



Revista Interdisciplinar do Pensamento Científico. ISSN: 2446-6778
Nº 5, volume 5, artigo nº 124, Julho/Dezembro 2019
D.O.I: <http://dx.doi.org/10.20951/2446-6778/v5n5a124>
Edição Especial

ESTUDO DO DIMENSIONAMENTO DE CARRETA AGRÍCOLA BASCULANTE DE DOIS EIXOS

Kaik Pereira Proveti¹
Engenheiro Mecânico

Victor Barbosa Souza²
Doutor em Engenharia Mecânica

Valtency Guimaraes Ferreira¹
Doutor em Engenharia e Ciências dos Materiais

Amanda Camerini Lima²
Doutor em Engenharia e Ciências dos Materiais

Daniel Passos Gallo²
Engenheiro Mecânico

RESUMO

A Associação de Produtores de São Pedro da região sul do Espírito Santo emprega tratores com carretas na colheita de grãos e na produção de silagem. O presente projeto visa atender as necessidades operacionais dos produtores e a possibilidade de construção do implemento a um custo compatível ao de similares. Os principais objetivos são o dimensionamento estrutural, a seleção dos demais componentes, a documentação gráfica e a estimativa orçamentária do projeto. Os materiais Alumínio 6061 e Aço 1045 foram relacionados e suas propriedades estudadas. As fases de uma simulação computacional foram definidas e os componentes simulados. As respostas das análises e dos dimensionamentos foram avaliadas e discutidas. Após as adequações para tornar o projeto realizável o pacote de documentação foi produzido para instruir os construtores na montagem da carreta. O valor estimado para cobrir as fases do processo produtivo de uma unidade ficou acima dos preços de mercado, mas um valor mais compatível pode ser alcançado aumentando o número de unidades produzidas.

Palavras-Chave: Agrícola; Carreta; Orçamento; Projeto;

¹ Centro Universitário Redentor, Eng. Mecânica, Itaperuna - RJ, proveti@gmail.com

¹ Centro Universitário Redentor, Eng. Mecânica, Itaperuna - RJ, valtencyguimaraes@yahoo.com

² Centro Universitário Redentor, Eng. Mecânica, Itaperuna - RJ, prof.victorbsouza@gmail.com

² Centro Universitário Redentor, Eng. Mecânica, Itaperuna - RJ, amandacamerini@gmail.com

² Centro Universitário Redentor, Eng. Mecânica, Itaperuna – RJ, danielpg19@yahoo.com.br

Abstract

The São Pedro Producers Association of the southern region of Espírito Santo employs tractor-trailers for grain harvesting and silage production. This visa project meets the requirements of the producers and the possibility of building a compatible accessory with similar ones. The main objectives are the structural sizing, the selection of the other components, the statistics and the project budget budget. The materials 6061 Aluminum and 1045 Steel were related and their properties studied. The phases of a computer simulation were selected and the components simulated. The analysis and sizing responses were evaluated and discussed. After adjustments to make the project achievable or the use package produced to instruct the builders in the trailer assembly. The estimated value to cover the phases of a unit's production process was above market prices, but a more compatible value could be reached or the number of units produced.

Keywords: Agricultural; Cart; Budget; Project.

1. INTRODUÇÃO

A região sul do Espírito Santo é montanhosa e de clima ameno, nesse local se destacam o cultivo de grãos na agricultura e o gado leiteiro na pecuária (MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO, 2015). Nos últimos anos, a Associação de Produtores de São Pedro, graças ao esforço dos seus membros e aos subsídios do governo, vem crescendo sua produção e adquirindo maquinário para o auxílio nas atividades do campo (APSP, 2015). A Associação de Produtores de São Pedro emprega tratores com carretas na colheita de grãos, como o milho por exemplo, e na produção de silagem para a alimentação de gado. Devido as condições topográficas da região surgiu a necessidade de se projetar uma carreta agrícola com melhor manobrabilidade nas estradas e uma melhor estabilidade do conjunto trator/carreta.

De modo a atender as necessidades operacionais dos produtores da associação e de se construir o implemento a um custo compatível ao de similares no mercado, torna-se necessário a realização do presente projeto. O presente trabalho tem como objetivo o dimensionamento estrutural, a seleção dos demais componentes, a documentação gráfica e a estimativa orçamentária do projeto de uma carreta agrícola basculante de dois eixos.

2 DESENVOLVIMENTO

2.1 Descrição das Principais Características e das Condições de Uso

A carreta projetada será utilizada para transportar cereais, principalmente milho e trigo. Pretende-se que ela possa carregar em torno de 5 toneladas de grãos. A carreta possuirá dois eixos e transmitirá apenas esforços longitudinais ao trator. A carreta terá o sistema basculante, de modo a tornar mais cômoda e fácil sua descarga. A carreta será do modelo tradicional e, portanto, terá sua carroceria desmontável. A única tampa fixa será a dianteira. Nas laterais as tampas poderão ser abertas. A traseira será móvel e oscilante, permitindo a descarga dos cereais quando se está basculando, como mostra a figura 1.



Figura 01 - Modelo de carreta similar à projetada.

As dimensões mais importantes da carreta projetada foram estimadas com base em dimensões de carretas comerciais e são expostas na tabela 1.

Tabela 01 - Dimensões importantes da carreta a ser projetada.

Carroceria carreta (comprimento x largura x altura)	3,50 m x 2,00 m x 1,00 m
Distância entre eixos da carreta	2,38 m
Distância entre o ponto de engate e o primeiro eixo	1,95 m
Altura do solo	0,80 m

Os pesos específicos aparentes dos cereais a carregar são de extrema importância pois possibilita determinar que carga deve ser suportada. O valor definido para a densidade do trigo foi de:

$$\rho_{trigo} = 775 \text{ kg/m}^3$$

Em consulta sobre a velocidade máxima que pode circular um trator com uma carreta engatada, verificou-se que alguns fabricantes recomendam uma velocidade em torno dos 25 km/h. Para os casos estudados que sofreram influência da velocidade, se considerou uma velocidade máxima de $v = 40 \text{ km/h}$.

2.2 Modelagem Computacional dos Principais Componentes e Consulta de Suas Propriedades de Massa

O primeiro passo da fase analítica do projeto foi a modelagem do protótipo. O protótipo forneceu as características e as propriedades de geometria e de massa equivalentes às reais, necessárias para os cálculos analíticos. A montagem da parte estrutural da carreta é formada por quatro submontagens. As submontagens são: a carroceria, o chassi, a lança e os conjuntos montados, mostradas nas figuras 2 .



Figura 02 - Submontagem da carroceria, da carreta e do chassi da carreta.

Os valores das massas das submontagens podem ser observados na tabela 2:

Tabela 02 - Valores das massas das submontagens.

“Parte superior carroceria carreta”	496,16 kg
“Submontagem carroceria da carreta”	1104,50 kg
“Submontagem chassi da carreta”	396,40 kg
“Submontagem lança da carreta”	44,74 kg

2.3 Cálculo pelo método analítico dos esforços originados durante a circulação e operação e definição das regiões de atuação desses esforços

A fase de cálculos analíticos do projeto foi dividida em 12 casos, os casos estudaram o comportamento de diferentes partes da estrutura da carreta quando estas são submetidas a diversas combinações de cargas que se originam durante a circulação e operação do implemento. Em cada caso foram calculadas as magnitudes das forças e foram definidas as regiões onde estas atuam. Os cálculos analíticos do caso 01 estudaram o comportamento

das tampas laterais da carroceria com a carreta carregada. Nesse passo foram definidas as expressões e as magnitudes para as pressões que atuam contra as tampas dianteira (ou traseira) e lateral direita (ou lateral esquerda) quando a carreta está carregada.

O estudo deste caso foi baseado na *Norma Básica de la Edificación: Acciones en la edificación NBE – AE/89* (Norma Básica da Edificação: Ações na Edificação NBE – AE/89), que para o caso em questão recomenda a aplicação da Teoria de Coulomb. Para o estudo deste caso foram empregadas a equação da densidade, a equação da carga distribuída, a expressão para o cálculo da componente horizontal da pressão modificada e a integral dessa expressão modificada. Primeiramente, a expressão e a magnitude da pressão atuante na tampa dianteira ou traseira da carroceria foram definidas:

$$P_h(0, z) = 6234,26z + 2564,97 \text{ [Pa]} \quad P_h(0,00; 1,00) = 5682,10 \text{ [Pa]}$$

De modo similar, a expressão e a magnitude da pressão atuante na tampa lateral direita ou lateral esquerda da carroceria foram definidos:

$$P_h(0, z) = 6234,26z + 1460,59 \text{ [Pa]} \quad P_h(0,00; 1,00) = 4577,72 \text{ [Pa]}$$

Os cálculos analíticos do caso 02 estudaram o comportamento da base da carroceria com a carreta carregada. Nesse passo foram definidas as regiões de atuação e as magnitudes das pressões que agem contra a base da carroceria quando a carreta tem a sua caixa lotada. Para o estudo deste caso foram empregadas a equação da área e a equação da pressão. A área de atuação e a magnitude da pressão decorrente da carga de grãos obtidas foram:

$$A_{ac} = 6,57 \text{ m}^2 \quad P_{cb} = 9332,19 \text{ Pa}$$

Foram obtidos a região de atuação e a magnitude da pressão decorrente da massa das tampas ao redor da carroceria:

$$A_{ap} = 0,43 \text{ m}^2 \quad P_{pb} = 10744,00 \text{ Pa}$$

Os cálculos analíticos do caso 03 abrangeram o comportamento da tampa dianteira da carroceria em uma frenagem brusca. Nesta etapa foram estabelecidas a região de atuação e a magnitude da pressão que age contra a tampa dianteira da carroceria quando a carreta é freada bruscamente. Para a análise deste caso foram usadas a equação horária da velocidade para o movimento uniformemente variado, a equação da 2ª Lei de Newton, a equação da área e a equação da pressão. A área de atuação e a magnitude da pressão proveniente da frenagem brusca na tampa dianteira da carroceria conseguidos foram:

$$A_{pd} = 1,90 \text{ m}^2 \quad P = 9144,74 \text{ Pa}$$

Os cálculos analíticos do caso 04 abrangeram o comportamento da base da carroceria no início da basculação. Nesta etapa foram estabelecidas as regiões de atuação e as magnitudes das pressões que agem contra a base da carroceria quando a basculação se inicia, que para este caso, são as mesmas vistas no caso 02.

Os cálculos analíticos do caso 05 estudaram o comportamento do chassi com a carroceria carregada. Neste passo foram definidas as regiões de atuação e as magnitudes da pressão e da força que agem contra o chassi da carreta quando a carroceria é carregada. Para o estudo deste caso foram empregadas a equação da 2ª Lei de Newton e a equação da pressão. A área de atuação e a magnitude da pressão que a carroceria carregada exerce no chassi obtidos foram: $A_{tc} = 0,0658 \text{ m}^2$ e $P = 1,09 \text{ MPa}$

A área de atuação e a magnitude da força que o atuador hidráulico exerce no chassi obtidos foram: $A = 0,0045 \text{ m}^2$ e $F = 245,25 \text{ N}$

Os cálculos analíticos do caso 06 estudaram o comportamento do chassi quando uma roda passa num buraco na estrada. Neste passo foram definidas a região de atuação e a magnitude da força que age contra o chassi da carreta quando uma roda atravessa um buraco na estrada. Para o estudo deste caso foram empregadas a equação da 2ª Lei de Newton, a equação da deflexão estática, a equação para o máximo valor da deflexão da suspensão que é devido ao impacto e a equação para a força estática equivalente que produziria a mesma deflexão na suspensão. A força atuante em cada superfície de apoio – duas superfícies de apoio por suspensão – decorrente do impacto obtida foi: $F_{sa} = 9960,27 \text{ N}$

Os cálculos analíticos do caso 07 abrangeram o comportamento do chassi com basculação em 0°. Neste passo foram estabelecidas as regiões de atuação e as magnitudes das forças que agem contra o chassi da carreta quando a basculação da carroceria está prestes a iniciar. As reações no eixo de rotação da carroceria no chassi e no eixo no qual o atuador gira no chassi são: $RB = 9491,83 \text{ N}$ e $RC = 62304,22 \text{ N}$

A força resultante RB age nas superfícies inferiores dos furos da união entre carroceria e chassi, enquanto que a força resultante RC atua nas superfícies inferiores dos furos da união entre o atuador hidráulico e o chassi. Os cálculos analíticos do caso 08 abrangeram o comportamento do chassi com basculação de 15°. Neste passo foram estabelecidas as regiões de atuação e as magnitudes das forças que agem contra o chassi

da carreta. As reações no eixo de rotação da carroceria no chassi e no eixo no qual o atuador gira no chassi são: $RB = 22857,81 N$ e $RC = 50361,27 N$

A força resultante RB age nas superfícies inferiores dos furos da união entre carroceria e o chassi, enquanto que a força resultante RC atua nas superfícies inferiores dos furos da união entre o atuador hidráulico e o chassi. Os cálculos analíticos do caso 09 estudaram o comportamento do chassi com basculação de 30° . Nesta fase foram definidas as regiões de atuação e as magnitudes das forças que atuam contra o chassi da carreta. As reações no eixo de rotação da carroceria no chassi e no eixo no qual o atuador gira no chassi são: $RB = 29650,51 N$ e $RC = 28496,24 N$

A força resultante RB age nas superfícies inferiores dos furos da junção entre a carroceria e o chassi, enquanto que a força resultante RC atua nas superfícies inferiores dos furos da união entre o atuador hidráulico e o chassi. Os cálculos analíticos do caso 10 estudaram o comportamento do chassi com basculação de 40° . Nesta fase foram definidas as regiões de atuação e as magnitudes das forças que atuam contra o chassi da carreta. As reações no eixo de rotação da carroceria no chassi e no eixo no qual o atuador gira no chassi são: $RB = 29397,42 N$ e $RC = 10466,11 N$

A força resultante RB age nas superfícies inferiores dos furos da junção entre a carroceria e o chassi, enquanto que a força resultante RC atua nas superfícies inferiores dos furos da junção entre o atuador hidráulico e o chassi. Os cálculos analíticos do caso 11 serviram de base para o dimensionamento dos perfis u da lança.

Nesta etapa foram estabelecidos os esforços atuantes e os esforços resistentes dos perfis metálicos que compõem a lança da carreta quando esta é tracionada em uma subida na estrada. O estudo deste caso foi baseado na *Norma Maquinaria Agrícola – Remolques con Caja Basculante – Seguridad – EN1853: 1998 + A1: 2010* (Norma Maquinário Agrícola – Carretas com carroceria basculante – Segurança – EN1853: 1998 + A1: 2010) e na *Norma Ações e Segurança nas Estruturas: Procedimento – ABNT NBR 8631*. Para a análise deste caso foram usadas a equação para determinação dos esforços resistentes e a equação para determinação dos esforços atuantes provenientes da tração da carreta para o perfil u 120 da lança: $R_d = 811904,76 N$ e $S_d = 35362,60 N$

O esforço resistente e o esforço atuante provenientes da tração da carreta para o perfil u 76 da lança foram: $R_d = 110377,71 N$ e $S_d = 17681,30 N$. Os cálculos analíticos do caso 12 serviram de base para o dimensionamento das uniões entre carroceria e chassi e lança e

chassi. Nesta etapa foram estabelecidas as tensões de cisalhamento e esmagamento das uniões entre a carroceria e o chassi e a lança e o chassi. Para a análise deste caso foram usadas a equação para o cálculo da tensão de cisalhamento média e a equação para o cálculo da tensão de esmagamento. A tensão de cisalhamento média no parafuso e a tensão de esmagamento na superfície do furo na união entre a carroceria e o chassi conseguidos foram: $\tau_{méd} = 30,20 \cdot 10^06 Pa$ $\sigma_e = 12,05 \cdot 10^06 Pa$

A tensão de cisalhamento média no parafuso e a tensão de esmagamento na superfície do furo na união entre a lança e o chassi conseguidos foram:

$$\tau_{méd} = 18,01 \cdot 10^06 Pa \text{ e } \sigma_e = 56,58 \cdot 10^06 Pa$$

2.4 Definição das Fases da Simulação Computacional e Simulação dos Componentes

Na fase de simulações computacionais foram testados os 7 primeiros casos vistos na fase de cálculos analíticos, os estudos dos casos forneceram a resposta das diferentes partes da estrutura da carreta quando estas foram submetidas as diversas combinações de cargas que se originaram durante a circulação e operação do implemento. As áreas de atuação definidas e as forças calculadas na fase de cálculos analíticos foram aplicados ao protótipo da carreta.

Os casos 08, 09 e 10 referentes ao comportamento do chassi com as basculações de 15°, 30° e 40° não foram simulados. Por que como se suspeitava e ficou comprovado, no caso 07 com a basculação em 0° o chassi fica submetido a pior situação de carregamento, pois a carroceria está completamente cheia e a tampa traseira está fechada. E os casos 11 e 12 referentes a análise dos perfis u da lança e a análise das uniões entre a carroceria e o chassi já são dimensionados diretamente pelo método analítico com base em normas.

Segundo Parametric Technology Corporation University (2004, p. 313) uma simulação com o módulo *Mechanic Structure* (Análise Estrutural) sempre segue um típico esquema de processo em três passos com um quarto opcional:

1. Pré-processamento: Nesse passo a geometria é preparada no Pro/ENGINEER e o modelo de análise é definido no Mechanica Structure.
2. Análise: Nesse passo a análise é definida e o sistema de equações da matriz é resolvido pelo código do módulo.
3. Pós-processamento: Nesse passo se faz a avaliação dos resultados.

4. Otimização: Nesse passo parâmetros definidos podem ser modificados usando estudos de projeto para otimizar o modelo para certos objetivos (opcional).

O pré-processamento é dividido em duas partes: a preparação da geometria e a preparação do modelo. Durante a preparação da geometria deve-se criar ou importar um modelo CAD, definir ou checar seu sistema de unidades, checar sua geometria e se possível a simplificar. Durante a preparação do modelo deve-se definir o material a ser usado, atribuir o material, aplicar as cargas, definir as restrições de translação e rotação, criar idealizações, definir as configurações do elemento e criar a malha. Durante a análise o tipo e as configurações desta são definidos e esta é executada. Durante a otimização os parâmetros são variados para estudar a sensibilidade do modelo com relação a esses parâmetros, a partir dessas informações o modelo pode ser otimizado (passo opcional).

2.5 Resultado e Discussão do Caso 01: Comportamento das Tampas Laterais da Carroceria com a Carreta Carregada

Na figura 3 podem ser observadas duas janelas de resultado – a primeira é do tipo franja e exibe a Tensão de von Mises e a segunda é do tipo vetor e exibe a Distribuição Deformação – para as tampas ao redor da carroceria:

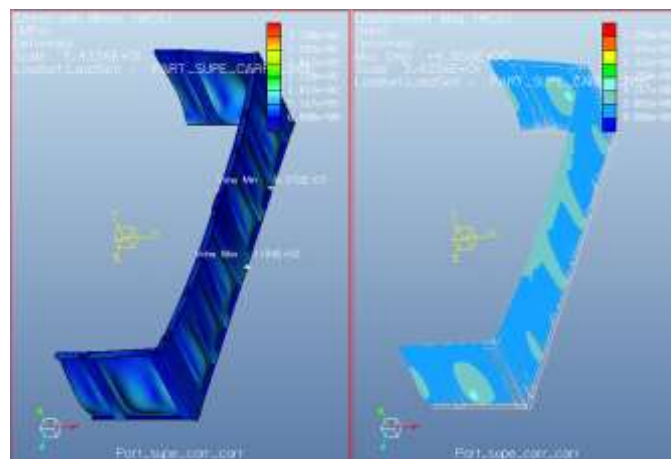


Figura 03 - Tensão de von Mises e deformação nas tampas da carroceria no caso 01.

O fator de segurança para este caso é igual a 2,73. Para este caso o valor do fator de segurança está entre os 1,25 e 4,00 que as literaturas recomendam. Para este projeto ser considerado um valor limite de deformação de 12,50 mm. Para este caso se percebe que a deformação máxima vale 4,32 mm, valor que é quase três vezes menor do que o definido.

2.6 Resultado e Discussão do Caso 02: Comportamento da Base da Carroceria com a Carreta Carregada

A figura 4 apresenta duas janelas de resultado – a primeira é do tipo franja e exibe a Tensão de von Mises e a segunda é do tipo vetor e exibe a Distribuição Deformação.

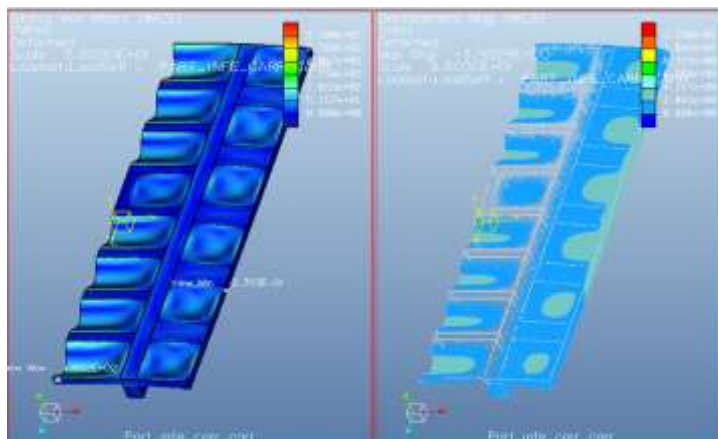


Figura 04 - Tensão de von Mises e Distribuição da Deformação na base da carroceria.

O fator de segurança para este caso é igual a 1,93. Para este caso, o valor do fator de segurança recomendado está entre os 1,25 e 4,00. Para este projeto se considerou um valor limite de deformação de 12,50 mm. Percebe-se a deformação máxima de 3,90 mm, valor que é mais de três vezes menor do que o definido.

2.7 Resultado e Discussão do Caso 03: Comportamento da Tampa Dianteira da Carroceria em uma Frenagem Brusca

Na figura 5 pode-se ver duas janelas de resultado – a primeira é do tipo franja e mostra a Tensão de von Mises e a segunda é do tipo vetor e mostra a Distribuição Deformação – para a tampa dianteira da carroceria. O fator de segurança para este caso é de 3,02. Para esta situação o resultado do fator de segurança está dentro da margem aconselhada pelas literaturas que vai de 1,25 a 4,00. Percebe-se que a deformação máxima vale 4,64 mm, valor que é mais de duas vezes menor do que o fixado, pois neste projeto se estabeleceu um valor limite de deformação de 12,50 mm.

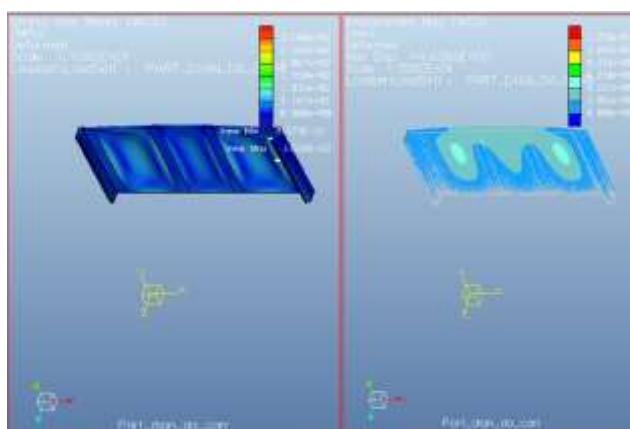


Figura 05 - Tensão de von Mises e Distribuição Deformação na tampa dianteira.

2.8 Resultado e Discussão do Caso 04: Comportamento da Base da Carroceria no Início da Basculação

A figura 6 apresenta duas janelas de resultado – a primeira é do tipo franja e mostra a Tensão de von Mises e a segunda é do tipo vetor e mostra a Distribuição Deformação – para a base da carroceria:

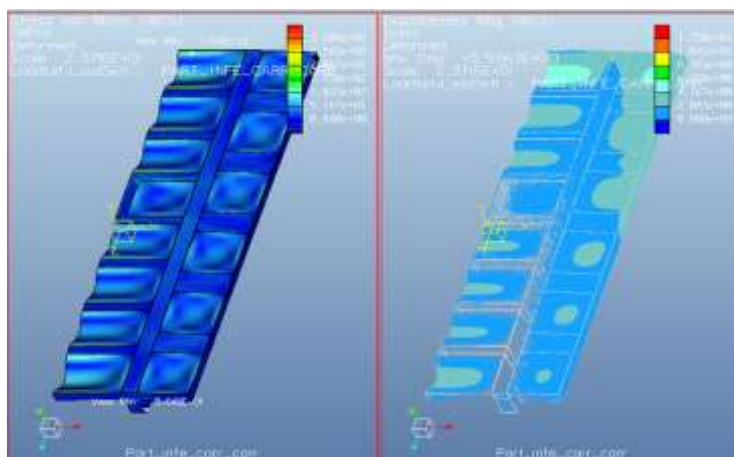


Figura 06 - Tensão de von Mises e Distribuição Deformação na base da carroceria.

O fator de segurança para este caso é de 2,01. Para esta situação o resultado do fator de segurança está dentro da margem aconselhada pelas literaturas que vai de 1,25 a 4,00. Para este caso se percebe que a deformação máxima vale 5,94 mm, valor que é mais de duas vezes menor do que o fixado, pois neste projeto se estabeleceu um valor limite de deformação de 12,50 mm.

2.9 Resultado e Discussão do Caso 05: Comportamento do Chassi com a Carroceria Carregada

A figura 7 demonstra duas janelas de resultado – a primeira é do tipo franja e exibe a Tensão de von Mises e a segunda é do tipo vetor e exibe a Distribuição Deformação – para o chassi da carreta.

O fator de segurança para este caso é igual a 2,92. Para este caso o valor do fator de segurança está entre os 1,25 e 4,00 que as literaturas recomendam. Para este projeto se considerou um valor limite de deformação de 12,50 mm. Para este caso se percebe que a deformação máxima vale 0,67 mm, valor mais de dezoito vezes menor do que o definido.

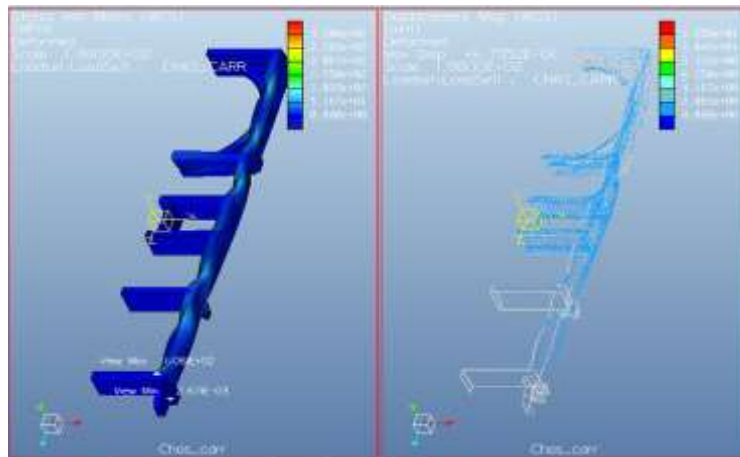


Figura 07 - Tensão de von Mises e Distribuição Deformação no chassi da carreta.

2.10 Resultado e Discussão do Caso 06: Comportamento do Chassi Quando uma Roda Passa num Buraco na Estrada

A figura 8 exibe duas janelas de resultado – a primeira é do tipo franja e mostra a Tensão de von Mises e a segunda é do tipo vetor e mostra a Distribuição Deformação – para o chassi da carreta.

O fator de segurança para este caso é de 2,25. Para esta situação o resultado do fator de segurança está dentro da margem aconselhada pelas literaturas que vai de 1,25 a 4,00. Para este projeto se considerou um valor limite de deformação de 12,50 mm. Para este caso se percebe que a deformação máxima vale 3,35 mm, valor que é quase quatro vezes menor do que o definido.

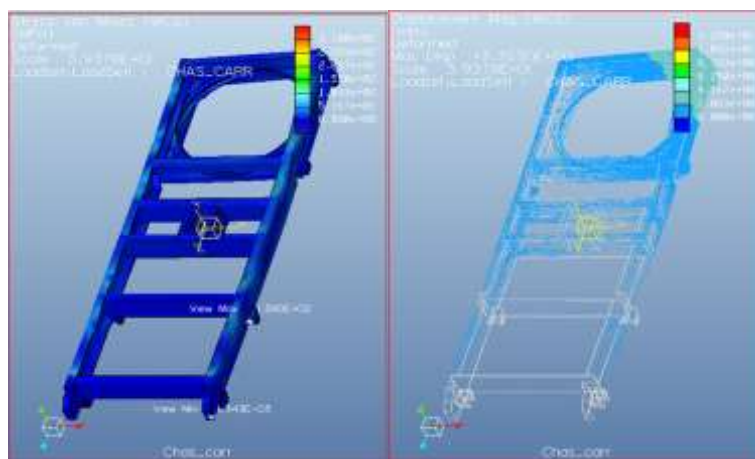


Figura 08 - Tensão de von Mises e Distribuição Deformação no chassi da carreta.

2.11 Resultado e Discussão do Caso 07: Comportamento do Chassi com Basculação em 0°

A figura 9 expõe duas janelas de resultado – a primeira é do tipo franja e mostra a Tensão de von Mises e a segunda é do tipo vetor e mostra a Distribuição Deformação – para o chassi da carreta:

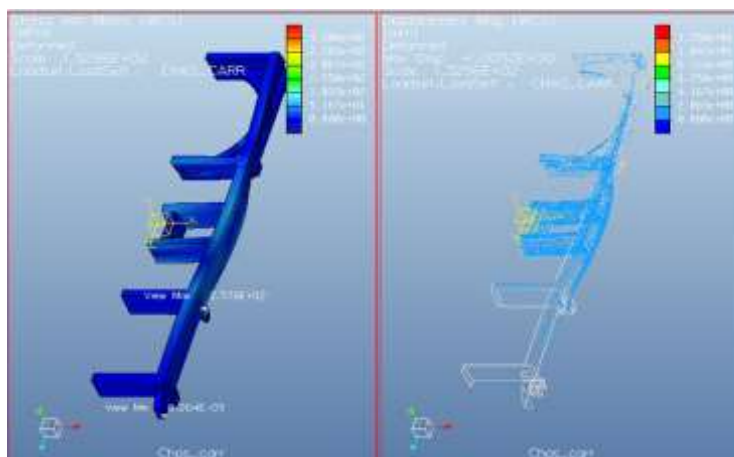


Figura 9 - Tensão de von Mises e Distribuição Deformação no chassi da carreta.

O fator de segurança para este caso é igual a 1,20. O resultado de 1,20 para o fator de segurança está abaixo do mínimo de 1,25 que recomendam as literaturas, mas por este caso abordar uma situação desfavorável e improvável de ocorrer, ele será considerado aceitável. Para este projeto se percebe que a deformação máxima vale 1,00 mm, valor que é mais de doze vezes menor do que o fixado, pois neste projeto se estabeleceu um valor limite de deformação de 12,50 mm.

2.12 Resultado e Discussão do Caso 11: Análise dos Perfis u da Lança

A figura 10 mostra as características geométricas e forças atuantes na lança que é formada por perfis estruturais e pelo engate, conforme se perceberá a lança é simétrica em um de seus planos, então, foram analisados esforços para somente duas barras.

O primeiro perfil analisado foi o perfil u 120, com o esforço atuante e o esforço resistente em mãos. O perfil cumpre a solicitação com ampla margem de segurança, trabalhando apenas 4 % de sua capacidade:

$$R_d \geq S_d ; 811904,76 N \geq 35362,60 N \checkmark$$

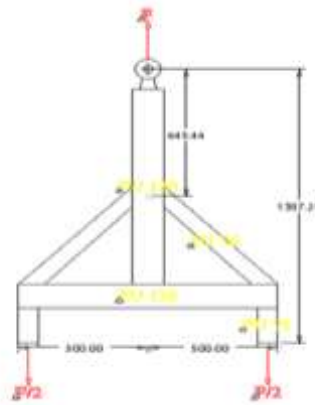


Figura 10 - Características geométricas e forças atuantes na lança.

O segundo e último perfil analisado foi o perfil u 76, com o esforço atuante e o esforço resistente em mãos. O perfil cumpre a solitação com ampla margem de segurança, trabalhando apenas 15 % de sua capacidade:

$$R_d \geq S_d ; 110377,71 N \geq 17681,30 N \checkmark$$

2.13 Resultado e Discussão do Caso 12: Análise das Uniões entre Carroceria e Chassi e Lança e Chassi

Na figura 11 pode-se observar a união entre a carroceria e o chassi e a união entre a lança e o chassi. Num primeiro momento foi feita a verificação das resistências ao cisalhamento e esmagamento da união entre a carroceria e o chassi. De posse da tensão de cisalhamento média e da tensão de escoamento, a resistência ao cisalhamento do parafuso foi avaliada: $\tau_{méd} \leq \sigma_y ; 30,20 \cdot 10^6 Pa \leq 310,00 \cdot 10^6 Pa$

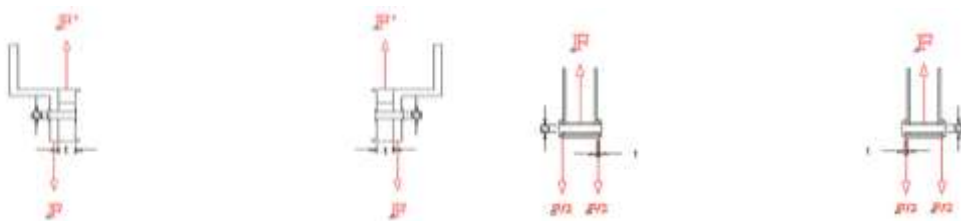


Figura 11 - União entre a carroceria e o chassi e união entre a lança e o chassi.

De posse da tensão de esmagamento e da tensão de escoamento, a resistência ao esmagamento da superfície do furo foi avaliada: $\sigma_e \leq \sigma_y ; 12,05 \cdot 10^6 Pa \leq 310,00 \cdot 10^6 Pa$

Ao se observar os resultados das equações de verificação percebe-se que a união cumpre as solitações com ampla margem de segurança. Num segundo momento foi feita a verificação das resistências ao cisalhamento e esmagamento da união entre a lança e o

chassi. De posse da tensão de cisalhamento média e tensão de escoamento, a resistência ao cisalhamento do parafuso foi avaliada: $\tau_{méd} \leq \sigma_y; 18,01 \cdot 10^6 Pa \leq 310,00 \cdot 10^6 Pa$

De posse da tensão de esmagamento e da tensão de escoamento, a resistência ao esmagamento da superfície do furo foi avaliada: $\sigma_e \leq \sigma_y; 56,58 \cdot 10^6 Pa \leq 310,00 \cdot 10^6 Pa$

Ao se observar os resultados das equações de verificação percebe-se que a união cumpre as solicitações com ampla margem de segurança.

3. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Os componentes da carreta projetada neste artigo foram todos dimensionados de modo a suportar os esforços originados nas diferentes situações de trabalho. Nos casos 01 e 03 as tampas ao redor da carroceria estão com uma boa margem de confiabilidade e segurança e as chapas e perfis poderiam apresentar dimensões um pouco menores.

Nos casos 06 e 07 os fatores de segurança deveriam ser maiores do que os valores atuais para se ter uma maior confiabilidade e segurança do componente, desse modo o chassi deverá sofrer modificações de modo a ter a sua estrutura reforçada.

Nos casos 11 e 12 pode-se considerar que tanto a lança da carreta como as uniões entre a carroceria e o chassi e a lança e o chassi estão sobredimensionados. Com base nesta conclusão, perfis e parafusos com dimensões menores poderiam substituir os atuais, assim sendo melhor aproveitados. Outra opção seria usar um aço de classe mais baixa nessas partes. O uso de elementos adicionais normalizados obtidos através de catálogos de fabricantes facilitarão ao usuário encontrar peças de reposição no caso de alguma se desgastar ou quebrar.

Estudos adicionais sobre a estabilidade da carreta ao curvar e ao rodar em terrenos inclinados deverão ser realizados para instruir o operador de máquinas e reduzir o risco de capotamento ou tombamento. Alguns dos componentes da carreta ficaram bastante pesados e estudos de sensibilidade e otimização deverão ser realizados para tentar diminuir a massa total, enquanto são mantidos valores seguros e aceitáveis para as tensões e deformações. Após a adequações para tornar o projeto realizável se procedeu para a produção do pacote de documentação do projeto que consistiu na criação de desenhos de engenharia das partes e das montagens de modo que os construtores possam saber como montar a carreta. Durante a elaboração da estimativa orçamentária do projeto, na organização e no destaque dos custos diretos e indiretos a intenção foi ser o mais realista

possível, amparado na combinação de dois métodos de preparação, que foram a estimativa por analogia e a estimativa detalhada.

Ao observar o custo total do projeto, verificou-se o valor estimado para cobrir as fases do processo produtivo de uma carreta agrícola de R\$ 84.132,75. Este valor está bem acima dos preços de mercado, contribuindo com quase metade nessa alta cifra as despesas na fase de projeto, no valor de R\$ 39.321,61. Considerando uma previsão de que fossem produzidas cem carretas agrícolas com as despesas na fase de projeto para cada unidade reduzidas, o custo total de cada unidade cairia para R\$ 35.472,24, um valor compatível com os preços de mercado.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 6409 – Tolerâncias Geométricas – Tolerâncias de Forma, Orientação, Posição e Batimento – Generalidades, Símbolos, Definições e Indicações em Desenho.** Rio de Janeiro: ABNT, 1997. 19p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR 7000 – Alumínio e Suas Ligas – Produtos Extrudados – Propriedades Mecânicas.** Rio de Janeiro: ABNT, 2004. 25p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR ISO 2768-1 – Tolerâncias Gerais – Parte 1: Tolerâncias para Dimensões Lineares e Angulares sem Indicação de Tolerância Individual.** Rio de Janeiro: ABNT, 2002. 4p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS – ABNT. **NBR ISO 2768-2 – Tolerâncias Gerais – Parte 2: Tolerâncias Geométricas para Elementos sem Indicação de Tolerância Individual.** Rio de Janeiro: ABNT, 2002. 9p.

COMERCIAL GERDAU. **Catálogo Aços Planos Gerdau.** Catálogo. São Caetano do Sul, 2012. 13p.

COMERCIAL GERDAU. **Catálogo de Produtos.** Catálogo. São Caetano do Sul, 2004. 69p.

REMOLQUES HERMANOS GARCÍA. **Remolques Serie Media.** Catálogo. Valladolid, 2015. 7p.