que não fossem relevantes estruturalmente para a análise.

Sabendo que com o processo de simplificação as modificações executadas tornariam o modelo diferente do modelo real da estrutura, buscou-se que mesmo com o processo de simplificação o modelo resultante mantivesse o comportamento semelhante ao modelo real para que assim não ocorressem variações no resultado da análise.

Na figura 26 é apresentada uma visão geral do modelo após a execução das simplificações mencionadas anteriormente.

Figura 26 - Modelo simplificado em CAD

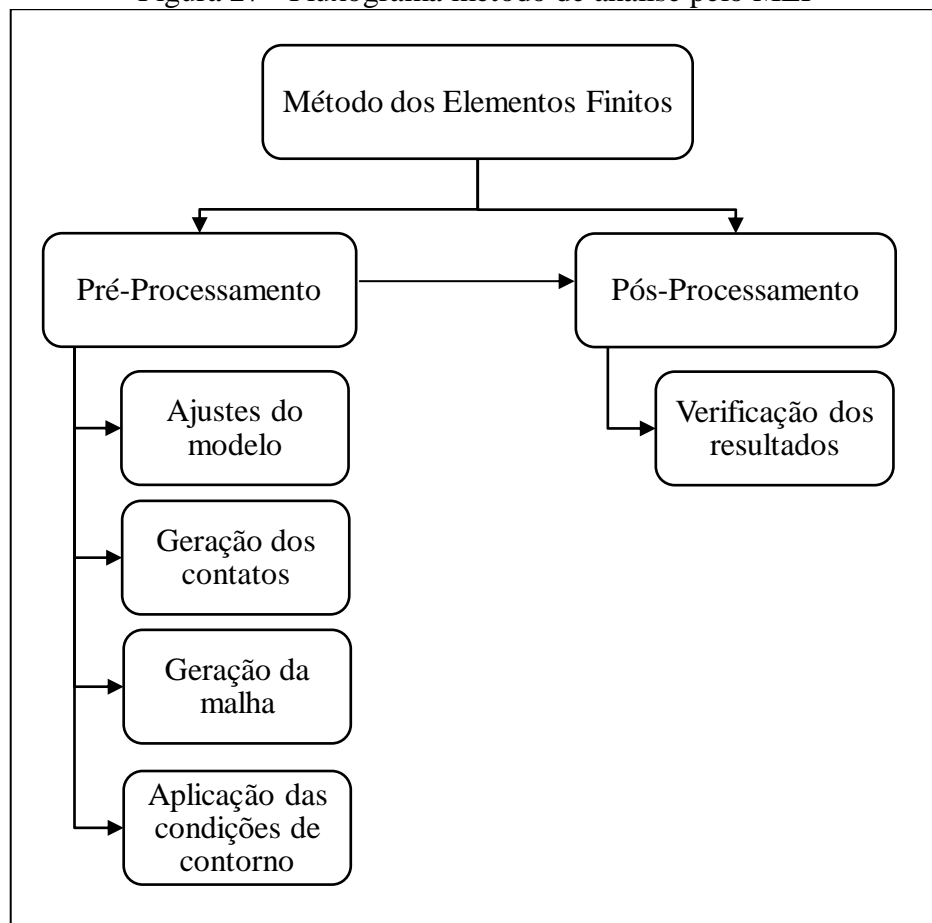


Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.2.2 Método dos elementos finitos

A análise pelo MEF foi executada pelo uso do *software* comercial *Ansys Workbench*, *software* que é largamente empregado em análises de MEF em diversas áreas das engenharias. Para um melhor entendimento do processo, a análise pelo MEF foi dividida em duas distintas etapas, como apresentado na figura 27.

Figura 27 - Fluxograma método de análise pelo MEF



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.2.2.1 Pré-Processamento

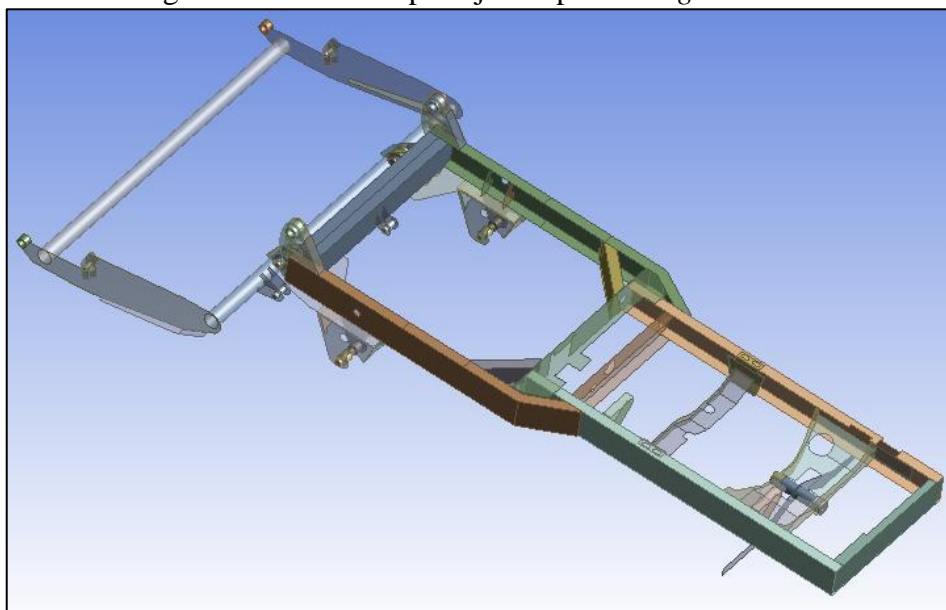
A etapa de pré-processamento consistiu na execução de todos os procedimentos necessários antes do início da execução do processamento do modelo numérico pelo *software* de MEF. Todos estes procedimentos foram executados em ambientes distintos do *software* conforme será descrito em cada etapa desta secção.

4.2.2.1.1 Ajustes do modelo

Nesta etapa ocorreu à importação da geometria simplificada executada através do *software* de CAD, para o ambiente *Design Modeler* localizado no *software Ansys Workbench*.

Nesse ambiente efetuou-se o ajuste final do modelo simplificado, com a geração das *midsurfaces* (superfícies médias), que são conhecidas como cascas de superfícies, em todas as peças onde existia uma grande diferença na relação entre a área total e espessura. Sendo assim todas as chapas e perfis laminados presentes no conjunto foram transformados em cascas de superfície e os componentes sólidos como pinos e mancais permanecerem com a geometria em seu estado sólido. Na figura 28 observa-se o estado final da geometria após os ajustes executados pelo uso do *Design modeler*.

Figura 28 - Modelo após ajustes pelo *Design Modeler*



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

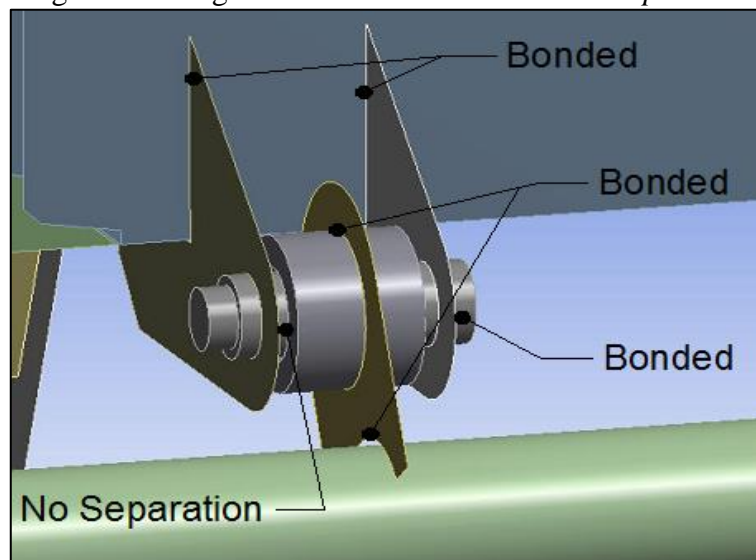
4.2.2.1.2 Geração dos contatos

O processo de geração de contatos consistiu em adicionar ao modelo numérico todos os contatos existentes entre as peças na montagem através da utilização do ambiente *model* do *software Ansys Workbench*. Para a realização dos contatos entre todos os componentes do conjunto utilizou-se a ferramenta *connect* (conectar), sendo utilizados dois tipos de contatos para a representação do modelo, que são o contato *bonded* (colado) e o *no separation* (não separável).

A justificativa para a utilização destes dois contatos é que ambos os contatos são lineares e não permitem a movimentação do componente no sentido normal a sua superfície de contato. A diferença entre ambos está na movimentação tangencial, que no caso do contato *no separation*, diferentemente do contato *bonded*, a movimentação tangencial em relação a sua região de contato é permitida. Desta forma, no modelo numérico os componentes com contatos fixos entre si foram considerados como contatos *bonded* e para os componentes que possuem apenas contatos entre suas superfícies sem serem fixos entre si foi adicionado o contato *no separation*.

Na figura 29 é apresentada uma região onde há a ocorrência de ambos os contatos, nos componentes onde existe ligação soldada entre si foi adicionado o contato *bonded*, e onde existe apenas o contato entre as duas superfícies, como no caso a ligação entre pino e mancal foi adicionado o contato *no separation*. Ao total foram adicionados ao modelo numérico aproximadamente 550 contatos.

Figura 29 - Região com contatos *bonded* e *no separation*



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

O processo de geração de contatos exigiu enorme cautela, pois a falta de representação de um contato interfere de forma negativa o processo de análise pelo MEF. Sendo assim, para a conferência da efetiva geração de todos os contatos foram utilizados dois métodos de verificação. O primeiro método foi a utilização de uma ferramenta disponibilizada pelo *software* chamada *Contact Tool*. Com a utilização dessa ferramenta realizou-se a avaliação de todos os contatos gerados no modelo apontando possíveis falhas que ocorreram durante o processo de geração e corrigindo se necessário.

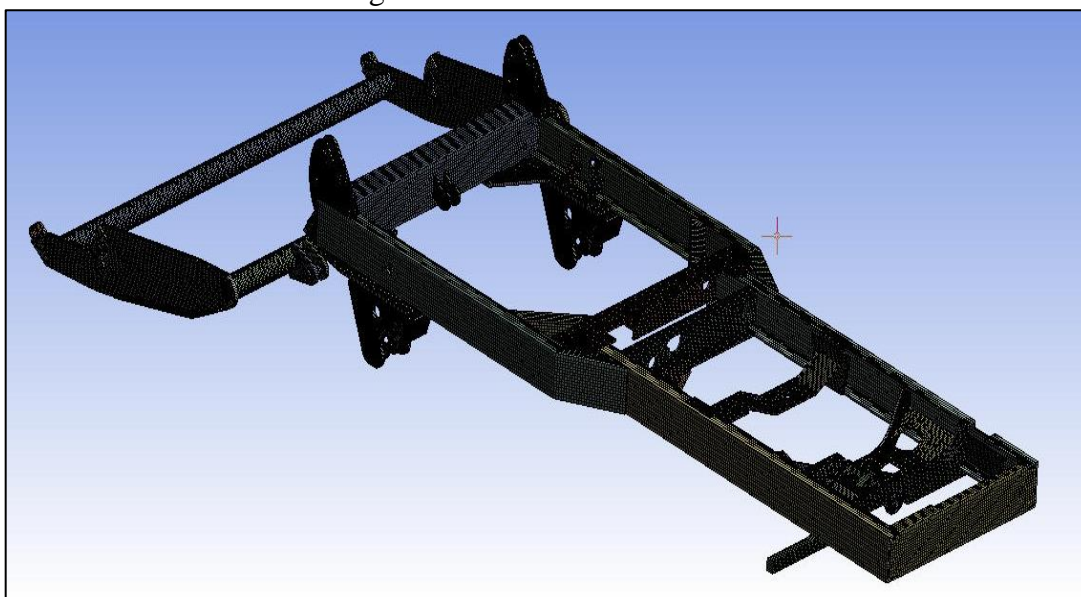
O segundo método utilizado foi a geração de uma análise modal, exclusivamente para a verificação dos contatos. A análise modal permitiu a visualização da deformação de cada componente da estrutura, onde possibilitou a avaliação se o comportamento apresentado pelo componente deformado estava conforme o comportamento esperado para a estrutura real e assim corrigindo os componentes que apresentaram variações.

4.2.2.1.3 Geração da malha

Considerado pela literatura o processo mais importante do MEF, o processo de geração da malha foi executado no ambiente *Model* do *software Ansys Workbench*. Devido às simplificações executadas antes do processo de MEF, o processo de geração da malha não necessitou de tratamentos especiais. Apenas os redimensionamentos dos elementos foram suficientes para a geração de uma boa malha.

Todo o processo de geração da malha utilizou apenas a ferramenta do *software* chamada *sizing* (dimensionamento). Com esta ferramenta foi possível a alteração do tamanho dos elementos da malha, ajustando-os para que a malha apresenta-se de maneira fiel a geometria das peças do conjunto, buscando sempre que a quantidade mínima de elementos por face fosse de quatro elementos, resultando em elementos de cinco a dez milímetros. A figura 30 apresenta o modelo numérico após o processo de geração da malha pelo *software* de MEF.

Figura 30 - Modelo discretizado

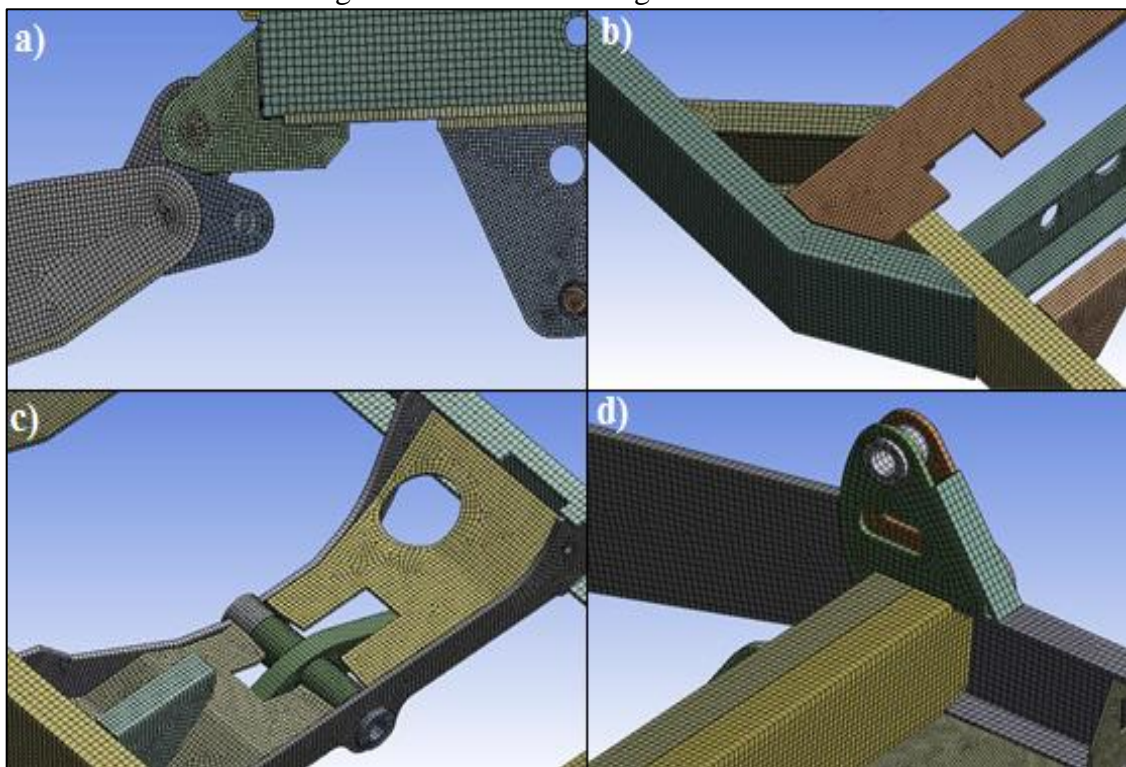


Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

O tamanho dos elementos gerados com o processo de discretização do modelo numérico para as longarinas do chassi foram elementos de dimensões de dez milímetros. Para as travessas do chassi e a estrutura da pá de carregamento foram utilizados elementos de tamanho de sete milímetros e para todos os mancais, suportes e pinos foram utilizados elementos de cinco milímetros.

Na figura 31 apresenta-se um detalhamento de algumas regiões específicas do chassi e estrutura de sustentação da pá de carregamento no modelo discretizado. Na região “a” apresenta-se a visão lateral do ponto de acoplamento da estrutura de sustentação da pá de carregamento e o chassi, a região em “b” apresenta a região central do chassi, em “c” a região da travessa traseira onde é fixo o eixo traseiro e em “d”, a região frontal do chassi onde é fixo a caçamba pelo mancal de articulação.

Figura 31- Detalhes de regiões da malha

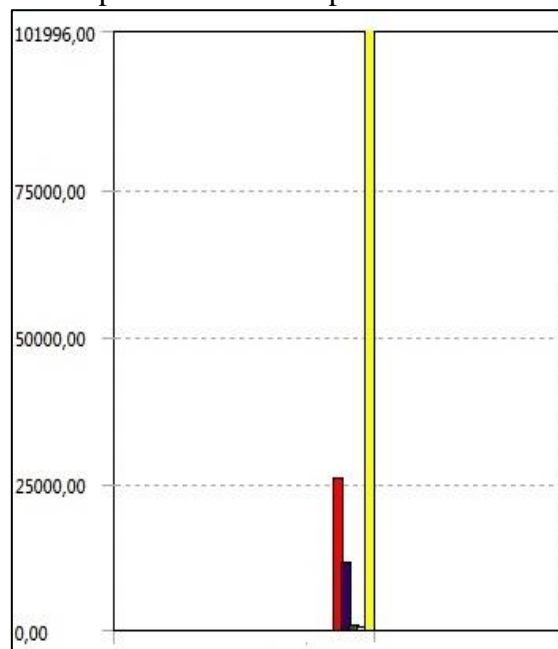


Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Ao término do processo de discretização do modelo numérico, a malha obtida resultou em uma quantidade de 212.421 nós e 139.894 elementos. Uma representação do resultado do processo de geração da malha foi obtida pelo *software Ansys Workbench*, através da utilização da ferramenta disponibilizada pelo *software* chamada *Metric graph*. Com esta ferramenta obteve-se o gráfico com a quantidade de cada tipo de elemento presente no

modelo discretizado, (Figura 32). Nessa figura nota-se que devido às simplificações realizadas nos processos anteriores ao processo de MEF, ocorreu a prevalência de elementos quadrados no modelo discretizado representados pela barra em amarelo do gráfico. Demais elementos presentes no modelo numérico são: a barra em vermelho os elementos tetraédricos; a barra em azul escuro os elementos hexaédricos; e quase imperceptíveis são os elementos triangulares e os elementos wed.

Figura 32 - Tipos de elementos presentes na discretização



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

4.2.2.1.4 Aplicação das condições de contorno

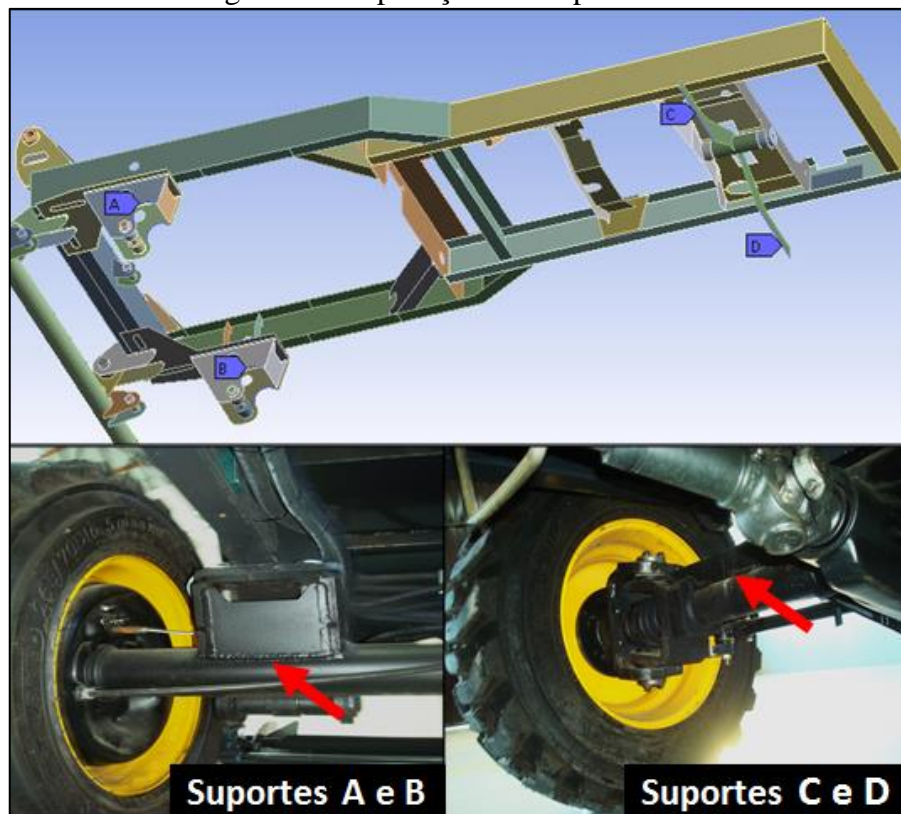
O processo de aplicação das condições de contorno consistiu na implantação de todos os dados levantados na etapa de materiais ao modelo numérico através do ambiente *model* do *software Ansys Workbench*. Para isso foram criados três diferentes modelos numéricos para aplicação dos três carregamentos levantados durante a etapa dos materiais na secção 4.1.2.

O primeiro passo da aplicação das condições contorno levantadas foi implantação do comando do *software* chamado *Standard Earth Gravity* (Gravidade padrão da Terra). A aplicação deste comando foi necessário para a representação das forças peso devido às massas das estruturas analisadas nos modelos numéricos, sendo este comando aplicado em todos os modelos numéricos analisados.

Outra importante etapa na aplicação das condições de contorno foi a representação das restrições ao modelo. Essas restrições foram aplicadas nas regiões do chassi que ficam em contato com o eixo dianteiro e traseiro, visando representar as restrições que ocorrem fisicamente no veículo. Para a representação destas restrições foi utilizado o comando *fixed suport* (suporte fixo), pois com a aplicação deste comando ocorre a restrição das movimentações em todas as direções do modelo numérico.

A figura 33 apresenta as regiões de aplicação dos suportes ao chassi, os suportes A e B, foram aplicados nos suportes do eixo dianteiro e os suportes C e D, foram aplicados nos suportes do eixo traseiro.

Figura 33 – Aplicação dos suportes fixos

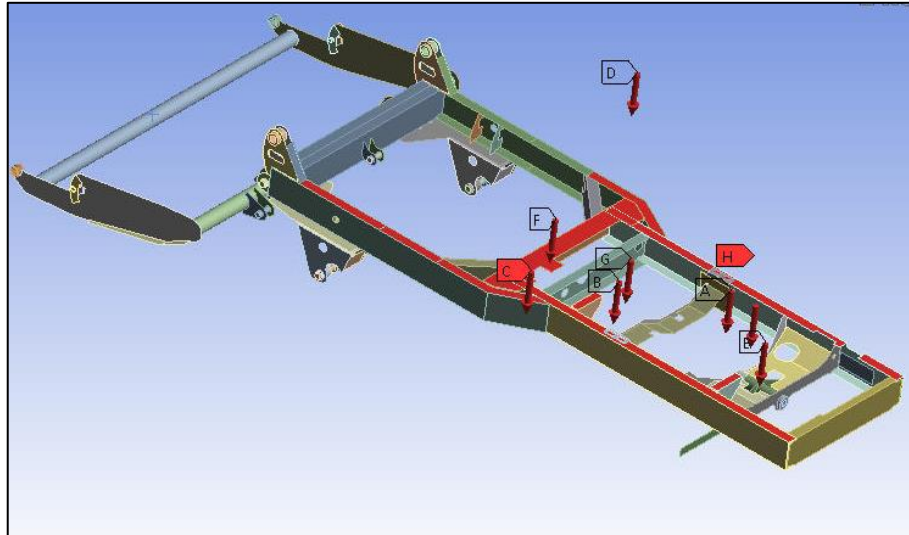


Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

O comando *fixed suport* foi aplicado apenas para os carregamentos típicos, já para o carregamento crítico foi utilizado o comando *displacement* (deslocamento) aos suportes do eixo. Essas considerações foram tomadas devido às condições de contorno das forças atuantes no conjunto, que serão tratadas em seguida. Com a aplicação do comando *displacement* ao modelo numérico permitiu-se a movimentação do modelo numérico em seu sentido longitudinal, travando as movimentações no sentido vertical e horizontal.

A aplicação das forças atuantes no modelo numérico iniciou-se pela aplicação dos carregamentos secundários, representados pelo comando *remote force* (força remota), pois são as forças peso dos conjuntos localizados através do CG de cada item e atuantes em pontos determinados da estrutura, sendo aplicados a todos os modelos numéricos conforme figura 34.

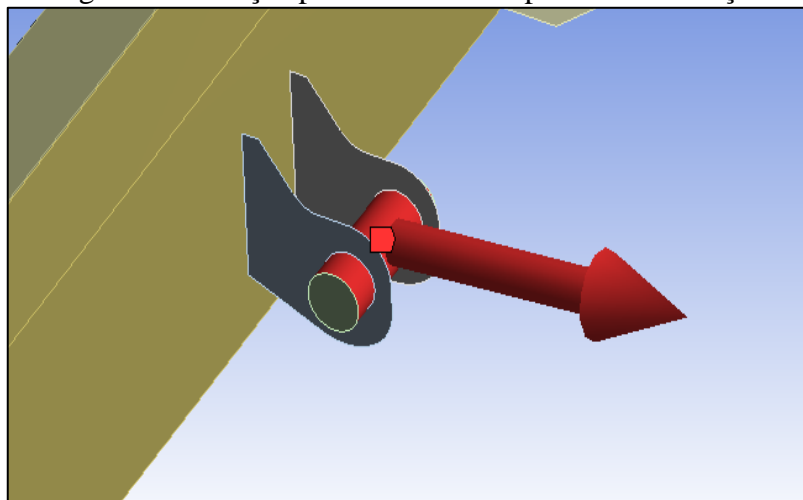
Figura 34 - *Remote force* aplicado sobre o conjunto



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Os carregamentos que são executados através de uma articulação entre pino e atuador hidráulico, onde a força do atuador é distribuída sobre o pino e que por sua vez o pino está acoplado a um mancal montado ao conjunto, foi utilizado o comando *force* (força), para a representação destas forças em todos os modelos numéricos, conforme figura 35.

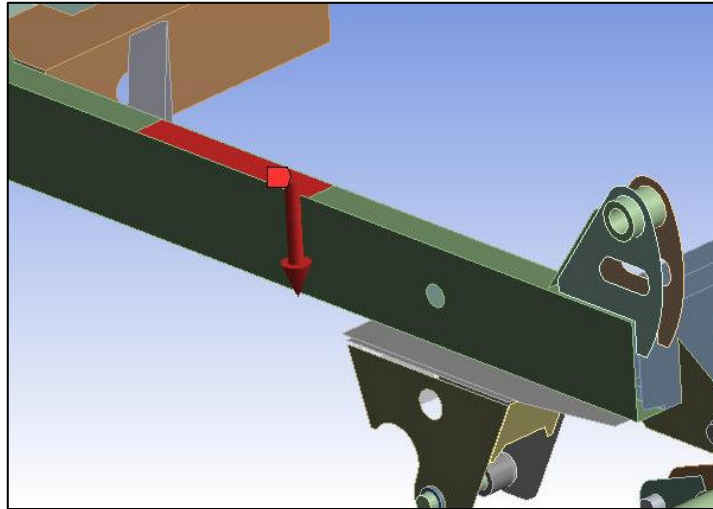
Figura 35 - Força aplicada sobre um pino de articulação



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Também através do comando *force* (força) aplicou-se o carregamento distribuído sobre as longarinas dianteiras do chassi para a condição de transporte. Para isso criou-se uma área específica para aplicação do carregamento na etapa de ajustes do modelo com o objetivo de representar a força distribuída conforme determinado na secção 4.1.2.2.2, (Figura 36).

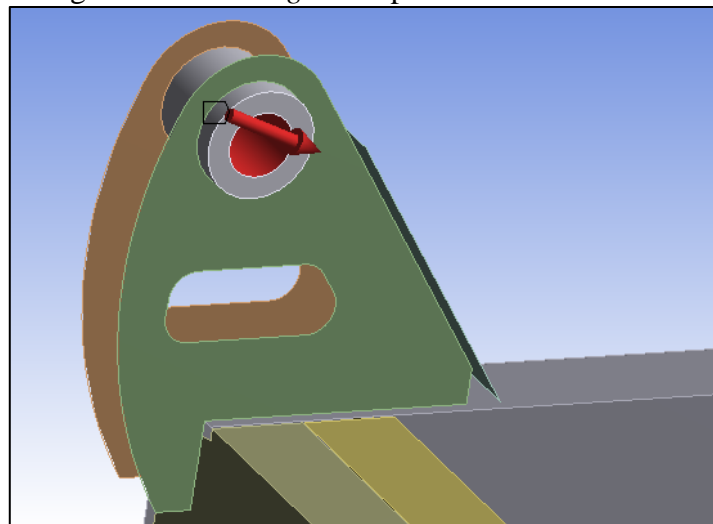
Figura 36 - Aplicação da força distribuída



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Para as articulações entre peças onde os pinos estavam suprimidos foi utilizado o comando *bearing load* (carregamento de rolamento), ver figura 37. A utilização deste tipo de carregamento foi para melhor representar compressão que ocorre entre o mancal e o pino de articulação, onde apenas uma porção da parede do mancal sofre compressão enquanto o restante não possui a ação da força.

Figura 37 – *Bearing load* aplicado sobre o mancal



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

A aplicação da máxima força trativa encontrada para o carregamento crítico, diferentemente das outras forças mencionadas até aqui, foi realizada através da utilização comando *acceleration* (aceleração). O valor da aceleração foi obtido através da divisão da força trativa máxima do veículo, definida na secção 4.1.2.1.3, pela massa da estrutura em análise e aplicado no sentido longitudinal do chassi.

A reação assimétrica devido ao carregamento da força trativa máxima do veículo foi simulada através da introdução do *fixed suport* (suporte fixo) apenas para o mancal de articulação localizado do lado esquerdo da estrutura de sustentação da pá de carregamento, desta forma permanecendo com o mancal do lado oposto livre.

4.2.2.2 Pós-Processamento

Após a aplicação de todas as condições de contorno levantadas aos modelos numéricos e todos os parâmetros necessários para a análise estabelecidos a simulação foi executada.

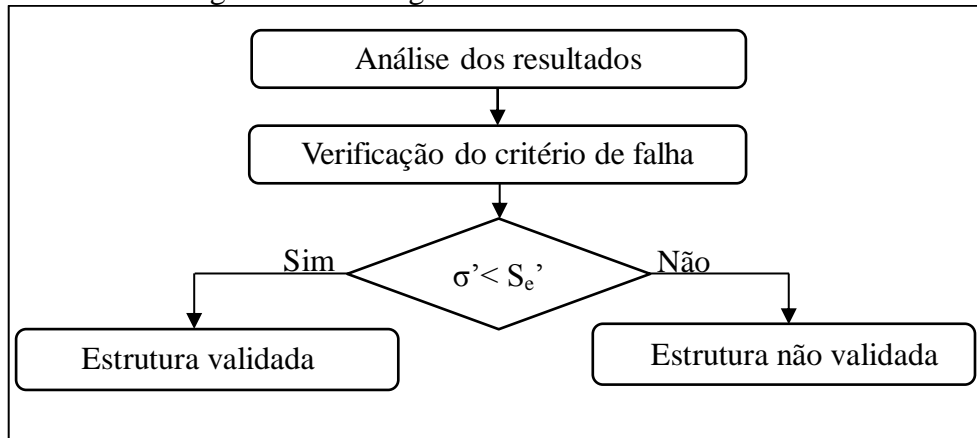
Para o processamento da análise o *software Ansys Workbench* utilizou uma análise estática linear com método de solução implícito. O processo de resolução foi realizado para todas as condições levantadas na etapa de materiais e o resultado plotado aos modelos numéricos foi a tensão equivalente de von Mises.

Após o processamento pelo *software* foram verificados os resultados através da utilização da ferramenta *probe* (sondar), a qual permitiu a visualização das tensões em diferentes regiões plotadas no modelo numérico para, deste modo, realizar o levantamento de tensões que foram utilizadas na etapa de análise dos resultados.

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Com a obtenção dos resultados finais iniciou-se a etapa da análise desses resultados, executado conforme o diagrama apresentado na figura 38.

Figura 38 - Fluxograma de análise dos resultados



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Na análise dos resultados ocorreu a verificação da validação da estrutura através do uso de um critério de fadiga estimado. O objetivo dessa análise de resultados é que com a utilização desse critério não ocorra à existência de possíveis falhas ocasionadas por fadiga em nenhum ponto da estrutura. Sendo assim para a estrutura ser considerada como validada, nenhuma tensão equivalente de von Mises, σ' , que foi encontrada no modelo numérico, poderia ser superior ao limite de fadiga estimado do material. Caso ocorressem valores no modelo numérico superiores a esse limite poderá haver a ocorrência de falhas por fadiga na estrutura e como consequência invalidar a mesma.

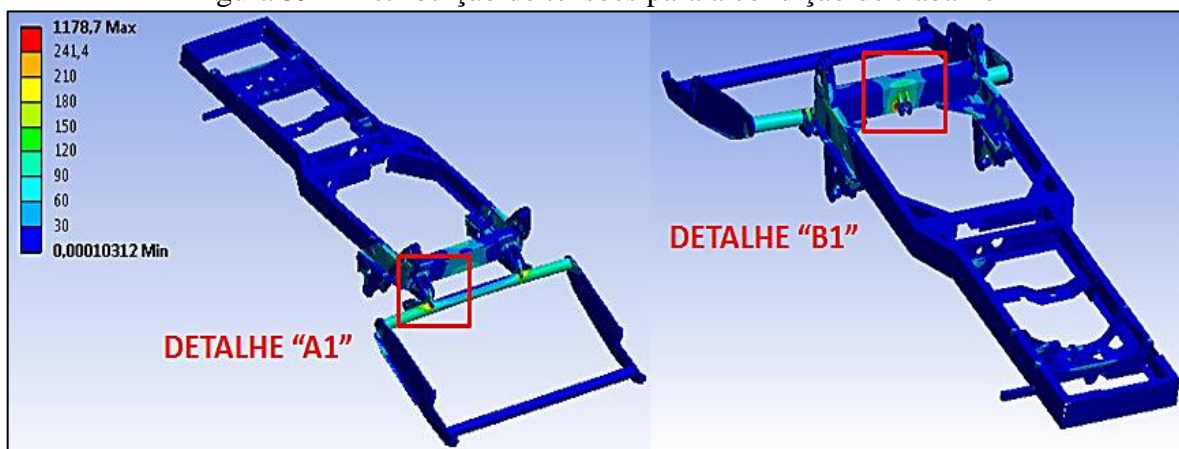
Para a definição do limite de fadiga estimado para os materiais levou em consideração a teoria apresentada na seção 2.5.1 deste trabalho. Os dados do limite de tração foram obtidos no ensaio dos materiais na seção 4.1.1 e definidos pelo menor valor de resistência a tração encontrada no ensaio de cada amostra de material. Com isso os valores definidos para o limite de resistência a fadiga estimado, S_e' , foi para o material que compõe as longarinas o valor de 241,5 MPa e para o material utilizado no restante dos componentes do chassi e estrutura de sustentação da pá de carregamento o valor de 232 MPa.

Com o término do MEF obteve-se a distribuição das tensões equivalentes de von Mises, para o chassi e estrutura da pá de carregamento, essas regiões serão analisadas a seguir, verificando quais pontos excederam o limite de fadiga estimado para o material.

5.1 CARREGAMENTO TÍPICO PARA A CONDIÇÃO DE TRABALHO

Para a análise gerada na condição de trabalho a região frontal do chassi e a região de suporte da estrutura de sustentação da pá de carregamento, apresentaram as regiões com maiores solicitações de tensões, por outro lado para o restante dos componentes não ocorreram tensões significativas. As distribuições de tensões encontradas através do MEF para essa análise estão na figura 39.

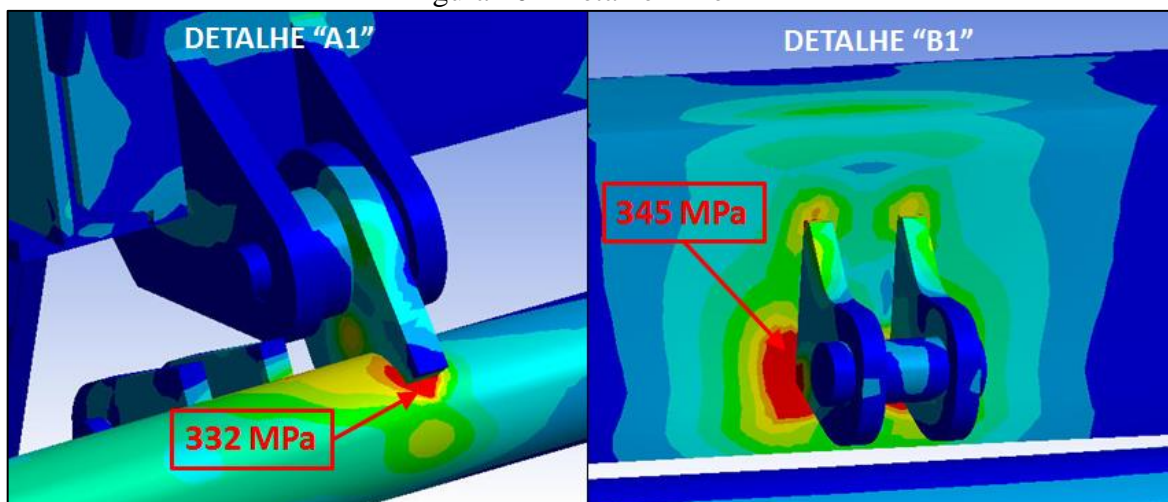
Figura 39 - Distribuição de tensões para a condição de trabalho



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Desprezando as tensões de singularidades, as regiões do detalhe “A1” e “B1” apresentadas na figura 39, são pontos onde a tensão equivalente de von Mises excedeu o limite de fadiga do material, ambas as regiões estão demonstradas em detalhe na figura 40.

Figura 40 - Detalhe A1 e B1



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

De acordo com a figura 40 no detalhe A1 é apresentada a região de suporte da estrutura de sustentação da pá de carregamento, nessa figura observa-se que essa região apresenta grande sollicitação de tensões, devido às cargas atuantes na pá de carregamento. Nas proximidades do suporte destacado no detalhe A1, apresentou tensões equivalentes de von Mises na ordem de 332 MPa, deste modo superando o limite de fadiga estimado para o material que é de 232 MPa.

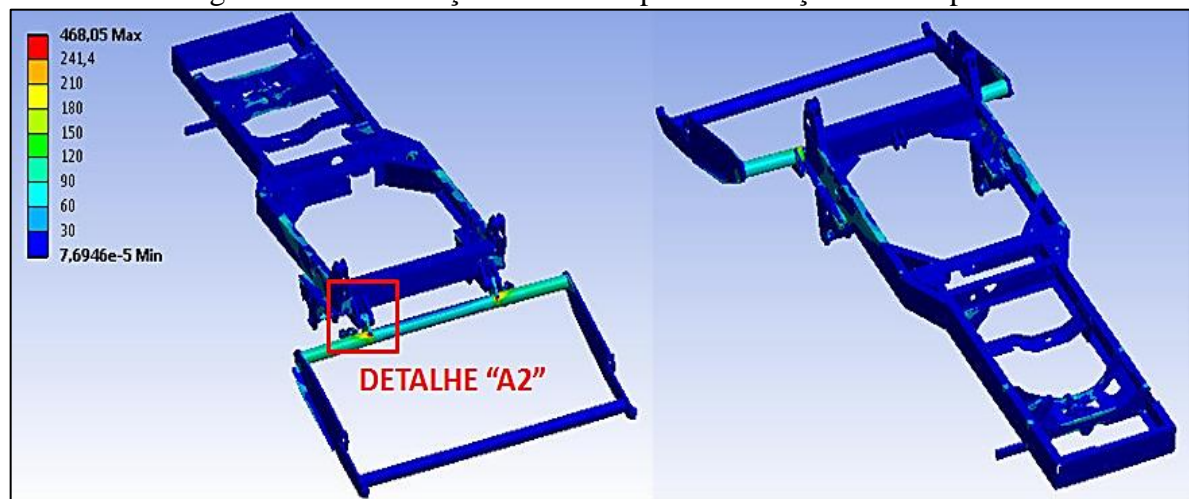
No detalhe B1 da figura 40 é apresentado o suporte do atuador hidráulico da caçamba no chassi, que devido à reação da força do atuador hidráulico, apresentou uma região de elevadas tensões situadas na travessa dianteira interna do chassi e no suporte do mancal do atuador. Para esse ponto o limite de fadiga estimado para o material era de 241,5 MPa para a travessa e 232 MPa para o suporte, sendo que o campo de tensões equivalentes de von Mises apresentados na análise está na ordem de 345 MPa.

Para essa condição de carregamento e através dos parâmetros analisados tanto para o chassi quanto para a estrutura de sustentação da pá de carregamento, apresentaram tensões acima do limite de fadiga estimado, conseqüentemente invalidando ambas as estruturas.

5.2 CARREGAMENTO TÍPICO PARA A CONDIÇÃO DE TRANSPORTE

Para a análise da condição de transporte não ocorreram grandes alterações no campo de tensões se comparado com a condição anterior, ver figura 41. Como para essa condição não existe as reações sobre os mancais do chassi devido à caçamba, ocorreu a redução do nível de sollicitação de tensões na região frontal do chassi.

Figura 41 - Distribuição de tensões para a condição de transporte



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

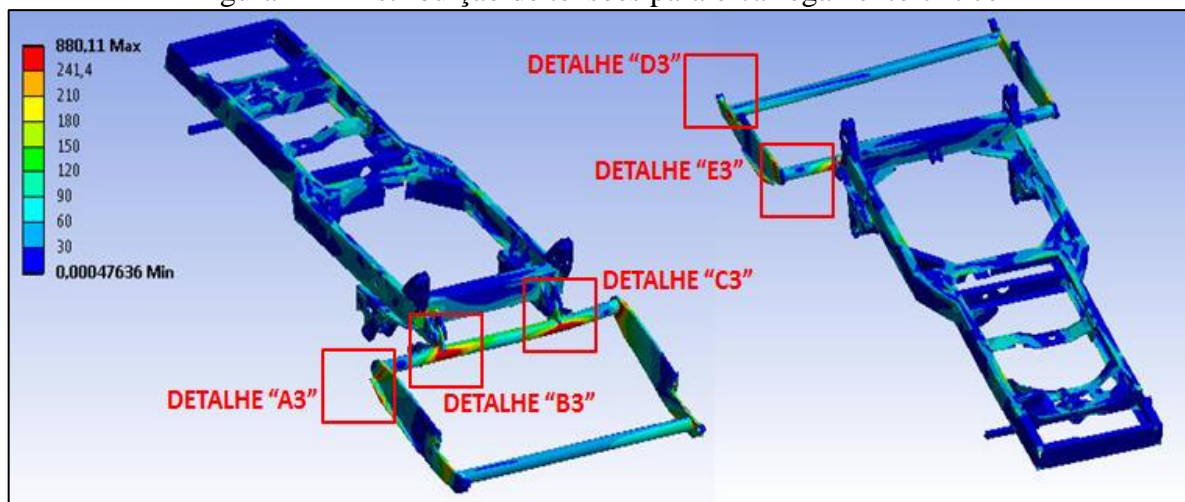
Devido às condições de contorno para a estrutura de sustentação da pá de carregamento permanecerem constantes em relação à análise anterior, o campo de tensões equivalente para a região em destaque no detalhe “A2” não se alterou, permanecendo com tensões equivalentes na ordem de 332 MPa simetricamente distribuídas em ambos os mancais de articulação.

Portanto para essa condição e através dos parâmetros analisados, o chassi foi considerado como validado por não apresentar tensões equivalentes de von Mises superiores ao limite de fadiga estimado do material. A estrutura de sustentação da pá de carregamento foi invalidada pelo mesmo motivo encontrado na análise da secção 5.1, apresentando os mesmos campos de tensões equivalentes superiores ao limite de fadiga estimado para o material da estrutura.

5.3 CARREGAMENTO CRÍTICO

Na análise gerada para o carregamento crítico na estrutura de sustentação da pá de carregamento, foram apresentadas as maiores regiões de tensões equivalentes de von Mises superiores ao limite de fadiga estimado para o material entre as análises executadas. Para o chassi o nível de tensões aumentou quando comparado com as demais condições analisadas, porém não superou o limite de fadiga estimado determinado para os materiais da estrutura. As distribuições de tensões equivalentes de von Mises encontradas para o carregamento crítico através do MEF estão apresentadas na figura 42.

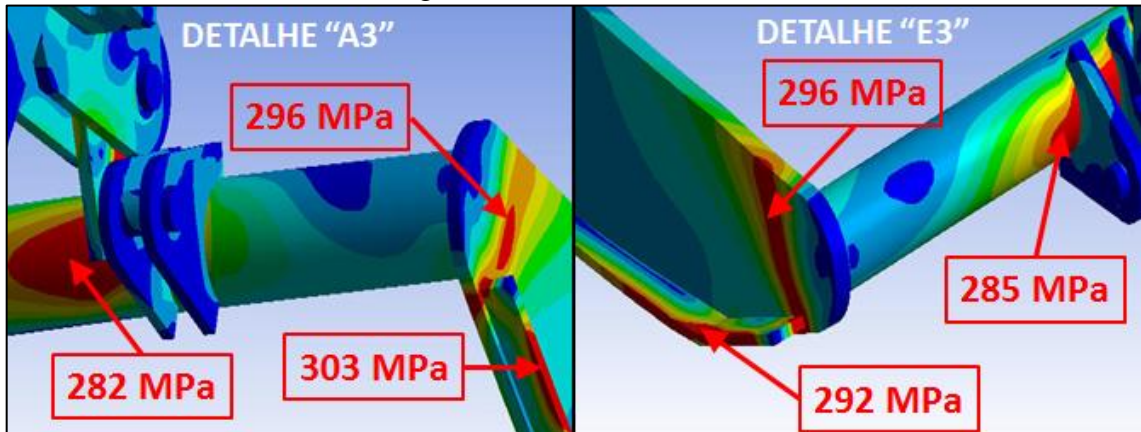
Figura 42 - Distribuição de tensões para o carregamento crítico



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Desprezando as tensões de singularidades as regiões do detalhe “A3” e “E3” apresentados na figura anterior, são pontos onde a tensão equivalente de von Mises excedeu o limite de fadiga do material, ambas as regiões são encontradas em detalhe na figura 43.

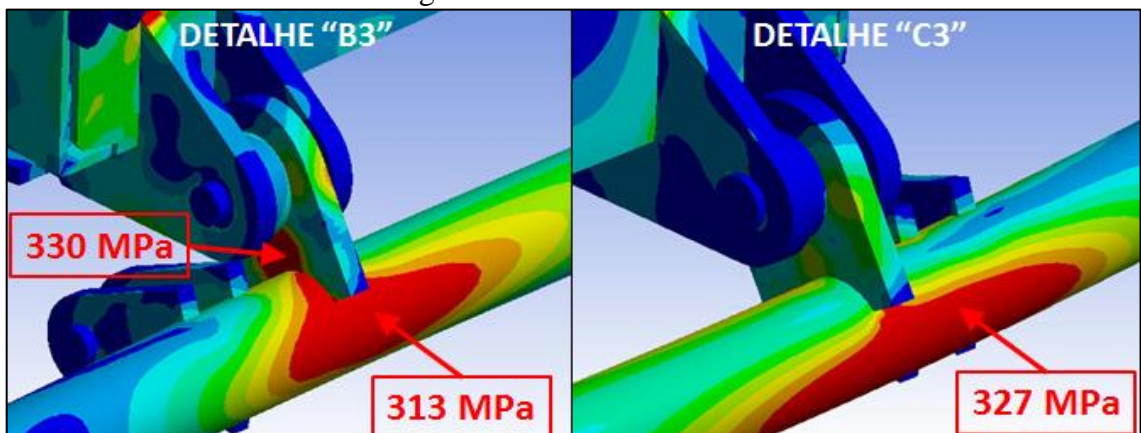
Figura 43 - Detalhe A3 e E3



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Na figura 43 os detalhes “A3” e “E3”, apresentam ambas as laterais da estrutura e o tubo de sustentação dos suportes de articulação. Nessas regiões foram encontradas elevadas solicitações de tensão devido à reação da força trativa e as forças dos atuadores hidráulicos atuantes na estrutura. Nas proximidades dos suportes de articulação foram encontrados campos de tensões equivalentes de von Mises próximo a 280 MPa, também na região lateral da estrutura houve a ocorrência de tensões equivalentes próximo a 300 MPa, deste modo essas tensões superaram o valor definido para o limite de fadiga estimado do material que é de 232 MPa. A região em destaque na figura anterior apresentou também outros pontos tensões superiores ao limite de fadiga estimado, (Figura 44).

Figura 44 - Detalhe B3 e C3

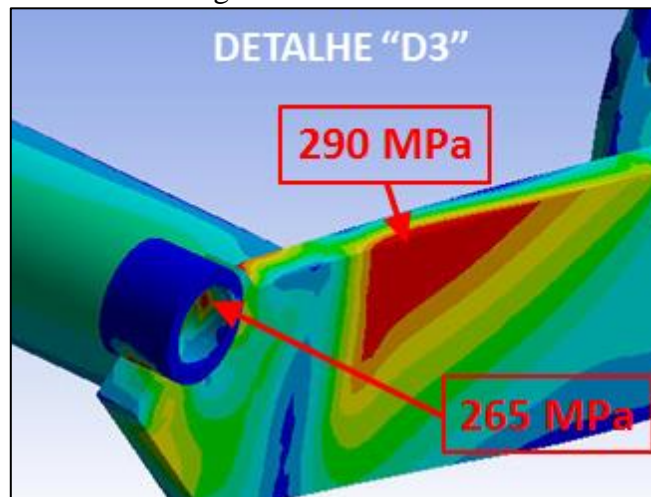


Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

Os detalhes “B3” e “C3” apresentados na figura 44 são a mesma região da figura 43, porém agora a observação ocorre pelo sentido frontal da estrutura. Desprezando as tensões de singularidades observa-se a existência em ambos os pontos destacados tensões acima do limite de fadiga estimado, sendo encontrado tensões equivalentes de von Mises ao redor de 330 MPa.

Outro ponto em destaque nessa análise é a região frontal da estrutura de sustentação da pá de carregamento nas proximidades do mancal de articulação com a pá de carregamento, conforme pode ser observado pela figura 45.

Figura 45 - Detalhe D3



Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

No detalhe “D3”, desprezando as tensões de singularidades, é apresentado à existência de dois campos com tensões superiores ao do limite de fadiga estimado. Um desses campos é a região localizada na parte interna do mancal de articulação da pá de carregamento, no qual apresentou uma região com tensões nas proximidades de 265 MPa. O outro ponto com tensões superiores ao limite de fadiga estimado para o material é a região lateral da estrutura, onde apresentou uma região com tensões equivalentes de von Mises em torno dos 290 MPa.

Deste modo para essa condição e para os parâmetros analisados nessa análise o conjunto do chassi foi considerado como validado. Por outro lado a estrutura de sustentação da pá de carregamento foi considerada invalidada por possuir pontos com tensões equivalentes de von Mises acima do limite de fadiga estimado para o material, que nessa região que é de 232 MPa.

Após todas as análises geradas criou-se a tabela 4 onde é possível observar além da máxima tensão de von Mises encontrada para cada carregamento, o coeficiente de segurança para estrutura em relação ao limite de fadiga estimado para o material da região solicitada.

Tabela 4 – Resumo da análise dos resultados

Estrutura analisada	Carregamento analisado	Máxima tensão de von Mises	Coefficiente de segurança	Situação
Chassi	Típico trabalho	345 MPa	0,70	Não validada
	Típico transporte	124 MPa	1,95	Validada
	Crítico	201 MPa	1,20	Validada
Estrutura de sustentação da pá	Típico trabalho	332 MPa	0,70	Não validada
	Típico transporte	332 MPa	0,70	Não validada
	Crítico	327 MPa	0,71	Não validada

Fonte: Elaborado pelo autor (2013)

6 CONCLUSÃO

6.1 CONCLUSÕES

Após a realização deste trabalho conclui-se que foram encontrados os pontos críticos das estruturas analisadas do veículo quando submetidos aos principais tipos de carregamentos encontrados durante a sua utilização.

Para todas as condições analisadas a estrutura de sustentação da pá de carregamento apresentou tensões superiores ao limite de fadiga estimado. Sendo que o seu componente crítico apresentado na análise foi o tubo de sustentação dos suportes de articulação da estrutura. Para a condição de carregamento crítico foram encontradas as maiores regiões com tensões equivalentes de von Mises superiores ao limite de fadiga estimado para o material.

O chassi apresentou apenas para o carregamento típico na condição de trabalho regiões com tensões superiores ao limite de fadiga estimado. Sendo que o seu componente crítico apresentado na análise foi à travessa dianteira interna. Para as outras condições de carregamentos não ocorreram tensões significativas para a estrutura.

Por fim pode-se considerar que o objetivo geral deste trabalho foi alcançado, pois foram geradas análises para as principais condições de utilização do veículo, apresentando os pontos críticos de tensão para o chassi e para a estrutura do carregador os quais poderão sofrer possíveis falhas durante a utilização.

Também é possível considerar que este trabalho é importante para a empresa Menegotti, pois além de fornecer informações sobre o projeto deste veículo, poderá ser útil para projetos futuros. O processo de análise detalhado e executado neste trabalho poderá ser utilizado como base em novas aplicações desta linha de produto e em outros projetos estruturais. Outro ponto a destacar foi o aprendizado do método dos elementos finitos e de todo o processo de análise adquirido pelo autor durante o período de realização deste trabalho.

6.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realizar ensaios experimentais para os levantamentos dos carregamentos e utilizar de métodos de extensometria para a validação dos modelos numéricos.
- Realizar análise dinâmica para as estruturas analisadas neste trabalho.

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.

BAADKAR, C. C. **Semi-Trailer Structural Failure Analysis Using Finite Element Method**. Nova Zelândia. 2010. 130 p. Dissertação de mestrado - Universidade de Canterbury.

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

BOŠNJAK, S.; ZRNIC, N.; SIMONOVIC, A.; MOMCILOVIC D. Failure analysis of the end eye connection of the bucket wheel excavator portal tie-rod support. **Engineering Failure Analysis**, Belgrado, Sérvia, p. 740-750, 2008.

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.

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.

LIRIO, G. R. **Metodologia híbrida experimental-numérica de análise do comportamento estrutural de chassis de veículos comerciais**. Florianópolis. 2004. 91 p. Dissertação de mestrado - Universidade Federal de Santa Catarina.

- NOR, M. A. M.; RASHID H.; MAHYUDDIN, W. M. F. W.; AZLAN M. A. M.; MAHMUD J. Stress Analysis of a Low Loader Chassis. **Procedia Engineering**, Malásia, 2012. p. 995-1001.
- 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.
- OST, A. P.; KRAULICH C. V.; RIBAS, G.; MANTOVANI, C. **Análise estrutural estática do chassi de um transplantadora com base no emprego do Software Solid Works Simulation**. Faculdade Horizontina. Horizontina. 2011.
- PATEL, V. V.; PATEL, R. I. Structural Analysis of Automotive Chassis Frame and Design Modification for Weight Reduction. **International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)**, Dahod, Gujarat, India, 2012.
- 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.
- REMALA, S. N. R. **Nonlinear transient finite element simulations of beam parametric response including quadratic damping**. Kentuchy. 2005. 114 p. Dissertação de mestrado - Universidade do Kentuchy.
- 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.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de engenharia mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p. ISBN 8536305622.
- SILVA, J. G. S. D.; SOEIRO, J.C.P; TRIGUEIRO, G.S.; ROBERTO, M. A. R. **Análise estrutural de chassi de veículos pesados com base no emprego do programa Ansys**. Rio de Janeiro: [s.n.], 2001. In: Conbenge 2001.
- SOARES, F. S.; GERTZ, L. C.; CERVIERI, A.; AIRES, A. F. R.; SILVEIRA M. A. Desenvolvimento de um chassi automotivo para um veículo elétrico de pequeno porte. **Revista de Iniciação científica da Ulbra**, n. 10, 2012.

APÊNDICE

APÊNDICE A - DETERMINAÇÃO DAS REAÇÕES DA CAÇAMBA

F_{m1} (N) 31216,3

L_1 (mm) 596,33

β_1 (°)	L_2 (mm)	F_{a1} (N)	β_2 (°)	R_x (N)	R_y (N)	F_{res1} (N)
0	278,1	60164,9	5	29968,0	12986,3	32660,7
5	292,0	54645,1	11	26820,5	10394,8	28764,4
10	302,0	49867,6	17	23844,3	8318,2	25253,6
15	308,0	45613,9	22	21146,2	7064,5	22295,1
20	312,5	41386,5	28	18271,1	5893,3	19198,0
25	313,4	37381,3	33	15675,3	5428,5	16588,7
30	311,0	33471,1	38	13187,8	5304,7	14214,7
35	308,5	29255,8	42	10870,7	5820,2	12330,7
40	303,1	24976,9	47	8517,1	6474,7	10698,7
45	296,2	20464,4	51	6439,3	7656,3	10004,2
50	287,7	15653,2	56	4376,6	9119,6	10115,4
55	277,9	10477,7	60	2619,4	11071,2	11376,8
60	267,0	4864,0	64	1066,1	13422,3	13464,6
65	254,9	-1274,3	68	-238,7	16198,9	16200,7

APÊNDICE B - DETERMINAÇÃO DAS REAÇÕES DO CARREGADOR

F_{m2} (N) 4047,3

F_{m3} (N) 1145,4

$\beta_3 (-10^\circ)$														
β_4 ($^\circ$)	L_3 (mm)	L_4 (mm)	L_5 (mm)	F_{a3} (N)	L_6 (mm)	L_7 (mm)	F_{a2} (N)	β_5 ($^\circ$)	R_{ax} (N)	R_{ay} (N)	β_6 ($^\circ$)	R_{ox} (N)	R_{oy} (N)	F_{res2} (N)
-15,0	450,8	1236,0	84,4	32689,3	209,5	84,0	5046,9	-1,4	-5045,3	1900,3	29,0	28590,7	-13251,7	31512,5
-5,0	477,9	1297,1	99,0	29270,1	214,5	84,0	5167,8	8,6	-5109,7	2796,4	17,0	27991,1	-5961,4	28618,9
5,0	490,6	1312,0	109,2	26888,4	213,0	84,0	5131,7	18,6	-4863,6	3660,4	6,0	26741,1	-214,2	26742,0
15,0	488,4	1287,0	115,2	25035,5	205,5	84,0	4950,7	28,6	-4346,7	4393,5	-5,0	24940,2	4778,3	25393,8
25,0	477,3	1222,9	116,9	23511,3	190,9	84,0	4597,8	38,6	-3593,3	4892,1	-15,0	22710,2	8681,5	24313,0
35,0	439,9	1121,6	115,2	21893,5	170,9	84,0	4116,0	48,6	-2721,9	5111,1	-25,0	19842,2	11848,9	23110,8
45,0	395,1	986,3	110,4	20135,6	145,7	84,0	3509,4	58,6	-1828,4	5019,1	-34,0	16693,2	13856,1	21694,5
55,0	338,3	820,7	102,9	18031,3	116,1	84,0	2795,8	68,6	-1020,1	4626,7	-43,0	13187,2	14893,7	19892,8
65,0	271,7	630,7	93,1	15387,7	82,9	84,0	1997,4	78,6	-394,8	3981,6	-52,0	9473,6	14722,0	17506,7
75,0	196,0	421,3	81,4	11858,7	47,3	84,0	1138,3	88,6	-27,8	3161,6	-61,0	5749,2	12968,2	14185,5
85,0	114,7	199,1	68,1	6881,0	10,2	84,0	244,8	98,6	36,6	2265,7	-69,0	2465,9	9020,3	9351,3
95,0	30,0	-30,0	53,6	-811,2	-27,3	84,0	-656,5	108,6	-209,4	1401,5	-78,0	-168,7	1802,9	1810,7

$\beta_3 (0^\circ)$														
β_4 ($^\circ$)	L_3 (mm)	L_4 (mm)	L_5 (mm)	F_{a3} (N)	L_6 (mm)	L_7 (mm)	F_{a2} (N)	β_5 ($^\circ$)	R_{ax} (N)	R_{ay} (N)	β_6 ($^\circ$)	R_{ox} (N)	R_{oy} (N)	F_{res2} (N)
-15,0	450,8	1260,2	84,4	33271,4	214,5	86,0	5048,8	-2,5	-5044,0	1803,4	29,0	29099,8	-13533,9	32093,1
-5,0	477,9	1308,5	99,0	29502,8	213,0	86,0	5013,5	7,5	-4970,6	2678,0	17,0	28213,7	-6029,4	28850,8
5,0	490,6	1317,0	109,2	26981,6	205,5	86,0	4836,7	17,5	-4612,9	3478,1	6,0	26833,8	-224,0	26834,7
15,0	488,4	1285,5	115,2	25009,1	190,9	86,0	4491,9	27,5	-3984,4	4097,8	-5,0	24913,9	4776,0	25367,6
25,0	477,3	1214,9	116,9	23373,5	170,9	86,0	4021,2	37,5	-3190,2	4471,6	-15,0	22577,1	8645,9	24175,9
35,0	439,9	1107,4	115,2	21644,0	145,7	86,0	3428,5	47,5	-2316,3	4551,4	-25,0	19616,1	11743,5	22862,7
45,0	395,1	966,3	110,4	19768,9	116,1	86,0	2731,4	57,5	-1467,6	4327,3	-34,0	16389,1	13651,0	21329,6
55,0	338,3	795,8	102,9	17541,7	82,9	86,0	1951,4	67,5	-746,8	3826,5	-43,0	12829,2	14559,8	19405,6
65,0	271,7	601,1	93,1	14743,8	47,3	86,0	1112,1	77,5	-240,7	3109,4	-52,0	9077,2	14214,6	16865,6
75,0	196,0	388,8	81,4	11049,3	10,2	86,0	239,1	87,5	-10,4	2262,6	-61,0	5356,8	12260,3	13379,5
85,0	114,7	163,4	68,1	5821,0	-27,3	86,0	-641,4	97,5	-83,7	1387,8	-69,0	2086,1	8030,8	8297,3
95,0	30,0	-66,3	53,6	-2182,0	-63,8	86,0	-1502,1	107,5	-451,7	591,1	-78,0	-453,7	462,1	647,5

Continua...

Continuação...

$\beta_3(10^\circ)$														
β_4 ($^\circ$)	L_3 (mm)	L_4 (mm)	L_5 (mm)	F_{a3} (N)	L_6 (mm)	L_7 (mm)	F_{a2} (N)	β_5 ($^\circ$)	R_{ax} (N)	R_{ay} (N)	β_6 ($^\circ$)	R_{ox} (N)	R_{oy} (N)	F_{res2} (N)
-15,0	450,8	1271,6	84,4	33544,5	213,0	85,8	5023,4	-1,0	-5022,6	1936,0	29,0	29338,6	-13666,3	32365,5
-5,0	477,9	1313,5	99,0	29605,4	205,5	85,8	4846,3	9,0	-4786,6	2781,8	17,0	28311,8	-6059,4	28953,0
5,0	490,6	1315,5	109,2	26953,8	190,9	85,8	4500,8	19,0	-4255,6	3489,0	6,0	26806,2	-221,1	26807,1
15,0	488,4	1277,5	115,2	24869,1	170,9	85,8	4029,2	29,0	-3524,0	3977,0	-5,0	24774,5	4763,8	25228,3
25,0	477,3	1200,7	116,9	23127,6	145,7	85,8	3435,3	39,0	-2669,8	4185,6	-15,0	22339,6	8582,2	23931,4
35,0	439,9	1087,4	115,2	21292,6	116,1	85,8	2736,8	49,0	-1795,5	4089,1	-25,0	19297,6	11595,0	22513,2
45,0	395,1	941,1	110,4	19307,0	82,9	85,8	1955,3	59,0	-1007,0	3699,6	-34,0	16006,2	13392,7	20870,1
55,0	338,3	766,2	102,9	16958,9	47,3	85,8	1114,3	69,0	-399,3	3063,9	-43,0	12403,0	14162,3	18825,7
65,0	271,7	567,7	93,1	14016,6	10,2	85,8	239,6	79,0	-45,7	2258,9	-52,0	8629,5	13641,6	16141,9
75,0	196,0	352,5	81,4	10147,5	-27,3	85,8	-642,6	89,0	11,2	1381,1	-61,0	4919,6	11471,5	12481,9
85,0	114,7	126,3	68,1	4719,2	-63,8	85,8	-1505,1	99,0	-235,4	537,1	-69,0	1691,2	7002,1	7203,4
95,0	30,0	-103,6	53,6	-3592,4	-98,5	85,8	-2322,0	109,0	-756,0	-171,8	-78,0	-746,9	-917,5	1183,1

$\beta_3(20^\circ)$														
β_4 ($^\circ$)	L_3 (mm)	L_4 (mm)	L_5 (mm)	F_{a3} (N)	L_6 (mm)	L_7 (mm)	F_{a2} (N)	β_5 ($^\circ$)	R_{ax} (N)	R_{ay} (N)	β_6 ($^\circ$)	R_{ox} (N)	R_{oy} (N)	F_{res2} (N)
-15,0	450,8	1276,4	84,4	33657,6	205,5	82,8	5020,7	-1,5	-5018,9	1892,2	29,0	29437,6	-13721,2	32478,4
-5,0	477,9	1312,0	99,0	29574,8	190,9	82,8	4662,7	8,5	-4611,5	2712,9	17,0	28282,5	-6050,5	28922,4
5,0	490,6	1307,5	109,2	26806,1	170,9	82,8	4174,1	18,5	-3958,4	3348,1	6,0	26659,3	-205,6	26660,1
15,0	488,4	1263,3	115,2	24619,8	145,7	82,8	3558,9	28,5	-3127,6	3721,8	-5,0	24526,1	4742,1	24980,4
25,0	477,3	1180,7	116,9	22781,4	116,1	82,8	2835,3	38,5	-2218,9	3788,7	-15,0	22005,1	8492,6	23587,0
35,0	439,9	1062,2	115,2	20850,0	82,9	82,8	2025,6	48,5	-1342,2	3540,7	-25,0	18896,5	11408,0	22073,1
45,0	395,1	911,5	110,4	18764,0	47,3	82,8	1154,4	58,5	-603,2	3007,9	-34,0	15556,1	13089,1	20330,2
55,0	338,3	733,0	102,9	16306,9	10,2	82,8	248,2	68,5	-91,0	2254,6	-43,0	11926,1	13717,6	18177,1
65,0	271,7	532,3	93,1	13247,7	-27,3	82,8	-665,8	78,5	132,7	1371,3	-52,0	8156,1	13035,7	15376,9
75,0	196,0	315,4	81,4	9224,7	-63,8	82,8	-1559,2	88,5	40,8	465,0	-61,0	4472,2	10664,4	11564,2
85,0	114,7	88,9	68,1	3607,5	-98,5	82,8	-2405,5	98,5	-355,6	-355,4	-69,0	1292,8	5964,2	6102,7
95,0	30,0	-140,3	53,6	-4975,6	-130,1	82,8	-3178,5	108,5	-1008,6	-990,6	-78,0	-1034,5	-2270,5	2495,1

$\beta_3(30^\circ)$														
β_4 ($^\circ$)	L_3 (mm)	L_4 (mm)	L_5 (mm)	F_{a3} (N)	L_6 (mm)	L_7 (mm)	F_{a2} (N)	β_5 ($^\circ$)	R_{ax} (N)	R_{ay} (N)	β_6 ($^\circ$)	R_{ox} (N)	R_{oy} (N)	F_{res2} (N)
-15,0	450,8	1275,2	84,4	33628,8	190,9	74,7	5168,8	-2,5	-5163,9	1798,2	29,0	29412,4	-13707,2	32449,7
-5,0	477,9	1304,1	99,0	29412,1	170,9	74,7	4627,2	7,5	-4587,6	2627,6	17,0	28126,9	-6002,9	28760,4
5,0	490,6	1293,3	109,2	26543,1	145,7	74,7	3945,2	17,5	-3762,6	3210,0	6,0	26397,7	-178,2	26398,3
15,0	488,4	1243,2	115,2	24266,7	116,1	74,7	3143,0	27,5	-2787,9	3474,9	-5,0	24174,4	4711,3	24629,2
25,0	477,3	1155,5	116,9	22345,4	82,9	74,7	2245,5	37,5	-1781,4	3390,6	-15,0	21584,0	8379,8	23153,6
35,0	439,9	1032,6	115,2	20329,8	47,3	74,7	1279,7	47,5	-864,5	2967,1	-25,0	18425,0	11188,1	21555,9
45,0	395,1	878,3	110,4	18156,3	10,2	74,7	275,2	57,5	-147,8	2255,7	-34,0	15052,3	12749,3	19726,0
55,0	338,3	697,4	102,9	15605,2	-27,3	74,7	-738,0	67,5	282,4	1341,8	-43,0	11413,0	13239,1	17479,4
65,0	271,7	495,2	93,1	12440,9	-63,8	74,7	-1728,4	77,5	374,1	336,2	-52,0	7659,4	12399,9	14574,8
75,0	196,0	278,0	81,4	8294,4	-98,5	74,7	-2666,6	87,5	116,3	-640,4	-61,0	4021,2	9850,8	10640,0
85,0	114,7	52,4	68,1	2520,8	-130,1	74,7	-3523,5	97,5	-459,9	-1469,7	-69,0	903,4	4949,7	5031,5
95,0	30,0	-174,9	53,6	-6283,3	-157,8	74,7	-4273,5	107,5	-1285,1	-2052,0	-78,0	-1306,4	-3549,6	3782,4

Continua...

Continuação...

$\beta_3(40^\circ)$														
β_4 ($^\circ$)	L_3 (mm)	L_4 (mm)	L_5 (mm)	F_{a3} (N)	L_6 (mm)	L_7 (mm)	F_{a2} (N)	β_5 ($^\circ$)	R_{ax} (N)	R_{ay} (N)	β_6 ($^\circ$)	R_{ox} (N)	R_{oy} (N)	F_{res2} (N)
-15,0	450,8	1267,2	84,4	33438,0	170,9	67,3	5139,6	-4,1	-5126,8	1660,7	29,0	29245,5	-13614,7	32259,3
-5,0	477,9	1289,9	99,0	29121,9	145,7	67,3	4382,1	6,0	-4358,5	2477,9	17,0	27849,4	-5918,1	28471,3
5,0	490,6	1273,3	109,2	26172,5	116,1	67,3	3491,1	16,0	-3356,7	2983,0	6,0	26029,1	-139,4	26029,4
15,0	488,4	1218,1	115,2	23826,0	82,9	67,3	2494,1	26,0	-2242,7	3115,1	-5,0	23735,3	4672,9	24191,0
25,0	477,3	1125,9	116,9	21832,4	47,3	67,3	1421,4	36,0	-1150,7	2858,1	-15,0	21088,5	8247,0	22643,7
35,0	439,9	999,5	115,2	19747,5	10,2	67,3	305,6	46,0	-212,5	2243,3	-25,0	17897,3	10942,0	20977,2
45,0	395,1	842,7	110,4	17502,4	-27,3	67,3	-819,8	56,0	459,0	1344,5	-34,0	14510,2	12383,6	19076,1
55,0	338,3	660,3	102,9	14875,5	-63,8	67,3	-1919,9	66,0	782,4	270,4	-43,0	10879,2	12741,4	16754,1
65,0	271,7	457,8	93,1	11627,6	-98,5	67,3	-2961,9	76,0	719,1	-849,7	-52,0	7158,7	11759,0	13766,7
75,0	196,0	241,4	81,4	7384,6	-130,1	67,3	-3913,7	86,0	276,4	-1880,3	-61,0	3580,1	9055,1	9737,1
85,0	114,7	17,7	68,1	1491,4	-157,8	67,3	-4746,7	96,0	-492,0	-2697,5	-69,0	534,5	3988,7	4024,4
95,0	30,0	-206,5	53,6	-7478,4	-180,7	67,3	-5435,6	106,0	-1493,7	-3202,7	-78,0	-1554,9	-4718,7	4968,2

ANEXO

ANEXO A – RELÁTORIO DO ENSAIO MECÂNICO

UCS - Laboratório de Ensaios Mecânicos

REGISTRO DE ENSAIO LAMEC - FE102 REVISÃO - 00 (SET/2007)

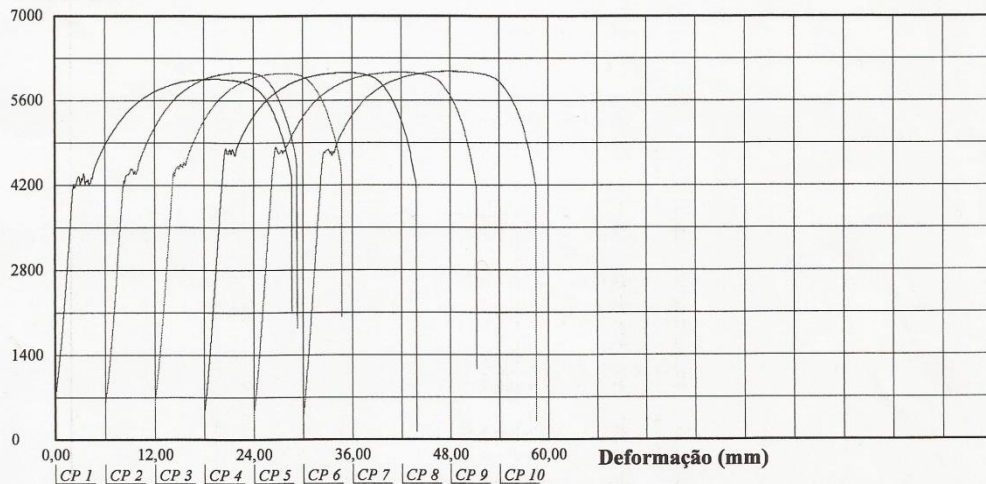
Relatório de Ensaio

Máquina: **Emic DL20000** Célula: **Trd 12** Extensômetro: - Data: **15/10/2013** Hora: **13:57:07** Trabalho n° **0147**
 Programa: **Tesc versão 3.01** Método de Ensaio: **20T_TRAÇÃO RETANGULAR**
 Ident. Amostra: >>>> Cliente: **TCC Andrey Brezolin** Temp.(°C): **22,3** Ident. n°: **01 à 06** S.S.: **257222** Folha: **02 de 02**

Corpo de Prova	Ident. n°:	Esp. (mm)	Larg. (mm)	Velocidade de Ensaio (mm/min)	Força *Escoam. (kgf)	Força Máxima (kgf)	Comp. Inicial (Lo) (mm)	Comp. Final (Lf) (mm)
CP 1	01	7,57	16,12	8	4191	5958	60	80,71
CP 2	02	7,48	16,15	8	4249	6075	60	76,53
CP 3	03	7,46	16,14	8	4373	6055	60	76,49
CP 4	04	8,00	16,14	8	4797	6065	65	85,10
CP 5	05	8,01	16,17	8	4810	6073	65	86,11
CP 6	06	8,00	16,15	8	4731	6090	65	87,29

*Escoam. - ponto da curva correspondente ao escoamento convencional: 0,2%: 0
 Método de ensaio segundo norma NBR 6673/81: 0
 Paquímetro utilizado P(): 3

Força (kgf)



Observação:

IDENTIFICAÇÃO DO CLIENTE: 06 amostras de chapa para TCC de Andrey Brezolin; identificadas por Ç: 01, 02 e 03 (1020), 04, 05 e 06 (longarina).

Continua...

Continuação...

