

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DA PLATAFORMA DE UM GUINCHO VEICULAR

por

Marcelo Angelo Taparello de Souza

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, novembro de 2015



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE DA INTEGRIDADE ESTRUTURAL DA PLATAFORMA DE UM GUINCHO VEICULAR

por

Marcelo Angelo Taparello de Souza

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Jakson Manfredini Vassoler

Comissão de Avaliação:

Prof. Herbert Martins Gomes

Prof. Rogério José Marczak

Prof. Walter Jesus Paucar Casas

Porto Alegre, 23 de novembro de 2015

## AGRADECIMENTOS

A minha família pelo incentivo, apoio e compreensão. Obrigado pela motivação, confiança e pela força, por não medir esforços para prover os recursos necessários.

Aos amigos da engenharia pela grande parceria e energia positiva, tornando divertidos até mesmo os momentos mais difíceis ao longo do curso.

Ao meu orientador Prof. Dr. Jakson Manfredini Vassoler pela disponibilidade, por todo apoio, paciência e ensinamentos.

A UFRGS e aos professores da Engenharia Mecânica pelo suporte em minha formação.

TAPARELLO DE SOUZA, M. A. **Análise da integridade estrutural da plataforma de um guincho veicular**. 2015. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## **RESUMO**

Implementos rodoviários são utilizados diariamente no transporte dos mais variados tipos de cargas para atender às necessidades impostas em cada mercado consumidor. No segmento de transporte de veículos, frente a uma necessidade de socorro de um veículo em pane ou acidentado, utiliza-se o guincho veicular. Este equipamento passou por diversas formas construtivas ao longo do tempo, evoluindo até chegar à configuração atual que consiste em uma plataforma basculante. Embora largamente utilizados, estes equipamentos apresentam falhas em sua estrutura. O presente trabalho apresenta uma análise da integridade estrutural de um guincho veicular real que apresenta problemas em sua estrutura, apesar que não exceder os limites especificados pelo fabricante. Por meio de dados cedidos pela empresa proprietária do caminhão plataforma, foram mapeados os pontos críticos do equipamento para as diferentes condições de contorno que o mesmo é submetido devido ao processo de posicionamento dos veículos sobre a plataforma. Para a análise foram feitas simulações numéricas via elementos finitos onde foi incluído tensões residuais devido ao processo de fabricação do equipamento, realizado por soldagem. Os resultados são apresentados e comentados, e concluiu-se que frente às condições de operação do guincho, a plataforma deve apresentar falhas devido este possuir um baixo coeficiente de segurança, indicando um projeto mal dimensionado. Além disto, como esperado, quando submetida aos possíveis casos de carregamento crítico, a estrutura da plataforma está sujeita a fadiga de baixo ciclo, devido a tensões próximas a de escoamento, e a nucleação e propagação de trincas que levam a sua inviabilidade funcional.

**PALAVRAS-CHAVE:** transporte de veículos, guincho plataforma, método dos elementos finitos, análise estrutural.

TAPARELLO DE SOUZA, M. A. **Analysis of the structural integrity of a platform built in a tow truck**. 2015. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

## **ABSTRACT**

Road equipment fleets are daily used to haul a whole variety of freighting loads and, therefore, fulfill the market necessities. Tow trucks are used to assist and pull broken or damaged cars – as well as other vehicles under a breakdown situation. This type of truck has experienced multiple construction changes throughout the years. The development of its design changes can be noticed on the tilting flap platform deck, which its current design differs significantly from its original version. These kind of equipment shows structural failures, despite of the widely usage of this type of platform. The present work evaluates the structural integrity of a troublesome platform built in a real tow truck. It has been determined the critical points of the equipment for different boundary conditions during the positioning of different vehicles over the platform. The analysis was performed using a numerical simulation with the finite element method, on which the residual stress due its welding manufacturing process was also accounted for. It can be concluded that the platform is going to experience failure due to a low safety factor under the critical operational conditions of the towing procedure, because of an underestimated design and structural conception. Moreover, the platform is exposed to a low cycle fatigue when the structure undergoes critical loadings near the yielding stress of the material and, therefore, crack nucleation and propagation shall be expected.

**KEYWORDS:** vehicle transport, flat deck tow truck, finite element method, structural analysis.

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
2 OBJETIVOS.....	1
3 GUINCHO VEICULAR PLATAFORMA. ....	1
3.1 Cargas nos eixos de veículos.....	3
3.2 Tensões residuais em soldagem.....	4
3.3 Fadiga.....	5
4 METODOLOGIA.....	6
4.1 Veículo e plataforma utilizados.....	7
4.2 Histórico de utilização da plataforma.....	8
4.3 Definição de condições de contorno a serem avaliados na simulação numérica.....	8
4.3.1 Análise 1 – Veículo com valores médios.....	9
4.3.2 Análise 2 – Veículo para peso bruto total (PBT).....	9
4.4 Simulação via elementos finitos.....	10
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	12
5.1 Resultados da análise sem tensões residuais.....	12
5.2 Resultados da análise com tensões residuais.....	12
5.3 Falha identificada na plataforma de estudo.....	13
6. CONCLUSÃO.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
Anexo I.....	16
Anexo II.....	17
Anexo III.....	18
Anexo IV.....	19

## 1. INTRODUÇÃO

Implementos rodoviários têm diversas aplicações na prestação de serviços dos mais variados tipos. Estes equipamentos podem ser definidos como veículo rebocado acoplável a caminhão-tractor ou equipamento veicular complemento de veículo automotor incompleto. Dentre os principais e mais conhecidos implementos podem-se citar as carrocerias granelerias, canavieiras, para botijões, para bebidas, coletores de lixo, tanque de combustível, caçamba basculante, plataformas de socorro (guincho), entre outros [ABNT NBR 9762, 2006], existindo assim uma grande quantidade de implementos se deslocando nas rodovias em diversas áreas de atuação, automobilística, industrial, lazer, ambiental, etc. Dentre estes, destaca-se neste trabalho o equipamento tipo guincho veicular plataforma, que normalmente é projetado e construído com diferentes configurações e capacidades.

O guincho veicular consiste basicamente de uma plataforma, repousada no chassi de um caminhão, que possui a capacidade de tornar-se uma rampa. Ela translada-se longitudinalmente e inclina através do acionamento de cilindros hidráulicos, o veículo a ser transportado sobe, e posteriormente recolhe-se à posição de repouso, no chassi do veículo de carga. Este implemento não é apenas utilizado em socorro, mas também como transporte de veículos e máquinas. Na modalidade de socorro, podem-se citar principalmente os serviços oferecidos, às vezes opcionais, nos pacotes de seguro de veículos, onde uma vez detectado um problema, aciona-se a seguradora, a qual envia uma plataforma de socorro para a busca do veículo. Já no transporte, de maneira geral, estes são realizados para diversos tipos de veículos e máquinas para a indústria, onde alguns destes necessitam de grande capacidade do equipamento por se tratarem de máquinas robustas, de grande massa.

Apesar de parecer uma estrutura relativamente simples, o projeto deste tipo de guincho não é trivial. Durante sua vida útil, este é submetido a diferentes solicitações devido as condições de carregamento que mudam segundo os veículos que pode transportar (com diferentes massas, centro de gravidade, distância entre eixos e rodas). Além disto, o procedimento de operação da plataforma também modifica as condições de apoio durante o posicionamento do veículo. Esta operação é baseada em mecanismo de articulação que permite mover um automóvel até a posição de repouso sobre o chassi do guincho, que promover diferentes pontos críticos a serem analisados.

É comum observar problemas nestas estruturas, como trincas e empenamento, mesmo quando o implemento é submetido a carregamento abaixo da carga máxima da estrutura informada pelo fabricante. Estas observações indicam que alguns fabricantes não possuem um projeto adequado, contando principalmente com a experiência empírica do construtor.

Assim, é evidente que este tipo de estrutura requer uma investigação mais aprofundada sobre casos críticos de análise. O indicio de falhas quando aplicadas cargas menores do carregamento máximo informado pelo fabricante não é aceitável. O projeto e fabricação deste implemento rodoviário necessita um mínimo de atenção para que não falhe em suas operações críticas. Se o mecanismo falhar catastróficamente ou mesmo apresentar uma falha funcional que inviabilize seu uso, conseqüentemente levará a perdas financeiras para o proprietário do veículo comercial.

## 2. OBJETIVOS

Dentro da contextualização apresentada, o principal objetivo deste trabalho é analisar a integridade estrutural de uma plataforma de um guincho veicular real, que vem apresentando sistematicamente falhas estruturais, frente as suas condições de operação de carregamento do veículo sobre o chassi do guincho, que ocorre em baixa velocidade. Para isto, serão estudados os parâmetros de maior influência nos esforços durante a operação, para identificar pontos críticos e avaliar possíveis falhas mecânicas.

## 3. GUINCHO VEICULAR PLATAFORMA

O guincho veicular tipo plataforma, segundo a norma ABNT NBR 9762, 2006, é enquadrado na seguinte categoria de veículo rodoviário: Veículo rodoviário de carga – Implemento rodoviário – Equipamento veicular (carroceria) – Equipamento veicular fixo – Mecanismo – Mecanismo de içamento – Plataforma.

Este equipamento, instalado em um chassi de um caminhão, foi desenvolvido para atender basicamente o transporte de veículos de maneira mais rápida e fácil, pois a plataforma inicialmente repousada em cima do caminhão se desloca e inclina até virar uma rampa para a subida do veículo a ser transportado. O procedimento básico é ilustrado na Fig. 3.1. Fica evidente que este tipo de transporte não é viável para grande número de veículos, o qual é feito com outros tipos de implementos, como a “cegonha”. Portanto, seu trabalho é em grande parte destinado para pequenos deslocamentos que necessitam maior agilidade, como por exemplo, resgate de veículos em pane ou acidentados.

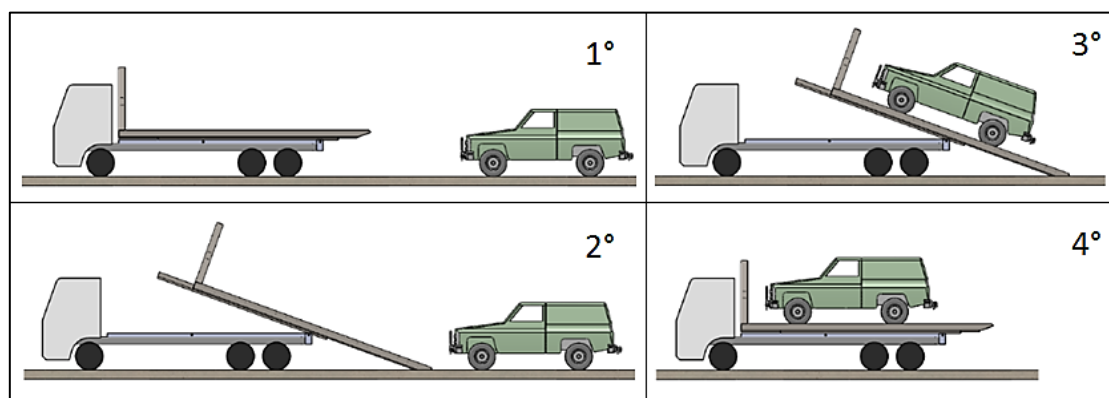


Figura 3.1 – Sequência de carregamento de um veículo.

Existem diversos modelos de caminhões disponíveis no mercado que são aptos para instalação deste implemento, onde a plataforma normalmente é fabricada segundo o comprimento e largura desejados pelo comprador (ver Fig. 3.2.). Obviamente para cada caso variam os esforços e, como consequência, são necessárias configurações diferentes nos atuadores hidráulicos, bomba hidráulica, rótulas, etc.

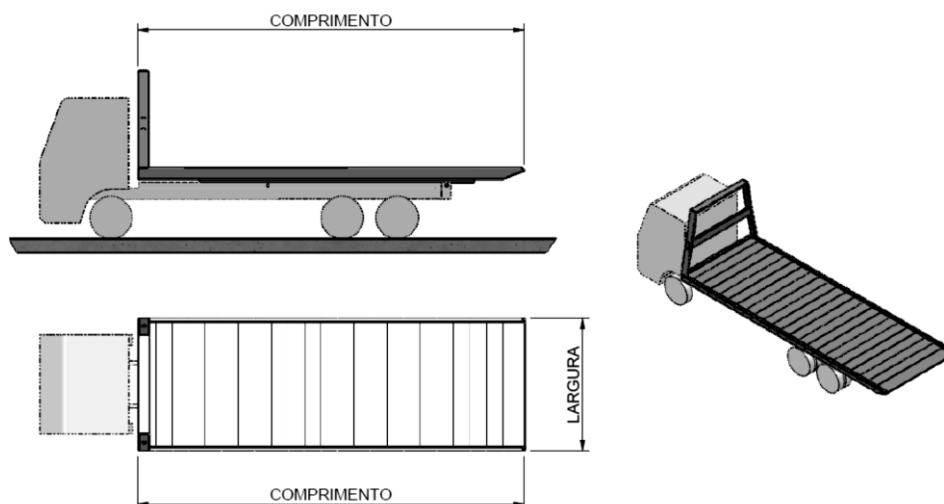


Figura 3.2 – Dimensões principais de uma plataforma.

A plataforma do guincho é submetida a variados tipos de veículos carregados e suas posições de trabalho, motivando um estudo estrutural dedicado para avaliação de seus pontos críticos, bem como casos críticos. Com isto, pode-se identificar-se operações críticas e muni-las de instruções para fazer bom uso do equipamento. Neste estudo será dada particular



atenção a análise da operação de carregamento do veículo sobre a plataforma do guincho, principal responsável pelas falhas comumente observadas na estrutura da plataforma, enfoque deste trabalho.

As tensões atuantes variam a partir de vários parâmetros nas plataformas. Primeiramente pode-se observar que as vinculações, ou apoios, variam conforme se translada, e posteriormente inclina, a plataforma sobre o chassi do veículo de carga, até o ponto em que ela toca o chão. Os carregamentos mudam para diferentes veículos devido suas massas e pontos de contato com a plataforma, ou seja, sua distância longitudinal entre eixos e transversal entre rodas. Além disto, conforme o veículo se desloca sobre a plataforma no içamento, os carregamentos variam continuamente.

Outro ponto de grande importância na análise estrutural deste implemento, observado durante este minucioso estudo, é o método de fabricação comumente empregado. Visto que estas plataformas possuem um comprimento que pode variar de 4 metros até 15 metros, certamente terão de ser feitas juntas soldadas entre os perfis, chapas, entre outros, devido seu comprimento máximo de fornecimento, normalmente de 6 metros.

Assim, além do estudo do carregamento atuante sobre a estrutura da plataforma, que pode fornecer um mapeamento dos pontos críticos, deve-se levar em consideração a existência de junções soldadas, que deveria ser realizadas em regiões de menor sollicitação, uma vez que geram tensões residuais que podem atuar desfavoravelmente a distribuição de tensões.

### 3.1. Cargas nos eixos de veículos

Uma vez que a plataforma possui um sistema operação particular, que alterará os carregamentos na estrutura durante sua operação, se faz necessário o entendimento do balanço das cargas nos eixos dos mesmos. O mapeamento das condições de carregamento, segundo as características dos veículos que serão transportados, está diretamente relacionado com os esforços internos no implemento.

As cargas médias nos eixos, dianteiros e traseiros, de automóveis variam de acordo com a posição do seu centro de gravidade, pois é nele que age a força peso.

Para um veículo num plano horizontal, definindo-se  $G$  como seu peso, e  $R_{OI}$  e  $R_{OII}$  como as reações nos eixos dianteiro e traseiro, respectivamente, tem-se o equilíbrio das forças na vertical:

$$G = R_{OI} + R_{OII} \quad (3.1)$$

Tomando  $a_I$  e  $a_{II}$  como as distâncias do eixo dianteiro e traseiro, respectivamente, até o centro de gravidade, e  $l$  a distância entre eixos, através do equilíbrio de momentos no eixo dianteiro, obtêm-se  $R_{OII}$  e, substituindo-o na primeira equação, encontra-se  $R_{OI}$ :

$$R_{OII} = \frac{a_I \cdot G}{l} \quad (3.2)$$

$$R_{OI} = G \cdot \left(1 - \frac{a_I}{l}\right) \quad (3.3)$$

Portanto, sabendo-se a posição do centro de gravidade do veículo e seu peso, são avaliadas as cargas em seus eixos, através das duas últimas equações.

Já para um veículo num plano inclinado, conforme a figura 3.3b. Tem-se o equilíbrio das forças na vertical da seguinte maneira:

$$G = R'_I + R'_{II} \quad (3.4)$$

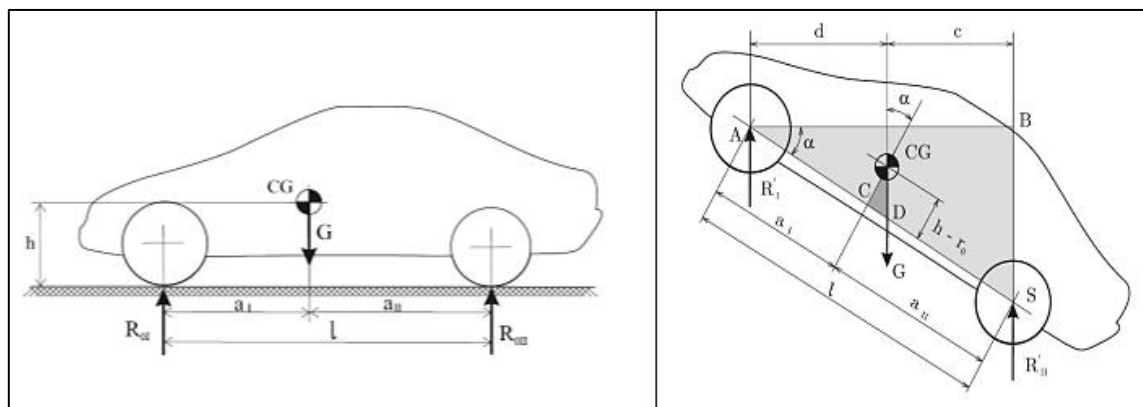


Figura 3.3 – a) Posição do centro de gravidade de um veículo num plano horizontal, b) Posição do centro de gravidade de um veículo num plano inclinado.

Fazendo-se o equilíbrio de momentos no eixo traseiro, obtêm-se:

$$R'_I = \frac{G}{l} [a_{II} - (h - r_0) \cdot \tan \alpha] \quad (3.5)$$

onde  $r_0$  é o raio externo do pneu. Substituindo na equação de equilíbrio, pode-se obter  $R'_{II}$ . Portanto, num veículo em plano inclinado, para avaliar as reações verticais em seus eixos, necessitamos da posição do centro de massa, seu peso, raio externo no pneu, e o ângulo de inclinação.

Ainda num veículo em plano inclinado, em algumas situações, pode ser maior o interesse na reação dos eixos na direção normal ao plano. Estas podem ser encontradas simplesmente pela decomposição de  $R'_I$  e  $R'_{II}$  nas direções normal e perpendicular ao plano, ou então, diretamente, pelas equações 3.6 e 3.7:

$$R_I = R_{OI} \cdot \cos \alpha - G \frac{h}{l} \sin \alpha \quad (3.6)$$

$$R_{II} = R_{OII} \cdot \cos \alpha + G \frac{h}{l} \sin \alpha \quad (3.7)$$

### 3.2. Tensões residuais em soldagem

A plataforma de interesse é fabricada com chapas dobradas e sua estrutura toma forma através de união das chapas por soldagem. Assim, é importante entender como o processo de soldagem pode modificar a distribuição de tensões entorno a solda, de modo a modelá-la corretamente.

Tensões residuais são solicitações que permanecem no componente após processos térmicos ou mecânicos, como por exemplo: fundição, soldagem, laminação, forjamento, usinagem, dobramento, têmpera, entre outros. Estas podem estar relacionadas com diversos problemas como a formação de trincas, falta de estabilidade dimensional e uma maior tendência para a estrutura sofrer fratura frágil, diminuindo a vida útil do componente além de comprometer seu comportamento [Modenesi, 2008].

Em geral, tensões residuais compressivas na superfície são mais favoráveis, pois aumentam a vida em fadiga de um componente mecânico, e o oposto ocorre com tensões residuais trativas, pois diminuem a vida em fadiga [Totten e Howes, 2003].

No processo de soldagem, tensões residuais aparecem devido à variação heterogênea de temperaturas no material. Pode se dizer, portanto, que tensões residuais térmicas são aquelas resultantes de deformações plásticas não uniformes causadas por variações térmicas desiguais ao longo do material [Aggen et al, 1998].

Em chapas finas, um padrão típico destas tensões longitudinais macroscópicas é apresentado na Fig. 3.4.

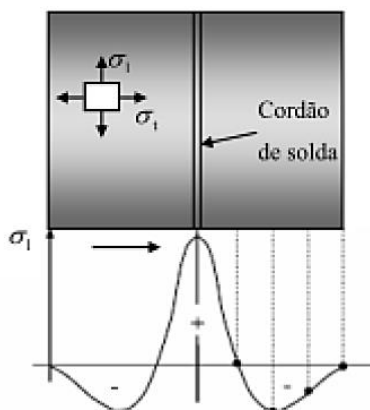


Figura 3.4 – Distribuição de tensão residual em uma junta soldada [Cofiño, 2010].

Considerando a tensão constante ao longo da espessura da chapa, o valor máximo da tração trativa ocorre no cordão de solda, e à medida que se afasta dele esta tensão diminui, até um ponto onde se torna compressiva. As tensões residuais apresentam caráter elástico, assim, o valor máximo que estas tensões podem atingir é a tensão de escoamento local do material. [Cofiño, 2010].

Existem várias formas de levar as tensões residuais em consideração em uma análise quase-estática. A norma API 579, 2000, sugere que para soldagem de topo em chapas finas, como o caso do equipamento estudado, a região de tensão residual trativa se estende num comprimento igual a  $w + 4t$ , onde  $w$  é o tamanho do bisel, e  $t$  a espessura da chapa (ver Fig. 3.5).

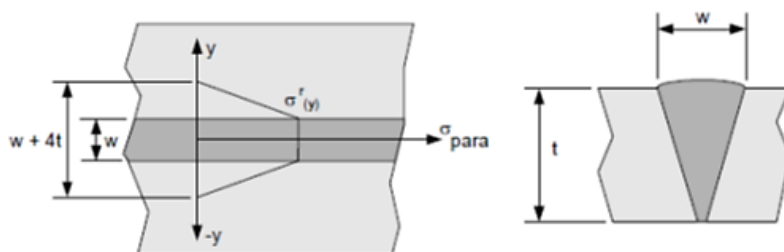


Figura 3.5 – Distribuição de tensão residual em uma junta de topo [API 579, 2000].

### 3.3. Fadiga

A fadiga mecânica corresponde a uma redução gradual da capacidade de resistir carga no componente, pela diminuição lenta da área efetiva de resistência do material, consequência do avanço de fissuras que se formam no seu interior. Este crescimento pode ocorrer para cada flutuação do estado de tensões. Cargas variáveis, sejam cíclicas ou não, fazem com que, ao menos em alguns pontos, pode-se ter deformações plásticas também variáveis com o tempo. Estas deformações levam o material a uma deterioração progressiva, segundo uma trinca, a qual cresce até atingir um tamanho crítico, suficiente para a ruptura final, em geral brusca, apresentando características macroscópicas de uma fratura frágil [Rosa, 2002].

Assim, mesmo em componentes projetados para trabalhar no regime elástico, existem fatores como descontinuidades metalúrgicas e geométricas ou até sobre carga em trabalho, que fazem com que não necessariamente responda como um todo elasticamente, e apresente pontos de deformação plástica.

Nos materiais dúcteis, a nucleação de fissuras ocorre pela formação de planos de deslizamento, provenientes da deformação plástica no grão mais desfavoravelmente orientado. Estes planos de deslizamento surgem já nos primeiros ciclos do carregamento, e com o prosseguimento da sollicitação, novos planos vão se formando [Rosa, 2002].

A figura 3.6 apresenta a divisão dos regimes de fadiga segundo Shigley, 2011, para um aço ao carbono de baixa liga.

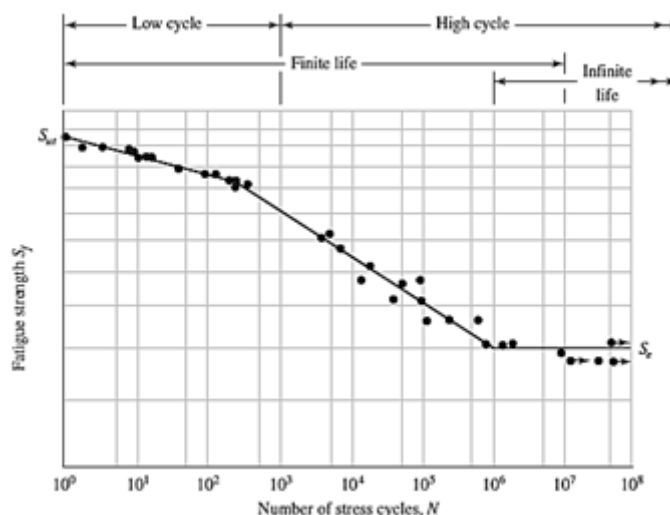


Figura 3.6 – Tensão por número de ciclos e definição dos regimes de fadiga para um aço baixa liga [Adaptado de Shigley, 2011].

A fadiga pode ser dividida em fadiga de baixo ciclo e alto ciclo. O de baixo ciclo ocorre quando o componente está submetido a tensões mais altas, próximas do escoamento, e alcança poucos ciclos de vida.

No regime de baixo número de ciclos para a falha, a nucleação e a propagação da trinca de fadiga ocorrem acompanhadas por um escoamento generalizado na superfície da peça, resultando em geral numa superfície corrugada, pelo elevado grau de deformação plástica [Rosa, 2002].

No regime a alto número de ciclos para a falha, a deformação elástica é predominante, sendo a nucleação de trincas um fenômeno muito raro, ocorrendo em zonas bastante localizadas. A maior parte da superfície permanece sem alteração, ocorrendo a formação de poucas microtrincas, e a propagação de uma delas é suficiente para provocar a ruptura. [Rosa, 2002].

#### 4. METODOLOGIA

Uma vez compreendido os problemas técnicos a serem levados em consideração neste estudo, parte-se para a análise de tensões da estrutura. Como a geometria da plataforma é complexa, resolvê-la de forma adequada analiticamente seria muito laborioso e com resultados pouco realísticos. Assim, optou-se por sua simulação numérica via elementos finitos para análise de tensões e também para uma análise de vida a fadiga.

Com a disponibilidade de acesso a um guincho veicular, foram feitas medidas deste. Em posse das dimensões, foi feito um modelamento em CAD, para posterior análise estrutural via software comercial de elementos finitos [ANSYS, 2014].

Para obtenção das cargas atuantes na plataforma, usou-se um histórico real de veículos transportados ao longo de 1 mês. Com o histórico, tem-se acesso a marca, modelo, e conseqüentemente todas as características necessárias para obtenções de condições de contorno realísticas do problema a ser analisado.

#### 4.1. Veículo e plataforma utilizados

O veículo e plataforma estudados, apresentados na Fig. 4.1, foram disponibilizados pela empresa Leão Car Guinchos, situada em São Leopoldo/RS.

Trata-se de um caminhão marca Mercedes-Benz, modelo 915C/44, ano 2007. O sufixo "44" determina a distância entre eixos do veículo, que neste caso é de  $a = 4400\text{ mm}$  (ver Fig. 4.2). As demais dimensões podem ser vistas na ficha técnica completa no Anexo IV.



Figura 4.1 – Caminhão plataforma disponibilizado para estudo.

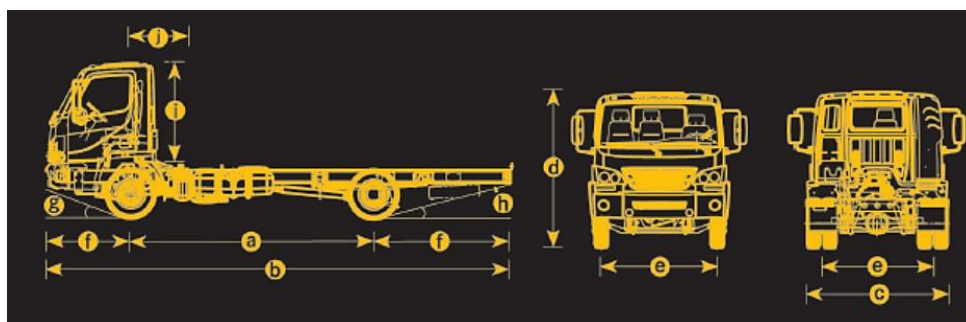


Figura 4.2 – Dimensões principais Mercedes-Benz 915C [Mercedes-Benz Caminhões, 2015].

Este veículo possui massa de  $3430\text{ kg}$ , sem equipamento e tem peso bruto total (PBT) original de fábrica de  $11000\text{ kg}$  [Mercedes-Benz, 2015], onde o peso bruto total corresponde a soma das massas do veículo, implemento e carga. Neste caso, o implemento mais a carga não devem ultrapassar  $7570\text{ kg}$  para rodar regularmente pelas rodovias. A plataforma possui  $7,0\text{ m}$  de comprimento e  $2,4\text{ m}$  de largura, com vários reforços feitos de chapa fina, como apresentado na Fig. 4.3. As posições dos apoios estão representadas na Fig. 4.4.

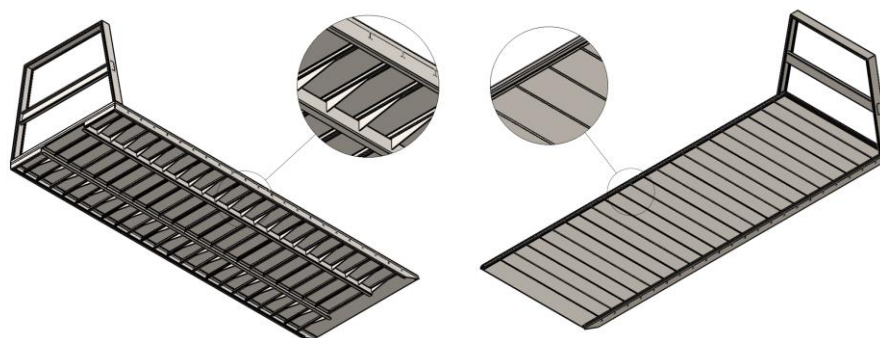


Figura 4.3 – Plataforma modelada em software CAD.

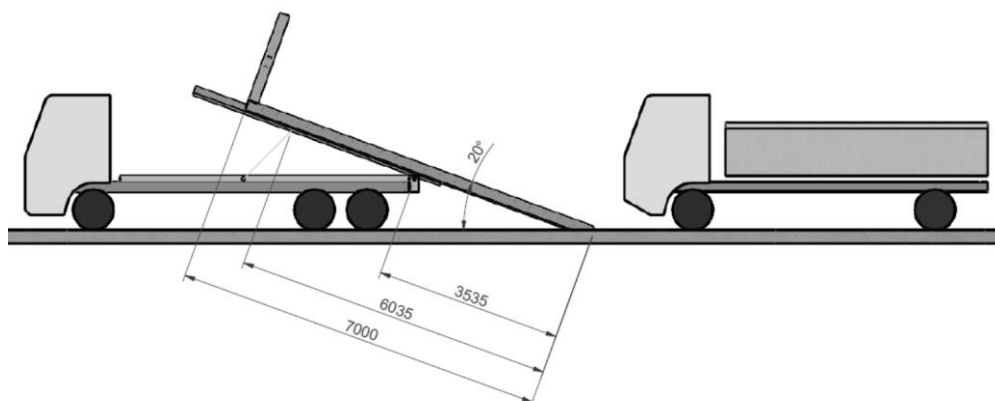


Figura 4.4 – Posição dos apoios, comprimento total e ângulo com a horizontal.

Para esta configuração de plataforma, existem cinco casos distintos de condições de contorno (apoio e carga) que podem ocorrer, dependendo do entre eixo do veículo carregado:

- Caso I: eixo dianteiro no primeiro vão e eixo traseiro fora da plataforma;
- Caso II: eixo dianteiro no segundo vão e eixo traseiro fora da plataforma;
- Caso III: eixos dianteiro e traseiro no primeiro vão da plataforma;
- Caso IV: eixo dianteiro no segundo vão, eixo traseiro no primeiro vão;
- Caso V: eixos dianteiro e traseiro no segundo vão;

Nos veículos de entre eixo longo, ocorrem os casos I, II e IV, já para os de entre eixo curto, os casos I, III, IV e V. (Ver Fig. 4.5).

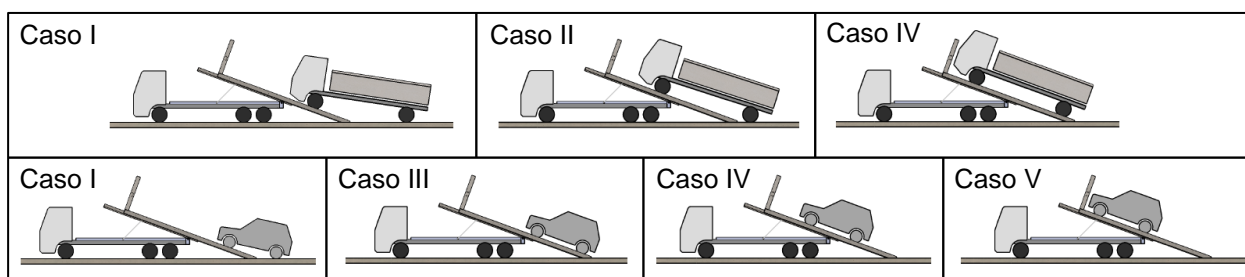


Figura 4.5 – Casos analisados com mudança de condições de contorno conforme veículo se desloca sobre a plataforma. Superior: entre eixo longo. Inferior: entre eixo curto.

#### 4.2. Histórico de utilização da plataforma

Foi disponibilizado pela empresa proprietária do caminhão plataforma, um histórico de trabalhos realizados no mês de abril de 2015. Este histórico possui 101 veículos. Com as marcas e modelos dos veículos transportados foram pesquisadas suas massas, entre eixos e entre rodas. O histórico completo pode ser visto no Anexo I.

#### 4.3. Definição de condições de contorno a serem avaliados na simulação numérica

Uma vez determinados valores médios dos veículos transportados e identificados os de maior massa e distância entre eixos (caso crítico), definiu-se casos de estudo para avaliação da distribuição de flexão ao longo da plataforma, durante a movimentação dos veículos sobre esta. Este procedimento foi adotado como forma de identificar em qual condição, e posição dos eixos do veículo transportado, a plataforma é mais solicitada estruturalmente e onde.

Devido as diferentes possibilidades (ver Fig.4.5), foram feitas duas análises, uma com um veículo com valores médios e um com a situação crítica esperada (maior entre eixo e carga). Neste caso, com um veículo com massa que atinja o peso bruto total (PBT) de 11000 kg.

A obtenção da mudança de distribuição de flexão a medida que o veículo se desloca sobre a plataforma não é trivial. Para isto, implementou-se no software MATLAB uma rotina que permitisse obter esta distribuição e consequentemente as situações de carga críticas (que corresponde a de maior flexão ao longo da plataforma). Para esta avaliação a plataforma foi tida com uma viga de três apoios e uma ou duas cargas, dependendo da posição dos eixos do veículo carregado, conforme Fig.4.5.

#### 4.3.1. Análise 1 – Veículo com valores médios

Para esta análise foram utilizados os seguintes parâmetros:

Massa: 1120 kg;

Entre eixos: 2,491 m;

Entre rodas: 1,5 m;

O resultado da distribuição de esforços de flexão para este caso são apresentados na Fig. 4.6. Foi verificado que apresenta valores máximos de flexão quando o eixo dianteiro encontram-se na posição 1380 mm, atingindo o momento fletor de  $4,25 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}$ .

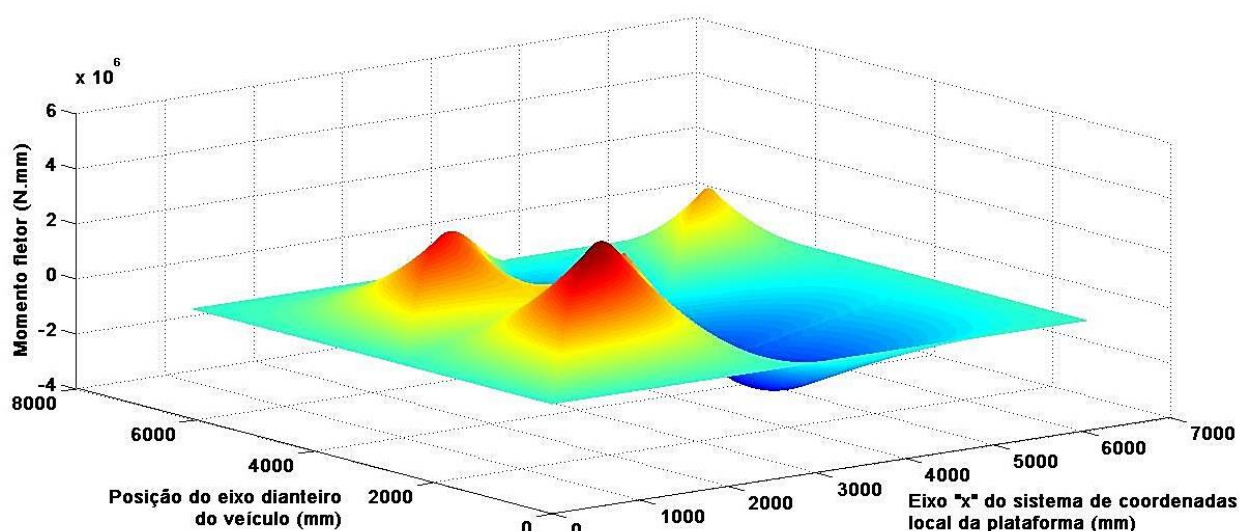


Figura 4.6 – Distribuição de esforços de flexão.

#### 4.3.2. Análise 2 – Veículo para peso bruto total (PBT)

Neste caso foi feita a hipótese de carregamento de um veículo que alcance a máxima capacidade de carga para trafegar de maneira regular nas rodovias (caso crítico). Para as dimensões de entre eixos e entre rodas, foi escolhido um caminhão similar ao equipado com a plataforma, pois este veículo pode estar carregado parcialmente, chegando próximo da massa e entre eixo pretendido.

Sendo assim, foram utilizados os seguintes parâmetros:

Massa: 6370 kg;

Entre eixos: 4,6 m;

Entre rodas: 1,9 m;

Neste caso verificou-se que o maior momento fletor é alcançado quando o veículo está com seu eixo dianteiro entre o primeiro apoio e a rótula intermediária da plataforma, na posição 1455 mm e seu valor é de  $2,59 \cdot 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$ . O resultado é apresentado na Fig. 4.7.

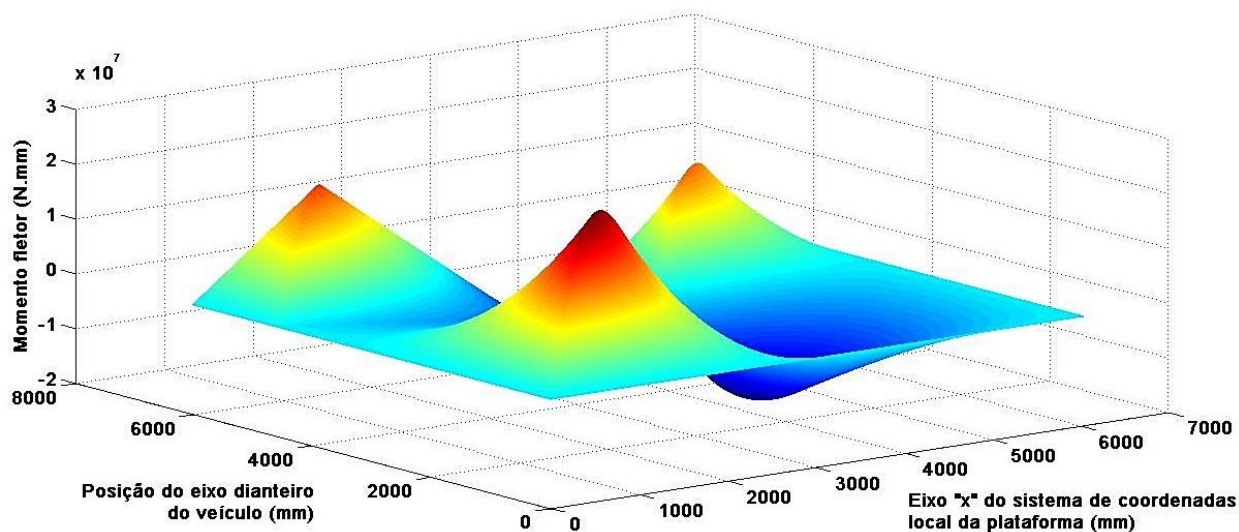


Figura 4.7 - Distribuição de esforços de flexão.

#### 4.4. Simulação via elementos finitos

Observou-se que seus pontos de maior sollicitação das duas análises ficam próximos, diferem em apenas  $75\text{ mm}$ . Então, definiu-se, por simplicidade, fazer a simulação estrutural via elementos finitos, com base na segunda análise. Este ponto corresponde a carga do eixo dianteiro, a uma distância de  $1455\text{ mm}$  paralelo à plataforma, partido do início da rampa que está encostada ao solo, como pode ser visto na Fig. 4.8.

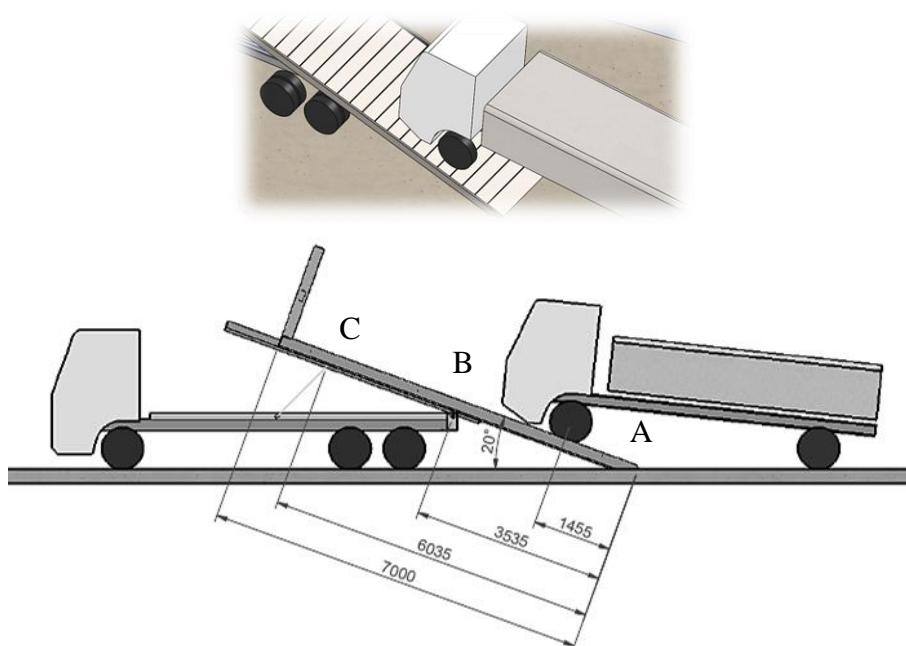


Figura 4.8 – Posição de carregamento para simulação.

Como a plataforma é fabricada basicamente a partir de chapas dobradas, utilizou-se um elemento de casca de quatro nós (SHELL181), informando a espessura  $3\text{ mm}$  como parâmetro (ver Fig. 4.9).

As condições de contorno, apresentadas na Fig.4.8, foram definidas da seguinte forma:

- Ponto A - Apoio direito (plataforma com o solo): apoio na direção “y” (vertical), livres nas demais direções;



- Ponto B - Apoio intermediário (rótula de giro da plataforma);
- Ponto C - Apoio esquerdo (rótula da ponteira dos cilindros hidráulicos);

As cargas foram aplicadas distribuídas nos nós internos de um retângulo, com dimensão da área do pneu em contato com a chapa, na posição determinada com a rotina implementada em MATLAB (ver Fig. 4.9). O material das chapas utilizadas na fabricação da plataforma é o ASTM A36. Segundo a norma possui tensão de escoamento de 250 MPa.

Foram realizadas duas simulações. A primeira foi feita sem considerar união por solda nos perfis, uma vez que não se sabe com certeza se este apresenta a junção soldada. Já na segunda análise, foi acrescentado dados de tensão residual de soldagem em uma junta numa posição onde foi identificada presença de trincas no equipamento avaliado, onde se acredita que haja uma junção soldada. Os parâmetros para aplicação da tensão residual de soldagem seguiram a recomendação da norma API 579, 2000, e foram feitas com o comando INISTATE [ANSYS, 2014]. Neste comando, podem atribuir-se tensões iniciais, normais e cisalhantes, nas direções de interesse em nós ou elementos. Foram aplicadas tensões normais trativas de 250 MPa, nas direções paralela e perpendicular, nos elementos percorridos pelo cordão de solda, conforme a norma. Estes elementos são apresentados na Fig. 4.10.

Uma vez realizada a análise de tensões procedeu-se com uma análise de vida em fadiga onde optou-se por realizar uma análise conservadora, escolhendo a teoria de Soderberg e utilizando a tensão equivalente de von-Mises. Foi admitido um carregamento completamente reversível com a magnitude da tensão estática, uma vez que as tensões nas seções das longarinas mudam de sinal (ora são trativas, ora compressivas) conforme o veículo se desloca, subindo ou descendo a plataforma. Um fator modificador de tensão de  $k_f = 0,7$  foi adotado para levar em consideração o processo de fabricação das chapas, tamanho das peças, tipos de esforços atuantes e acabamento superficial.

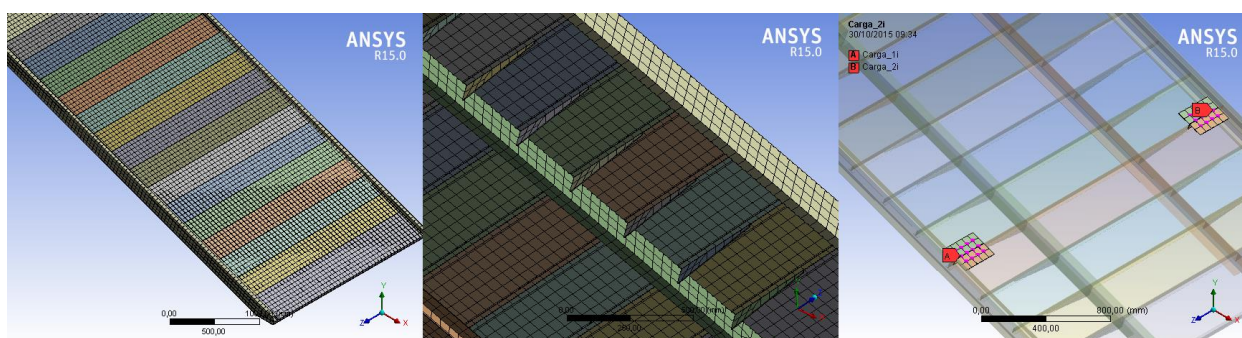


Figura 4.9 – a) Malha utilizada, b) Detalhe da malha no lado de baixo, c) Pontos de aplicação das cargas.

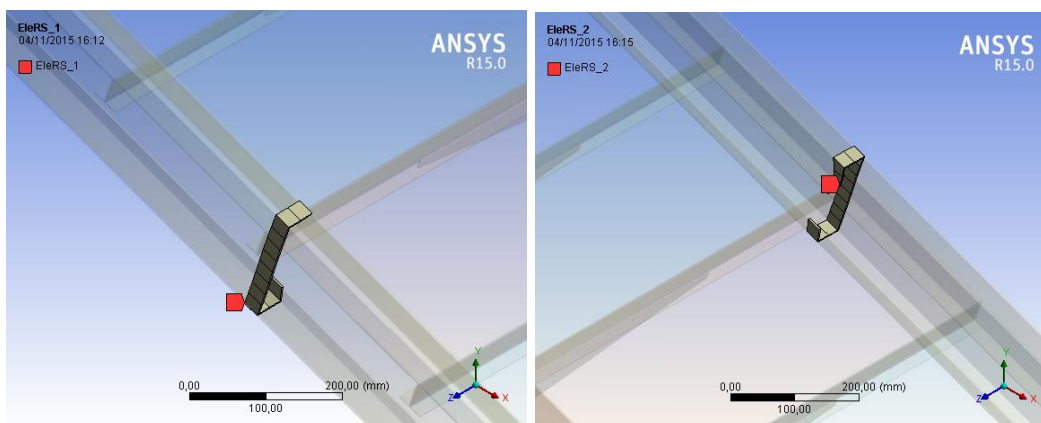


Figura 4.10 – Elementos com tensão residual nas duas longarinas da plataforma.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1. Resultados da análise sem tensões residuais

São apresentados na Fig. 5.1 e Fig. 5.2a os resultados para tensão equivalente de von-Mises. Na Fig. 5.2b ilustra o resultado do cálculo de fadiga para tempo de vida estimado.

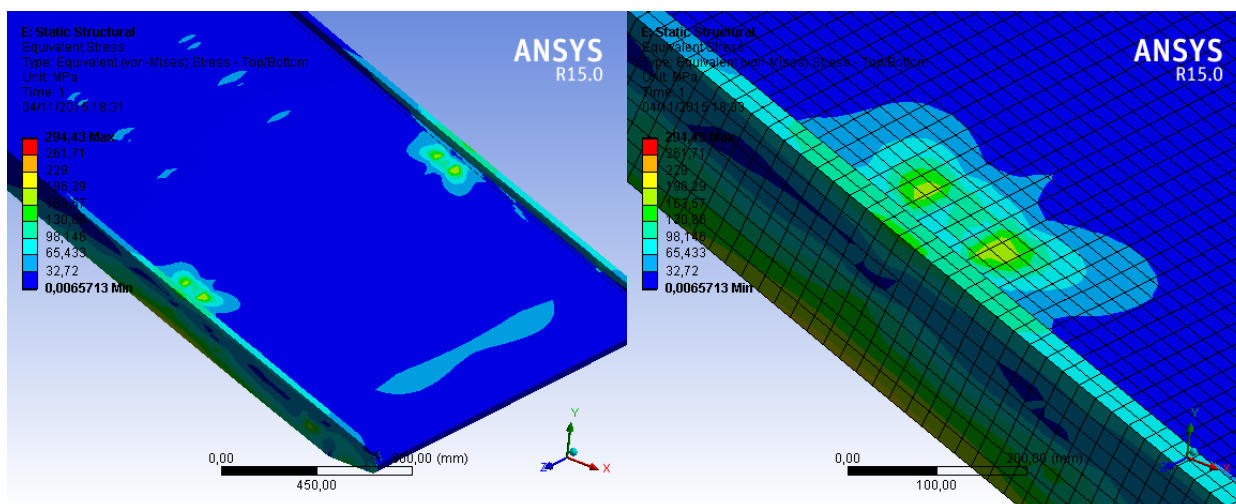


Figura 5.1 – Tensão equivalente de von-Mises.

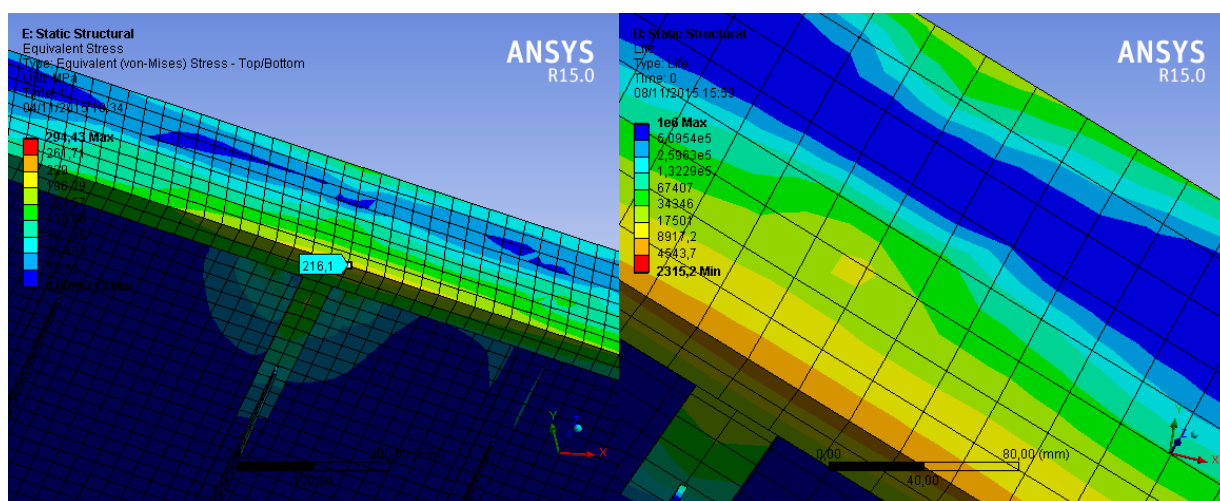


Figura 5.2 – a) Tensão equivalente de von-Mises, b) Fadiga: número de ciclos até a falha.

A máxima tensão na região de interesse atingiu um valor de  $216 \text{ MPa}$ , como pode ser visto na Fig. 5.2a. Indicando que para este modelo, o componente trabalha a um coeficiente de segurança de aproximadamente 1,16.

O resultado de fadiga indicou que o componente pode ser submetido a aproximadamente  $6 \cdot 10^3$  ciclos antes da falha. Considerando que no 1 mês estudado houveram 101 veículos e o processo de carga e descarga de um veículo acumula 2 ciclos, de forma grosseira, pode-se estimar que este deve apresentar falha em menos de 30 meses.

### 5.2. Resultados da análise com tensões residuais

São apresentados na Fig. 5.3 e Fig. 5.4a os resultados para tensão equivalente de von-Mises. Na Fig. 5.4b ilustra o resultado do cálculo de fadiga para tempo de vida estimado.

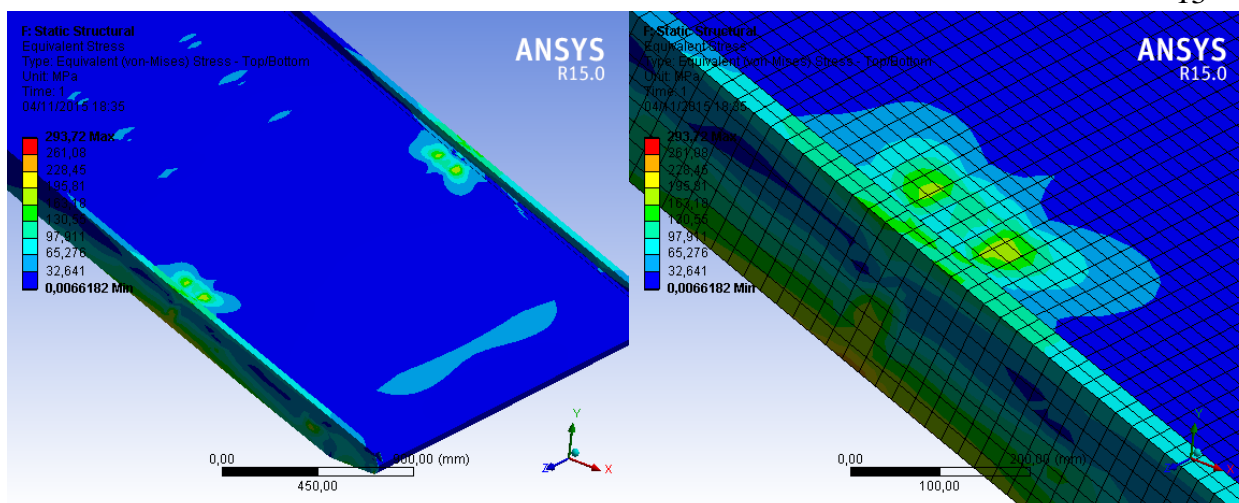


Figura 5.3 – Tensão equivalente de von-Mises.

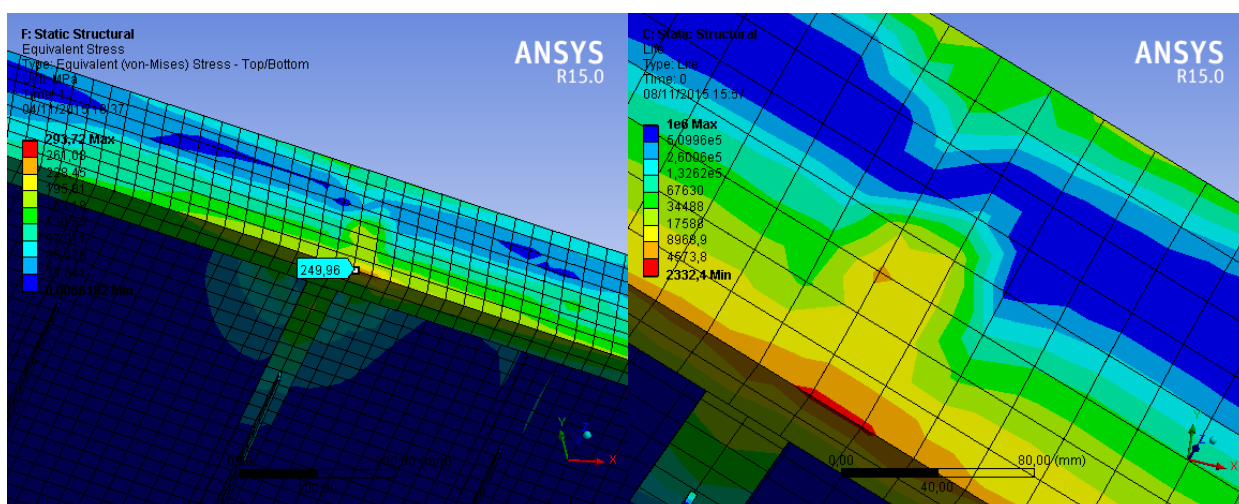


Figura 5.4 – a) Tensão equivalente de von-Mises, b) Fadiga: número de ciclos até a falha.

A máxima tensão na região de interesse atingiu o valor de aproximadamente 250 MPa. Indicando que para este modelo, o componente trabalha a um coeficiente de segurança de um pouco abaixo de 1,0, ou seja, o componente está na eminência de sofrer uma falha por sobre carga, uma vez que a tensão atingida é aproximadamente a tensão de escoamento do material.

O resultado de fadiga indicou que o componente pode ser submetido a aproximadamente  $2 \cdot 10^3$  ciclos antes da falha. Seguindo a mesma metodologia de extrapolação de vida útil da análise anterior, este deve apresentar falha por fadiga em menos de 10 meses.

### 5.3. Falha identificada na plataforma de estudo

No equipamento estudado, uma das falhas observadas é apresentada na Fig. 5.5. A posição desta falha coincide com a região de altas tensões encontradas nas duas simulações. Pode-se verificar que a trinca iniciou-se embaixo da longarina, que é o ponto mais solicitado na análise de fadiga, conseqüentemente, o que possui menor tempo de vida antes da falha. Esta observação também condiz com o resultado do caso mais crítico encontrado neste trabalho (ver Fig.4.8 - Caso I).



Figura 5.5 – Trincas identificadas na estrutura da plataforma.

## 6. CONCLUSÃO

O presente trabalho apresentou uma análise de tensões para identificação das regiões mais solicitadas para uma plataforma veicular. Para isto escolheu-se realizar, por simplicidade, duas simulações numéricas: um caso com carregamento considerando apenas um veículo com características médias e um caso considerado crítico, na tentativa de entender um mecanismo de falha que ocorre sistematicamente.

Diante da infinidade de condições de carregamento, impostas pelas dimensões particulares de cada veículo, foi possível individualizar quais combinações era de maior influência na distribuições de esforços, através da obtenção completa da distribuição de flexão sobre a estrutura em estudo. A rotina implementada no software MATLAB pode ser utilizada para qualquer dimensão de plataforma e veículo. Alterando-se os parâmetros de interesse podem-se avaliar previamente as regiões de maior solicitação do equipamento. Desta forma, ao longo da fabricação, junções soldadas ou demais processos que alterarem as propriedades mecânicas do componente, podem ser investigados outros pontos menos solicitados.

Para a plataforma em questão, fixando a massa, os veículos que geram os maiores esforços, são os de entre eixos longos, e entre rodas largos. Estes veículos são geralmente os rodoviários comerciais: pequenos caminhões, caminhonetes, micro-ônibus, vans, cavalos-mecânicos (desengatados), entre outros (ver Anexo III). Para estes modelos, na subida e descida da plataforma, ocorrem os casos I, II e IV, detalhados anteriormente, com a seguinte análise qualitativa de solicitação estrutural: *caso I* > *caso IV* > *caso II*.

No carregamento de veículos de entre eixos curtos, e entre rodas médios ou estreitos, os esforços não atingem valores tão altos. Isso se explica pelo fato de que, à medida que sobe, o veículo faz com que ocorram os casos I, III, IV, e V, Sendo que nos casos III e V as posições dos eixos ficam muito próximas as dos apoios, gerando esforços muito pequenos. A ordem de importância nesta situação é: *caso I* > *caso IV* > *caso III* > *caso V*. Os exemplos de modelos destes veículos são: carros populares, pequenas caminhonetes, sedãs de pequeno porte, etc.

O resultado das simulações estruturais via elementos finitos, mostram que a plataforma não está livre de falhas em operação, quando carrega um veículo atingindo o seu PBT. A plataforma está instalada num veículo comercial, que se posicionará, para basculamento, em rodovias ou solos que não são perfeitamente planos, e até mesmo, bastante irregulares e/ou inclinados, que podem acentuar principalmente a torção da mesma. Os veículos podem subir descentralizados da plataforma e também apresentar-se sem uma das rodas ou eixos, uma vez que o implemento também é utilizado em socorro de acidentados, fazendo com que mude os parâmetros do problema. Portanto, os baixos coeficientes de segurança apresentados nas simulações, principalmente na segunda, não garantem segurança diante das flutuações que podem ocorrer nas condições de contorno. Além disto, uma análise envolvendo as incertezas

das propriedades de material e do cálculo numérico certamente apontaria uma falha mais prematura.

O acréscimo das tensões residuais de soldagem na segunda simulação mostra o quão crítico é realizar uma junção deste tipo numa região de alta sollicitação. A tensão aumentou de 216 MPa para 250 MPa. Este incremento, fez com que a tensão atinja o valor do escoamento do material. Baseado nos resultados pode-se afirmar que a plataforma em questão, ao longo do tempo, apresentará uma fratura por fadiga na região avaliada, mesmo que não contenha uma junção soldada. Se esta existir, contribuirá negativamente, agravando o problema de nucleação e crescimento da trinca, transformando um regime de fadiga de alto para baixo ciclo.

Salienta-se que os resultados obtidos contemplam a operação de carregamento do veículo. Não foram estudados os esforços atuantes na plataforma durante o transporte, quando a plataforma está completamente repousada sobre o chassi do veículo comercial e este se desloca em uma rodovia.

Por fim, os resultados aqui obtidos mostram, comparando com a falha observada no equipamento real, que as escolhas da metodologia adotada estão de acordo com o problema estudado e conseguiram representar o comportamento estrutural da plataforma de forma satisfatória. Tal metodologia pode ser usada futuramente para o projeto mais criterioso deste implemento.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT NBR 9762. “**Veículo Rodoviário de Carga – Terminologia**”. 2006.

Aggen, G.; Akstens, Frank W.; Allen, C. Michael; Avery, H. S.; Babu, P.; Bayer, Alan M.; Bello, Felix; Bhat, Shrikan P; “**American Society For Metals International**”. ASM Handbook: Volume 6: Welding, Brazing, and Soldering. USA: ASM International. 1998

ANSYS®, “**Academic Research, Release 15.0, Help System**”, ANSYS, Inc., <http://www.ansys.com>, 2014.

API 579. “**Recommended Practice 579, Fitness for Service, First Edition**”. 2000.

ASTM A36. “**Standard Especification for Carbon Structural Steel**”. 1997.

Cofiño, R. C. “**Análise das tensões residuais em uma junta soldada em condição Overmatch**”. Dissertação – Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2010.

Marczak, R. “**Elementos Finitos – Curso de Introdução ao Método**”, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Apostila, 1995. 124 p.

Mercedes-Benz Caminhões, “**Acello 815**”, <http://www.mercedes-benz.com.br/caminhoes/accelo/dados-tecnicos>. Acessado em 02/09/2015.

Modenesi, Paulo J. “**Efeitos Mecânicos do Ciclo Térmico**”. Dissertação – Universidade Federal de Minas Gerais, Pampulha, 2008.

Shigley, J.E; Mishke, C.R.; “**Mechanical Engineering Design**”, McGraw-Hill, 9ª edição, 2011.

Totten, G; Howes, M; Inoue, T. “**Handbook of residual stress and deformation of steel**”. Ohio: ASM International, 2003.

## ANEXOS

## ANEXO I

Tabela I.1 - Histórico de transportes realizados pelo caminhão plataforma estudado no mês abril de 2015, disponibilizado pela empresa proprietário equipamento.

Histórico de transportes				
Data	Veículo transportado	Massa (kg)	Entre eixos (m)	Entre rodas (m)
1-abr-15	Ford Ecosport	1676	2,521	1,7
1-abr-15	Renault Megane	1315	2,686	1,514
1-abr-15	Chevrolet Prisma	1021	2,528	1,64
1-abr-15	Ford Fiesta	1162	2,486	1,464
1-abr-15	Volkswagen Santana	1095	2,55	1,422
1-abr-15	Hyundai Sonata	1435	2,73	1,585
1-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
2-abr-15	Renault Megane	1315	2,686	1,514
2-abr-15	Chevrolet Corsa	1056	2,491	1,64
2-abr-15	Empilhadeira	5600	3	2
2-abr-15	Toyota Fielder	1250	2,601	1,6
2-abr-15	Volkswagen Saveiro	1120	2,75	1,5
2-abr-15	Volkswagen Voyage	1017	2470	1,5
2-abr-15	Volkswagen Saveiro	1120	2,75	1,5
4-abr-15	Ford Fiesta	1162	2,486	1,464
4-abr-15	Chevrolet Chevette	910	2,395	1,35
4-abr-15	Ford Escort	1120	2,615	1,453
4-abr-15	Fiat Palio	999	2,42	1,418
5-abr-15	Chevrolet Corsa	1056	2,491	1,64
5-abr-15	Fiat Uno	810	2,361	1,4
5-abr-15	Renault Megane	1315	2,686	1,514
6-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
6-abr-15	Volkswagen Variant	990	2,495	1,53
7-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
7-abr-15	Hyundai Azera	1640	2,78	1,5
8-abr-15	Volkswagen Logus	1054	2,525	1,495
8-abr-15	Chevrolet Kadett	1048	2,52	1,463
8-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
8-abr-15	Empilhadeira	5600	3	2
8-abr-15	Ford Ka	1007	2,452	1,7
8-abr-15	Peugeot 206	1027	2,455	1,55
8-abr-15	Scania 112	6123	4,6	2,03
8-abr-15	Plataforma Móvel	5300		
9-abr-15	Peugeot 206	1027	2,455	1,55
9-abr-15	Volkswagen Fox	1105	2,45	1,5
9-abr-15	Chevrolet Corsa	1056	2,491	1,64
9-abr-15	Fiat Palio	999	2,42	1,418
9-abr-15	Volkswagen Kombi	935	2,4	1,355
9-abr-15	Chevrolet C-10	1570	3,23	1,64
9-abr-15	Volkswagen Gol	934	2,47	1,5
10-abr-15	Ford Focus	1310	2,648	1,6
10-abr-15	Renault Scenic	1250	2,58	1,5
10-abr-15	Volkswagen Santana	1095	2,55	1,422
10-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
10-abr-15	Mercedes-Benz 915	3430	4,4	1,8
10-abr-15	BMW X6	2145	2,933	1,706
12-abr-15	Fiat Palio	999	2,42	1,418
12-abr-15	Ford Fiesta	1162	2,486	1,464
12-abr-15	Volkswagen Gol	934	2,47	1,5
12-abr-15	Chevrolet Corsa	1056	2,491	1,64
12-abr-15	Volkswagen Fusca	796	2,4	1,29
13-abr-15	Fiat Strada	1084	2,718	1,52

13-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
13-abr-15	Renault Scenic	1250	2,58	1,5
13-abr-15	Ford Escort	1120	2,615	1,453
14-abr-15	Mercedes-Benz Sprinter	2122	3,55	1,638
15-abr-15	Volkswagen Fusca	796	2,4	1,29
15-abr-15	Volkswagen Kombi	935	2,4	1,355
15-abr-15	Empilhadeira	5600	3	2
16-abr-15	Volkswagen Gol	934	2,47	1,5
16-abr-15	Volkswagen Fusca	796	2,4	1,29
16-abr-15	Volkswagen Gol	934	2,47	1,5
16-abr-15	Fiat Uno	810	2,361	1,4
17-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
18-abr-15	Volkswagen Gol	934	2,47	1,5
20-abr-15	Fiat Punto	1170	2,51	1,473
20-abr-15	Renault Logan	1080	2,63	1,483
20-abr-15	Volkswagen Gol	934	2,47	1,5
22-abr-15	Volkswagen Kombi	935	2,4	1,355
22-abr-15	Chevrolet Corsa	1056	2,491	1,64
22-abr-15	Fiat Palio	999	2,42	1,418
23-abr-15	Mercedes-Benz Sprinter	2122	3,55	1,638
24-abr-15	Chevrolet Vectra	1268	2,703	1,5
24-abr-15	Citroen Picasso	1342	2,54	1,55
24-abr-15	Ford Ranger	1939	3,22	1,7
24-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
24-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
24-abr-15	Chevrolet Blazer	1930	2,718	1,454
24-abr-15	Fiat Palio	999	2,42	1,418
24-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
24-abr-15	Fiat Palio	999	2,42	1,418
25-abr-15	Volkswagen Kombi	935	2,4	1,355
26-abr-15	Volkswagen Fox	1105	2,45	1,5
26-abr-15	Volkswagen Voyage	1017	2470	1,5
27-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
27-abr-15	Fiat Palio	999	2,42	1,418
27-abr-15	Kia Sorento	1720	2,7	1,618
27-abr-15	BMW X1	1685	2,76	1,53
28-abr-15	Chevrolet Chevette	910	2,395	1,35
28-abr-15	Empilhadeira	5600	3	2
28-abr-15	Chevrolet Corsa	1056	2,491	1,64
29-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
29-abr-15	Volkswagen Kombi	935	2,4	1,355
29-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
29-abr-15	Empilhadeira	5600	3	2
29-abr-15	Empilhadeira	5600	2,1	1,4
29-abr-15	Renault Logan	1080	2,63	1,483
30-abr-15	Ford Fiesta	1162	2,486	1,464
30-abr-15	Renault Clio	880	2,472	1,405
30-abr-15	Kia Sorento	1720	2,7	1,618
30-abr-15	Ford Escort	1120	2,615	1,453
	<b>Médias</b>	<b>1120</b>	<b>2,491</b>	<b>1,5</b>

## ANEXO II

Neste anexo são apresentadas imagens dos pontos de fixação dos cilindros hidráulicos e detalhe inferior da estrutura da plataforma.



Figura II.1 – a) Fixação do cilindro hidráulico no veículo, b) Fixação do cilindro hidráulico na plataforma.



Figura II.2 – Detalhe da união entre as chapas de piso da plataforma e delas com a longarina.

## ANEXO III

Neste anexo são apresentadas imagens de exemplos de carregamentos identificados como críticos no desenvolvimento do trabalho: veículos de entre eixos longos, entre rodas largos, e de grande massa.



Figura III.1 – Exemplo de carregamento crítico: a) Caminhão toco de pequeno porte, b) Antigo micro-ônibus.



Figura III.2 – Exemplo de carregamento crítico: a) Caminhão topo de médio porte, b) Caminhão topo de pequeno porte.



Figura III.3 – Exemplo de carregamento crítico: a) Cavalo-mecânico, b) Empilhadeira industrial.

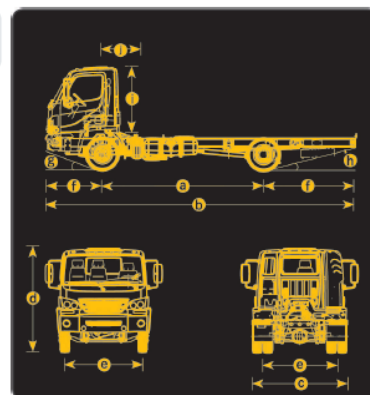


## ANEXO IV

Dimensões completas da ficha técnica do caminhão equipado com a plataforma.

Dimensões [mm]<sup>1</sup>

	815/31	815/37	815/44
[a] distância entre eixos	3100	3700	4400
[b] comprimento total	6134	7134	7961
[c] largura	2176	2176	2176
[d] altura (descarregado)	2480	2480	2480
[e] bitola (eixo dianteiro/eixo traseiro)	1.790/1.704	1.790/1.704	1.790/1.704
[f] balanço (dianteiro/traseiro)	1.300/1.700	1.300/2.100	1.300/2.230
[g] ângulo de entrada (carregado)	22°	22°	22°
[h] ângulo de saída (carregado - com estepe)	12°	12°	12°
[i] altura: teto da cabina   chassi	1632	1632	1632
[j] distância mínima centro do eixo dianteiro   carroçaria	420	420	420
círculo de viragem do veículo	12200	13900	16000

Pesos [kg]<sup>2</sup>

## Pesos admissíveis [kg]

	815/31	815/37	815/44		815/31	815/37	815/44
Eixo Dianteiro	2190	2220	2280	Eixo Dianteiro	3000	3000	3000
Eixo Traseiro	1100	1140	1150	Eixo Traseiro	5300	5300	5300
Total	3290	3360	3430	Peso Bruto Total (PBT)	8300	8300	8300
				Carga Útil Máxima (mais carroçaria)	5010	4940	4870
				Peso Bruto Total com 3º eixo	11000	11000	11000
				Peso Bruto Total Combinado (PBTC)	11000	11000	11000

Figura IV.1 – Ficha técnica do caminhão [Mercedes-Benz Caminhões].