

Tabela 8.5 - Influência da posição vertical do mancal **D**

VARIÁVEIS [mm]	FORÇAS [N]			ÂNGULOS [°]		
P.D_v	F1	F2	F1+F2	β₅	ABE	γ₆
150	217 246	182 316	481 878	144,8	131,6	150,5
170	220 583	187 190	407 773	144,8	131,6	151,3

8.2.5. Dimensões do cilindro AB

As possibilidades para as dimensões **AB1** e **AB2** (comprimentos fechado e aberto do cilindro hidráulico) são obtidas na Tabela 6.2. Para analisar a influência das dimensões dos cilindros no sistema indireto, foram realizados cálculos para um modelo de caçamba de 5 m de comprimento e 75 cm de balanço traseiro, com carga aplicada de 17,8 ton (178 kN aproximadamente). A Tabela 8.6 apresenta os resultados.

Tabela 8.6 - Influência da dimensão dos cilindros

Dimensões	Modelos disponíveis			
Cilindro fechado	880 mm	971 mm	1 161 mm	1 478 mm
Curso	500 mm	650 mm	850 mm	1 200 mm
Cilindro aberto	1 380 mm	1 621 mm	2 011 mm	2 678 mm
Forças	Valores calculados			
F1	252 046 N	287 990 N	285 325 N	281 380 N
F2	365 480 N	281 417 N	234 627 N	247 888 N
F1+F2	617 526 N	569 407 N	519 952 N	529 268 N

A avaliação das medidas dos cilindros hidráulicos demonstrou que, para este modelo de caçamba, o cilindro de 1 161 mm de comprimento fechado foi o mais eficiente dentre os demais, uma vez que no conjunto das forças **F1** e **F2**, este cilindro obteve o resultado de valor mais baixo. Outra observação importante é que à medida que o comprimento do cilindro aumenta, as forças de acionamento diminuem, mas só até certo limite, pois no estudo feito para o cilindro de maior dimensão, as forças voltaram a subir. Sendo assim, as análises para determinar a geometria do sistema indireto serão feitas primordialmente com a medida de cilindro 1161 mm de comprimento fechado. Tendo em vista a folga de 10 mm de abertura

inicial do cilindro que deve ser deixada para garantir a montagem do mecanismo, esta medida inicial de 1 161 mm implica em **AB1** definido em 1 171 mm e **AB2** permanece em 2011 mm.

8.3. DETERMINAÇÃO DAS DIMENSÕES DO MECANISMO

Após a análise de influência das variáveis, os dados de entrada do algoritmo mostrados na Tabela 8.7 serão fixados nestes valores e não sofrerão alterações.

Tabela 8.7 – Dados de entrada fixos

VARIÁVEL	VALOR
COND =	200 mm
θ =	46 °
P.Av =	27 mm
P.Bv =	170 mm
P.Cv =	80 mm
P.Dv =	170 mm
P.Ev =	80 mm
P.Fv =	80 mm
LONG_INF =	220 mm

As dimensões dos intervalos que definem **CD**, **BEh** e **CEh** serão estabelecidos usando as equações 6.3, 6.9 e 6.13 respectivamente conforme o espaço de projeto que cada modelo apresenta.

Os valores das cargas líquidas usados nos cálculos apresentados a seguir são encontrados na Tabela 3.2, em função do modelo de caminhão (considerando os excessos de carga).

Os valores de **AB1** e **AB2** variam conforme as dimensões do modelo de cilindro mostradas na Tabela 6.2.

Com a determinação do espaço de projeto e dos dados de entrada, foram realizados os cálculos para determinação da geometria do sistema indireto, para as três configurações de caçamba apresentadas no Capítulo 6, usando o algoritmo estabelecido.

Para cada modelo de mecanismo definido, foi realizada uma comparação entre os valores das forças obtidas nestas configurações com as forças produzidas pelo modelo do sistema indireto utilizado atualmente.

8.3.1. Modelos de Mecanismo

O primeiro conjunto de Modelos estudados apresentam os mesmos requisitos do projeto atual (caçamba de 5 m de comprimento com balanço traseiro de 750 mm). Para esta opção de caçamba, foram realizadas diversas análises através do algoritmo. Inicialmente os cálculos foram feitos considerando-se o espaço de projeto completo desta configuração. Em seguida foram realizadas mais três análises, em que o espaço de cálculo foi menor que o espaço total de projeto, para que algumas dimensões do mecanismo fossem reduzidas.

O Modelo 1.1 foi estabelecido considerando a totalidade do espaço de projeto disponível para o modelo de caçamba usada atualmente nos caminhões de três eixos. O Modelo 1.2 será calculado com as dimensões **CEh** e **CD** restritas em 1 150 mm e 900 mm respectivamente. O Modelo 1.3 apresenta a dimensão **CEh** restrita em 800 mm e **CD** em 900 mm. No modelo 1.4, as restrições em **CEh** e **CD** estão ambas definidas em 900 mm.

Conforme já mencionado, será sugerida a redução do balanço traseiro das caçambas basculantes de 750 mm para 600 mm, adequando esta medida para se obter um resultado melhor de distribuição de peso do veículo. Com a diminuição do balanço traseiro, há um aumento no espaço em que o sistema indireto pode ser instalado, ou seja, um aumento no espaço de projeto. Sendo assim, foram avaliadas duas possibilidades: Modelo 2.1 – com o espaço total de projeto e Modelo 2.2 – limitando o comprimento **CEh** em 1 150 mm.

Segundo o fabricante de segundo eixo direcional, as medidas da basculante para caminhões dotados de quatro eixos devem ser definidas em 7 m de comprimento e 700 mm de balanço traseiro, para poder adequar o implemento à distribuição de carga do veículo. Considerando estas dimensões e a carga a ser transportada, foi estabelecido o Modelo 3.1, que analisará todo o espaço de projeto com a aplicação de um cilindro de 1 161 mm. No entanto, como o espaço de projeto teve um aumento considerável em relação ao projeto atual, o Modelo 3.2 foi criado para realizar uma análise no mesmo espaço de projeto, porém com a aplicação do cilindro de 1 488 mm.

A caçamba cavaqueira é um produto que deve ter em média 9 m de comprimento e 1 200 mm de balanço traseiro. Estas dimensões ampliam novamente o espaço para instalação do mecanismo, por isso foram estipulados dois modelos, de modo semelhante ao que foi feito para a caçamba anterior. O Modelo 4.1 será calculado com o cilindro de 1 161 mm e o Modelo 4.2 será calculado com o cilindro maior, de 1 478 mm.

Para iniciar as simulações computacionais com os modelos de mecanismo criados a partir do método estabelecido neste trabalho, foi realizado um estudo prévio da massa dos modelos obtidos. Tomando como base o projeto atual, foram criados os modelos cujas dimensões foram estabelecidas na execução do algoritmo, alterando apenas as dimensões

CEh, **BEh** e **BEv** conforme cada configuração, sem nenhuma alteração das espessuras ou da geometria básica dos componentes. Estes modelos são apresentados na Figura 8.4, onde estão descritas as dimensões alteradas e o peso estimado de cada modelo.

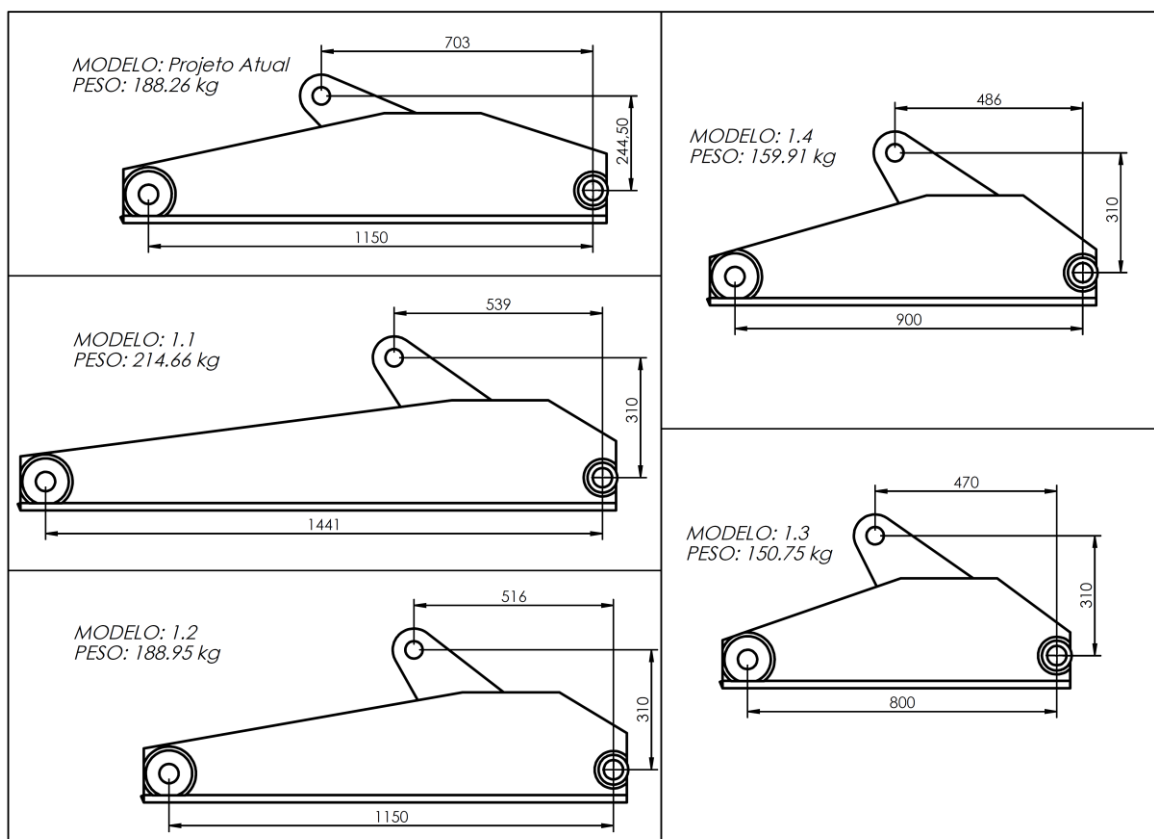


Figura 8.4 – Comparação de peso entre os modelos

Com esta comparação, conclui-se que a geometria obtida para um sistema com a dimensão **CEh** limitada em 1 150 mm é mais satisfatória do que a geometria que foi obtida considerando todo o espaço de projeto. O Modelo 1.2 é 30 kg mais leve que o Modelo 1.1, o que representa uma redução de 13,7%, sem ter alteração significativa nas forças envolvidas no sistema.

Sendo assim, optou-se por simular inicialmente o modelo 1.2 e não simular o modelo 1.1 para caçambas de 5 m.

8.4. MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS APLICADO ÀS GEOMETRIAS ESTABELECIDAS

Após a determinação das dimensões dos componentes do sistema indireto, foi realizado o dimensionamento destes elementos com o método dos elementos finitos através do programa ANSYS. Optou-se por realizar o dimensionamento das peças somente para os

Modelos 1.2, 1.3, 1.4 e 3.1, pois apenas estes modelos apresentaram características vantajosas para o projeto de um novo sistema indireto. Usando o algoritmo de análise combinatória, diversos modelos de mecanismo, com diferentes dimensões foram determinados, no entanto, as condições de projeto resultaram em alguns modelos muito semelhantes. Por isso, dentre os diversos modelos, apenas quatro foram escolhidos para terem seus componentes devidamente dimensionados. Os modelos 1.2, 1.3 e 1.4, apesar de terem sido criados para uma caçamba de 5 m com balanço traseiro de 750 mm, serão dimensionados para atenderem uma caçamba do mesmo comprimento, porém com balanço traseiro de 600 mm. Além desses, o quarto modelo a ser dimensionado é o Modelo 4.1.

Inicialmente, realizou-se uma simulação nas peças com as dimensões do projeto de sistema indireto que está em uso atualmente, para se obter um parâmetro de comparação para as simulações dos demais modelos. O projeto atual também foi utilizado como ponto de partida para a criação dos modelos CAD que representam as novas configurações de projeto encontradas. Os modelos CAD 3D foram criados no programa SolidWorks, onde já foram definidas as propriedades mecânicas dos materiais.

No ANSYS Workbench, foi escolhida a análise estrutural estática para realizar a simulação da estrutura das peças. A geometria dos componentes e as propriedades mecânicas dos materiais são importadas pelo ANSYS, o qual cria o modelo geométrico a partir dessa importação. Dentro da análise estrutural estática, o programa permite que a malha seja gerada automaticamente. A escolha do tipo de elemento usado é feita pelo próprio programa em função da geometria da peça e do tipo de análise que vai ser executada. Após a geração da malha, define-se as condições de contorno e os carregamentos (pré-processador). Antes da execução dos cálculos é possível escolher quais serão os tipos de resultados que devem ser apresentados pelo programa (pós-processador). Dentre as diversas opções de resultados que podem ser apresentados, foram escolhidas as seguintes opções: distribuição de tensões equivalentes (Von-Mises Stress); Deslocamentos causados por deformações elásticas (Total Deformation); Análise de convergência de resultados para as tensões de Von-Mises. Finalmente, após estas definições iniciais, o modelo de análise de elementos finitos é executado (Solution) e os resultados solicitados são gerados.

8.4.1. Propriedades dos materiais

Os materiais usados na fabricação das caçambas basculantes, incluindo o sistema indireto, são basicamente: chapas de aço ASTM A-36 para as peças estruturais e aço ABNT 1045 nos mancais de deslizamento. No entanto, para não ter que criar modelos de simulação com dois materiais diferentes, serão adotadas as propriedades do aço ASTM A-36 para todos

os componentes do sistema, já que o aço ABNT 1045 é empregado em um volume muito baixo em relação ao ASTM A-36. Além disso, este aço é menos resistente e fazendo esta escolha, se estará indo a favor da segurança.

As propriedades mecânicas do aço ASTM A-36 foram adotadas de acordo com a Tabela 8.8.

Tabela 8.8 – Propriedades mecânicas das chapas de aço ASTM A-36 Laminado, utilizadas na fabricação das peças (fonte: Comercial Gerdau, 2015).

LIMITE DE ESCOAMENTO MPa (σ_e)	LIMITE DE RUPTURA MPa (σ_r)	MÓDULO DE ELASTICIDADE GPa ($E_{aço}$)	COEFICIENTE DE POISSON (ν)
250	400 a 500	200	0,3

Estas propriedades foram configuradas nos modelos CAD do SolidWorks e ao inserir estes modelos no ANSYS, o software importa estas propriedades automaticamente.

8.4.2. Base do Sistema - Condições de Contorno e Carregamentos

As condições de contorno são as restrições cinemáticas e os carregamentos são as forças impostas ao modelo. Estas condições devem estar inseridas dentro da análise MEF de maneira que o modelo possa representar o mais fielmente possível a estrutura física real, com os seus apoios e carregamentos.

A base do sistema indireto sofre a ação da força **F1** advinda dos pistões hidráulicos nos mancais **B** e está articulada no mancal **E** permitindo a sua rotação. Mas a base está restringida pelo braço **CD** até que a caçamba comece a bascular. Sendo assim, foi configurado no modelo um suporte sem atrito (Frictionless support) no mancal **E** conforme é mostrado na Figura 8.5. Este apoio permite a rotação sem atrito em torno do eixo X, mas impede os deslocamentos nas direções Y e Z. Nos mancais **C** foi aplicado outro suporte do tipo sem atrito para representar a restrição imposta pelo braço **CD**, na mesma direção e sentido que o braço age sobre a base do sistema indireto. Este suporte sem atrito em **C** também impede os deslocamentos em Z e em Y da área selecionada, mas permite a rotação em torno do eixo X. Nos mancais **B** foi aplicada a força **F1** de acordo com os valores de cada configuração determinada nos cálculos de geometria que serão apresentados no Capítulo 9. Foi adicionada aos modelos, uma pequena saliência que serve para configurar a direção e o sentido da força **F1** conforme a composição geométrica (distância entre os mancais) de cada

modelo. Esta saliência pode ser visualizada em detalhe, conforme está indicado pela seta na Figura 8.6.

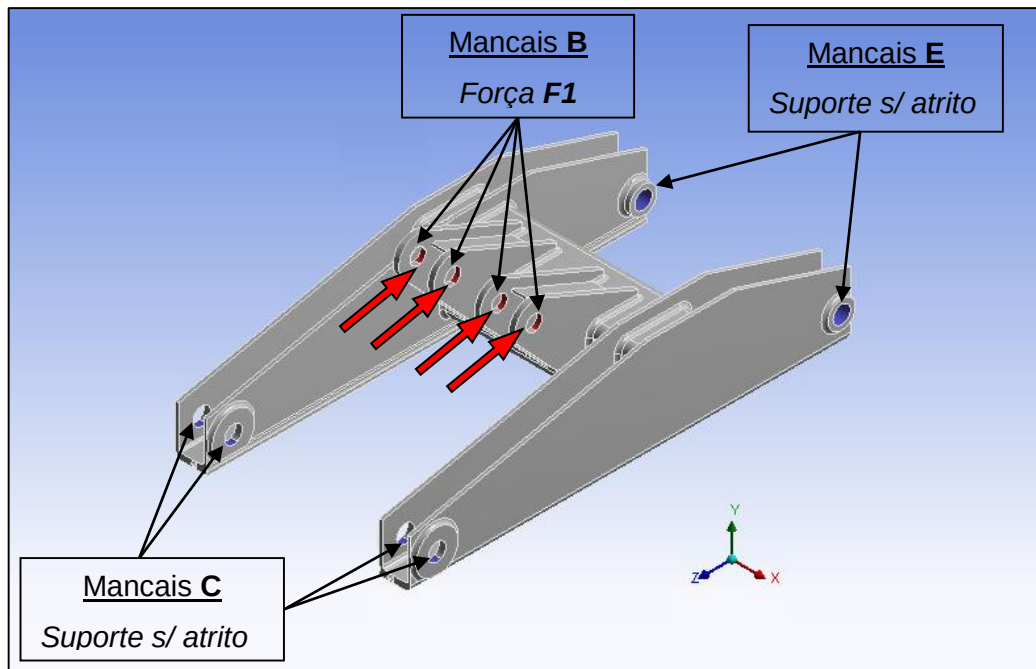


Figura 8.5 – Condição de contorno e carregamentos para a base do sistema indireto

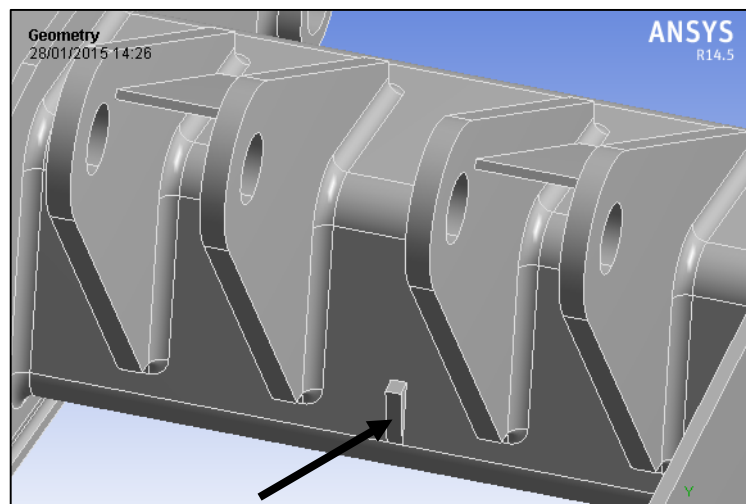


Figura 8.6 – Ressalto para definir a direção e o sentido da força **F1**

8.4.1. Travessa superior – Detalhamento e condições de contorno

A travessa superior é a peça soldada ao chassi superior responsável por receber a força advinda do braço **CD** (força **F2**). Devido à altura restrita sobre a base do sistema indireto, onde a travessa fica localizada, a sua geometria é diferenciada. Ao invés de um perfil fechado (perfil “caixão”) com a altura próxima da altura das longarinas e reforços internos, a travessa

superior é um perfil aberto de altura reduzida, onde os próprios mancais já servem de reforço para a estrutura. A Figura 8.7 mostra os dois tipos de travessa: a usada no sistema direto e a usada no sistema indireto.

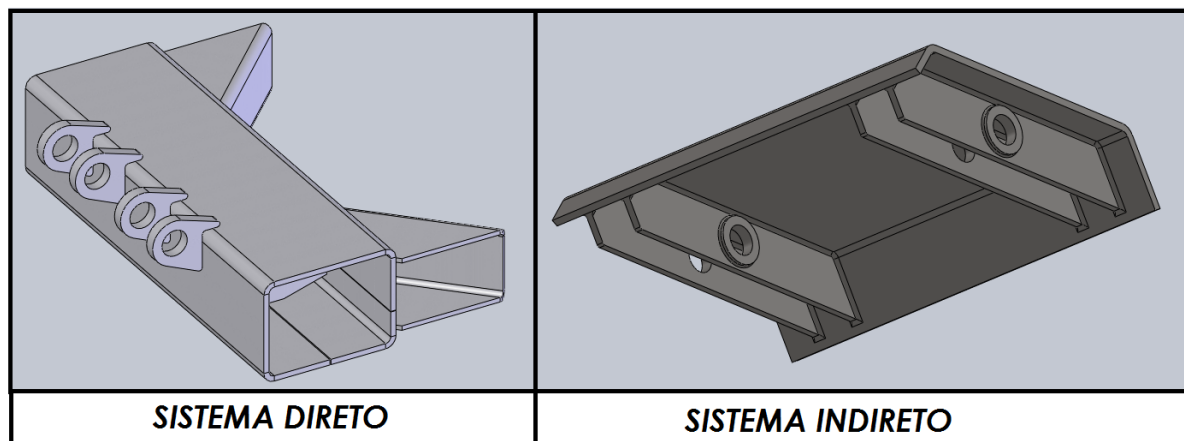


Figura 8.7 – Comparação dos modelos de travessas

No projeto atual, a peça é composta por uma travessa feita em chapa de aço ASTM A-36 de $\frac{1}{2}$ pol (12,5 mm) e por mancais retos também feitos em chapa de $\frac{1}{2}$ pol. A altura dos mancais é de 95 mm e o comprimento total da peça chega a 540 mm (medida horizontal de aba a aba). Nesta configuração, tem peso de 67 kg aproximadamente.

Com o intuito de analisar as tensões que agem na travessa projetada para o sistema indireto atual, foi elaborado um modelo que pudesse ser semelhante ao usado na realidade. Em uma análise prévia, observou-se a necessidade de analisar a travessa em conjunto com um trecho de longarinas do chassi, pois o modelo composto apenas pela travessa não deu convergência de resultados, porque as condições de contorno não correspondiam à realidade. O modelo idealizado para a análise por elementos finitos no software ANSYS foi elaborado no SolidWorks e é constituído da travessa que recebe os mancais **D** e por um trecho de longarinas com 1,5 m de comprimento. A Figura 8.8 mostra este modelo (visão superior do modelo à esquerda e visão inferior à direita).

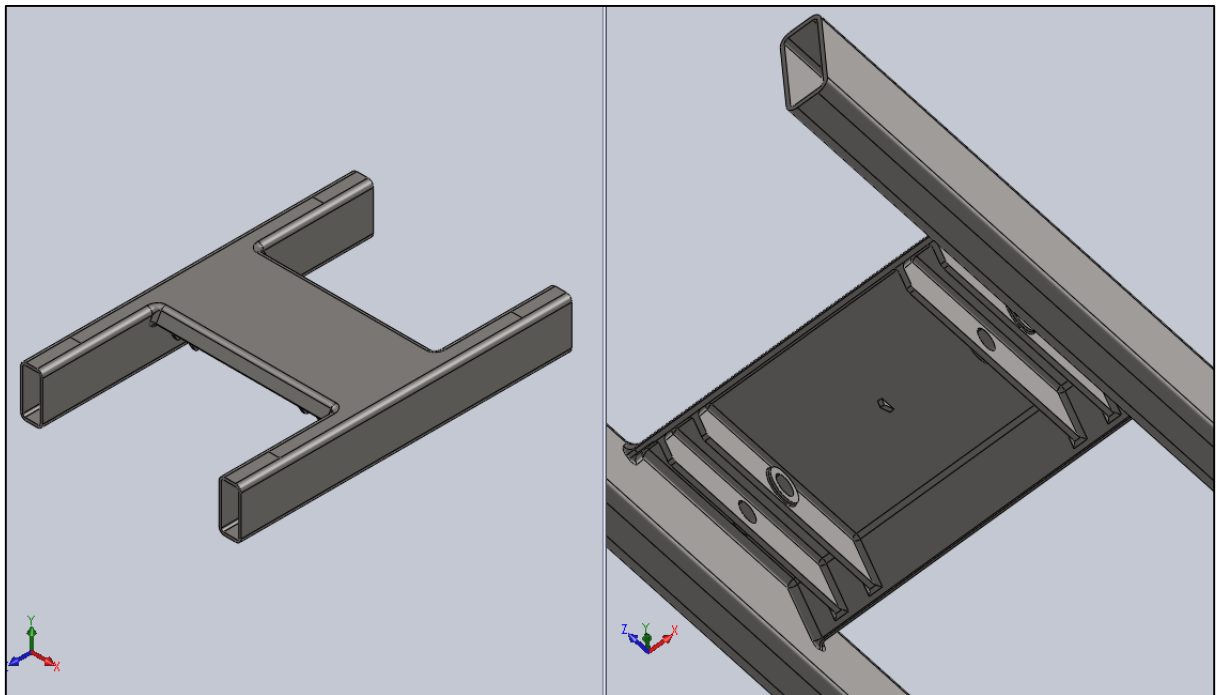


Figura 8.8 – Modelo para simulação da travessa superior do mecanismo

As condições de contorno impostas ao modelo foram impostas sobre as longarinas (suportes fixos nas áreas indicadas pelas setas nas regiões em branco na Figura 8.9). O carregamento da força **F2** foi inserido nas regiões dos furos dos mancais (áreas em vermelho na Figura 8.10). No mecanismo real, estes mancais recebem a carga através dos pinos de acoplamento com o braço **CD** e a direção da força é definida pela inclinação inicial deste braço. Sendo assim, a direção da força inserido no modelo FEM é configurada para ser perpendicular à área de um pequeno ressalto inserido no modelo (área e azul com seta na Figura 8.10) cujo ângulo é resultado da geometria do sistema indireto definida nos projetos.

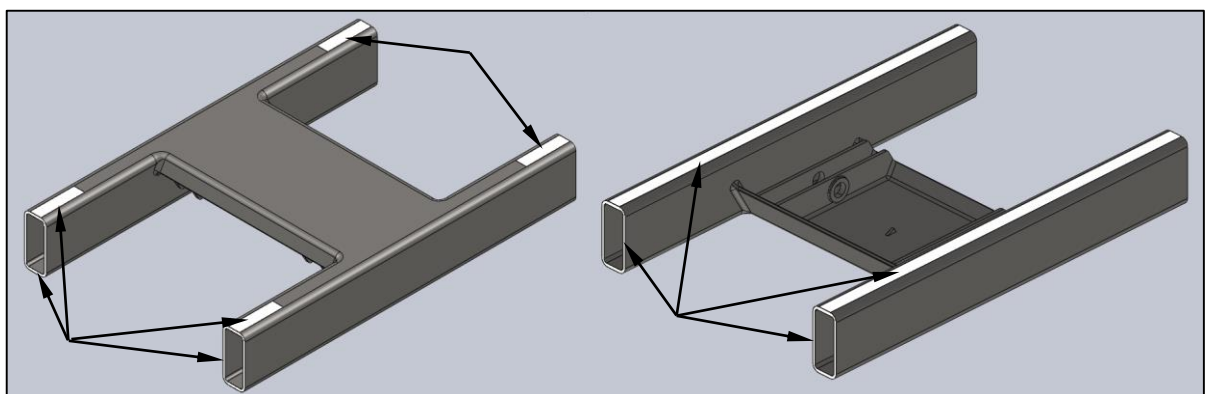


Figura 8.9 – Condições de contorno do modelo

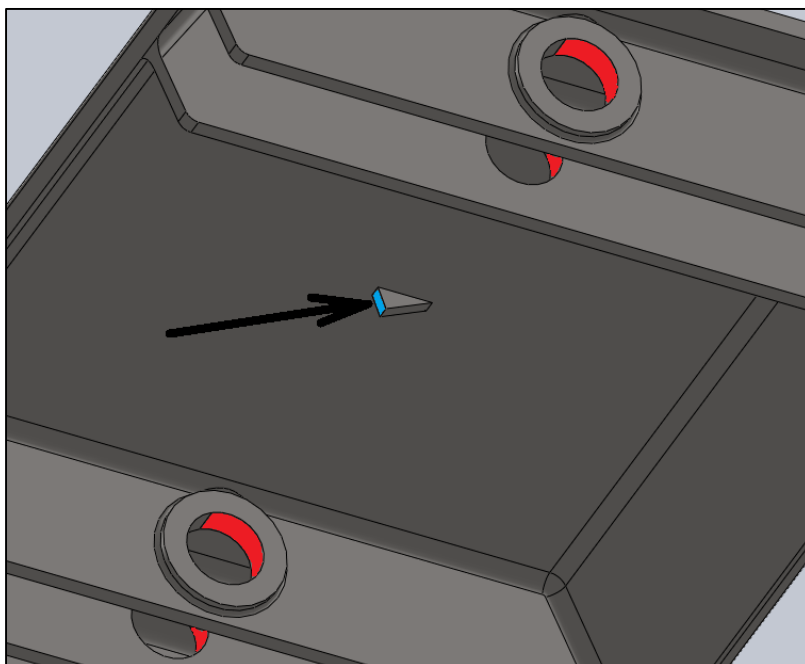


Figura 8.10 – Carregamentos do modelo

8.4.2. Procedimento de análise com software ANSYS

Bošnjak et.al. (2009) afirmam que solução de projeto feita através da análise por elementos finitos pode ser adotada a partir de um comparativo dos estados de tensão-deformação de diferentes soluções de projeto. Ou seja, observa-se no projeto primário as zonas de maiores concentrações de tensão e cria-se soluções alternativas para minimizar as tensões nestes locais. Dentre as diversas soluções estabelecidas, escolhe-se a que irá minimizar os níveis de tensão-deformação no projeto final.

Após a criação dos modelos e definição das condições de contorno, foram realizadas primeiramente simulações com os modelos da base e da travessa superior do sistema indireto que foram criados seguindo as especificações do projeto atual. Estas simulações foram realizadas para se estabelecer um parâmetro de comparação, uma vez que o projeto atual já foi amplamente comercializado e não apresentou problemas significativos.

Em seguida foram realizadas simulações com modelos CAD, criados a partir do modelo que representa o projeto atual, apenas com alteração nos valores das variáveis calculadas no algoritmo. Nestas simulações iniciais não foi feita nenhuma alteração de espessuras de chapa.

Na medida em que os modelos apresentavam regiões com acúmulo de tensões, foram inseridos reforços para minimizar estes esforços. Se as peças apresentassem regiões pouco solicitadas, eram propostas diminuições de medidas ou espessuras para reduzir o peso final do componente. Estas ações foram realizadas considerando a disponibilidade de matéria

prima e o processo de fabricação dos componentes. As mudanças foram realizadas passo a passo, sendo reavaliadas para averiguar sua eficácia. Se a alteração não trouxesse o resultado esperado, ela era descartada; caso fosse insuficiente, era complementada; e quando o objetivo era alcançado, o processo de melhoramento era encerrado.

Quanto ao estudo de convergência de malha, foi utilizada em todos os modelos a ferramenta “Convergence” do ANSYS Workbench, citada no tópico 5, com tolerância de 4% de convergência de resultados.

8.5. DIMENSIONAMENTO DO BRAÇO CD

O braço **CD** é o elemento que faz a ligação entre a base do sistema indireto e a travessa soldada ao chassi superior. É a peça responsável por transmitir a força **F2** ao chassi superior da caçamba para promover o seu basculamento. É composto por uma barra de aço trefilado, com seção transversal quadrada, soldada a duas buchas fabricadas em aço ABNT 1045 nas extremidades, conforme mostrado na Figura 8.11.

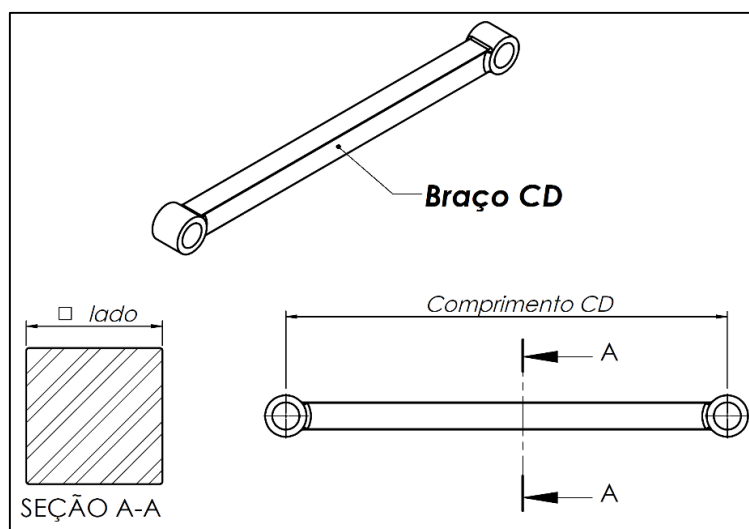


Figura 8.11 – Detalhamento do braço **CD**

O braço **CD** é uma peça solicitada axialmente por uma força de compressão. O valor desta força varia em função das distâncias entre os mancais e é calculada através da Equação 5.10. Como o braço **CD** é solicitado por uma força de compressão, é necessário dimensioná-lo não somente através do cálculo de tensão axial, mas também pelo potencial da peça sofrer flambagem.

Atualmente, a seção transversal quadrada da peça possui lado igual a 50,8 mm (2 pol) e comprimento de 701 mm. A solicitação da carga axial está estimada em 301 437 N. Com estes valores e as propriedades mecânicas do material usado, foi possível

estabelecer dimensionamento em relação à flambagem ao qual o projeto atual está sujeito e com isso estabelecer um critério de dimensionamento para os projetos propostos neste trabalho.

Do ponto de vista do risco da flambagem, observou-se em um estudo prévio que uma peça de seção transversal quadrada corre menos risco de falhar do que uma peça de seção circular que apresente a mesma área de seção transversal. Em virtude de restrições de espaço, a opção por perfis abertos ou vazados não é aplicável, porque a dimensão externa máxima é muito restrita e isto implicaria em perfis de espessuras exageradas as quais não são encontradas no mercado. Por isso, a seção transversal quadrada foi mantida para determinar as cargas que os novos modelos de sistema indireto estarão sujeitas no braço **CD**.

Com as dimensões dos braços e os valores da força **F2** determinadas pelo algoritmo, foram calculadas a tensão axial, o índice de esbeltez crítico e a tensão admissível de flambagem para todos os modelos propostos. Isto foi realizado através de uma planilha em Excel®, onde foram inseridas as fórmulas para o cálculo destes parâmetros. Para estes cálculos, foram utilizadas as equações 5.14 e 5.15. O Módulo de elasticidade do material (**E**) foi definido em 200 GPa e o fator de comprimento efetivo **K** foi estipulado como sendo igual a 1 (para uma coluna biarticulada). O coeficiente de segurança para o cálculo da tensão admissível C.S. usado nos cálculos foi igual a 2 (recomendação Beer, 1995). A tensão limite de escoamento do material usado foi de 250 MPa.

CAPÍTULO IX

RESULTADOS E DISCUSSÃO

9.1. CÁLCULOS DE GEOMETRIA DO SISTEMA INDIRETO

9.1.1. Modelo 1.1

A Tabela 9.1 mostra os dados de entrada e os resultados obtidos na análise do Modelo 1.1.

A Figura 9.1 apresenta os gráficos de variação do comprimento dos braços **BEh**, **CEh** e **CD** dentro da análise combinatória. A Figura 9.2 mostra os gráficos de variação das forças **F1**, **F2** e a soma **F1+F2** em função da variação do comprimento dos braços dentro da análise combinatória. Estes gráficos foram gerados no MATLAB® com a execução do algoritmo apresentado no Capítulo 7. Observa-se na Figura 9.2 que a variação dos valores das forças calculadas no algoritmo apresenta resultados que oscilam de um valor mínimo até um valor máximo várias vezes durante a análise combinatória. Isto indica que existem várias combinações que podem atingir resultados semelhantes.

As combinações que geraram as menores intensidades de forças estão circuladas nos gráficos e destacadas com as setas na Figura 9.2.

Utilizando as equações 5.9 e 5.10 foram calculadas as forças **F1** e **F2** que atuam na configuração atual do projeto. Em uma caçamba basculante de cinco metros de comprimento e balanço traseiro de 750 mm, carregada com uma carga líquida de 17,8 ton (178 kN aproximadamente), as forças **F1** e **F2** valem, neste caso, respectivamente 347 859 N e 301 437 N.

Tabela 9.1 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 1.1

MODELO 1.1			
DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	400 divisões	F1	285 325 N
AB1	1171 mm	F2	234 627 N
AB2	2 011 mm	Diferença entre F1 e F2	19,70%
Carga	178 000 N	BEh	530 mm
BT	750 mm	CEh	1 438 mm
CR	5 000 mm	CD	811 mm
BEh	de 0 a 2 937 mm	EFh	1 959 mm
CEh	de 200 a 4 000 mm	DFh	2 648 mm
CD	de 310 a 1 500 mm	AEh	1 643 mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	143,9°
		ABE	131,6°
		γ6	150,1°
VALORES OBTIDOS COM A DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	VALOR	
	BEh	7,3424 mm	
	CEh	9,50 mm	
	CD	2,2975 mm	

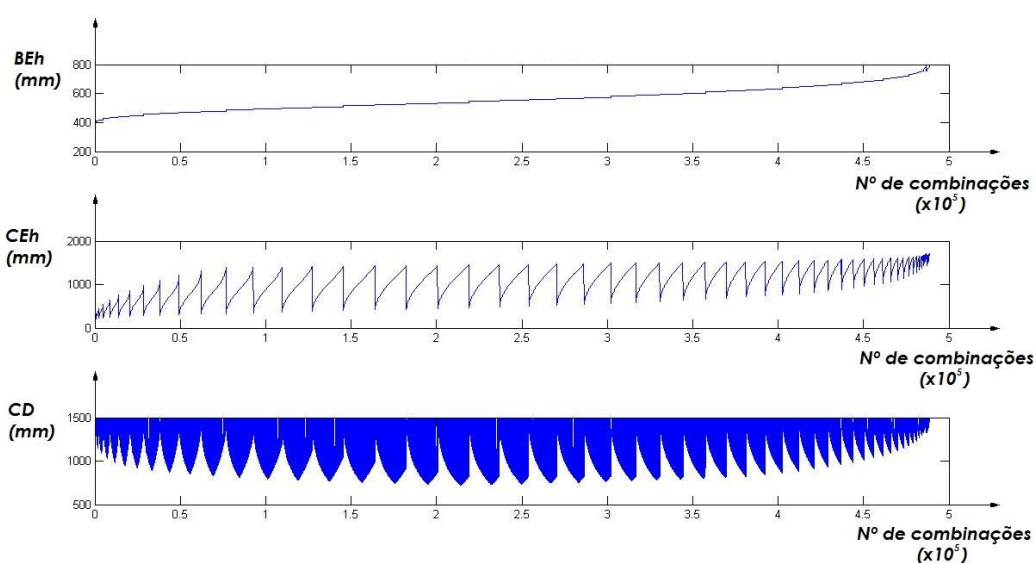


Figura 9.1 – Gráficos de variação do comprimento dos braços dentro da análise combinatória

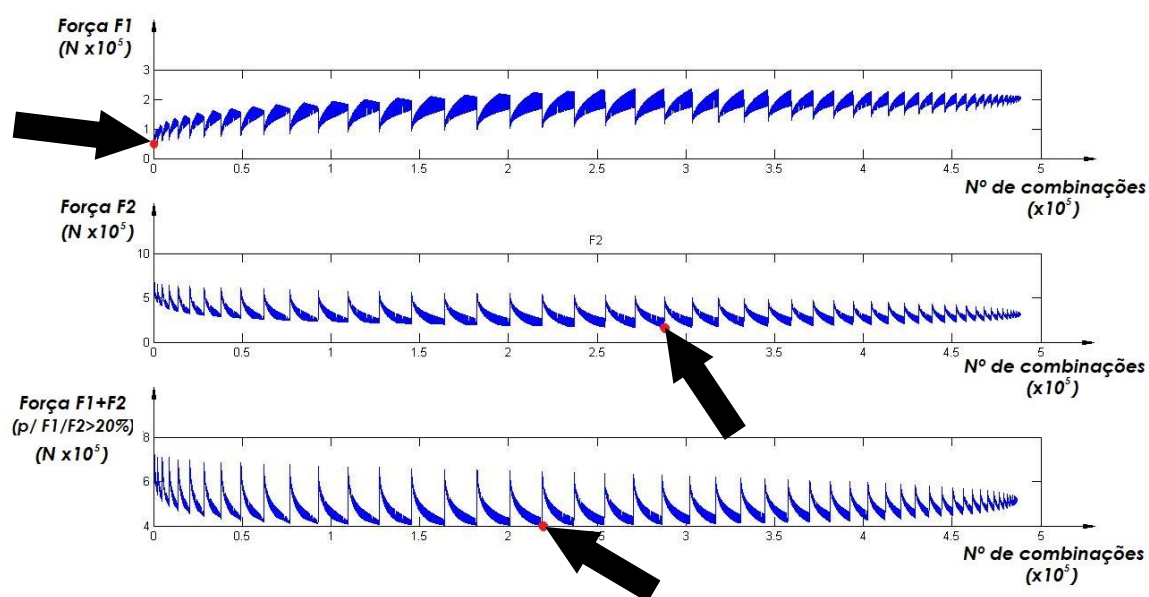


Figura 9.2 – Gráficos de variação forças em função da variação do comprimento dos braços dentro da análise combinatória

A Tabela 9.2 traz uma comparação entre as forças e a geometria do projeto atual e os resultados obtidos pelo algoritmo. Observa-se que com o uso deste método, é possível reduzir em 17,98% o nível de esforço sobre o cilindro hidráulico (**F1**) e em 22,16% sob a estrutura superior da caçamba (**F2**). No entanto as dimensões gerais do sistema aumentam.

Tabela 9.2 - Comparação projeto atual x MODELO 1.1

VARIÁVEIS	PROJETO ATUAL	PROJETO IDEALIZADO (MOD. 1.1)	DIFERENÇA OBTIDA
F1	347 859 N	285 325 N	-17,98%
F2	301 437N	234 627 N	-22,16%
BEh	703 mm	530 mm	-24,6%
CEh	1 150 mm	1 438 mm	25,0%
CD	701 mm	811 mm	15,7%
EFh	1 240 mm	1 959 mm	58,0%
DFh	1 756 mm	2 648 mm	50,8%
AEh	1 880 mm	1 643 mm	-12,6%
β5	101°	143,9°	42,5%
ABE	145,7°	131,6°	-9,7%
γ6	144,6°	150,1°	3,8%

A medida **CEh** aumenta em 25% e isto pode trazer aumento de peso para a base dos sistema indireto. Já o comprimento **CD** teve um aumento de 15%, indo para 811 mm. O aumento do braço **CD** não é tão problemático, porque esta peça é um elemento esbelto e

aumentos razoáveis de comprimento não implicam necessariamente em aumento significativo de peso.

Conforme visto nos gráficos das forças na Figura 9.2, existem diversas possibilidades que resultam em intensidades de forças muito próximas dentro do universo de combinações realizadas pelo algoritmo. Sendo assim, os cálculos podem ser refeitos limitando-se os comprimentos **CEh** e **CD** em valores menores, para averiguar se é possível obter os mesmos níveis de força com dimensões menores nos componentes do mecanismo. Estes cálculos foram refeitos, limitando-se o comprimento **CD** em 900 mm e o comprimento **CEh** em três níveis diferentes: 1150, 900 e 800 mm.

9.1.2. Modelo 1.2

A primeira tentativa de redução de medidas foi realizada limitando o valor de **CEh** à mesma distância **CEh** usada no projeto atual (1 150 mm) e os dados de entrada e resultados obtidos com o cálculo estão descritos na Tabela 9.3.

Tabela 9.3 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do MODELO 1.2

MODELO 1.2			
DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	400 divisões	F1	271 519N
AB1	1 171 mm	F2	267 530 N
AB2	2 011 mm	Diferença entre F1 e F2	2%
Carga	178 000 N	BEh	516 mm
BT	750 mm	CEh	1 150 mm
CR	5 000 mm	CD	782 mm
BEh	de 0 a 2 937 mm	EFh	1 716 mm
CEh	de 200 a 1 150mm	DFh	2 153 mm
CD	de 310 a 900 mm	AEh	1 630mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	139,9 mm
		ABE	130,9°
		γ6	147,6°
DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	DIMENSÃO DO PASSO	
	BEh	7,3425 mm	
	CEh	2,375 mm	
	CD	1,475 mm	

Os resultados obtidos nesta análise foram próximos aos obtidos no cálculo que investigou o espaço de projeto completo (Modelo 1.1). Em relação ao projeto atual, a redução no valor da força **F1** foi maior do que a anterior (foi de 19% para 22%), no entanto e a redução obtida na força **F2** foi menos significativa (caiu de 22% para 11%), mas ainda ocorreu. A dimensão **CEh** permaneceu idêntica (1 150 mm) e **DFh** aumentou 22%. Os ângulos críticos nesta composição ficaram abaixo de 150°, o que foi melhor do que resultado apresentado na primeira análise (Modelo 1.1). Esta comparação entre o Modelo 1.2 e o projeto atual é apresentada na Tabela 9.4.

Tabela 9.4– Comparação: projeto atual x MODELO 1.2

VARIÁVEIS	PROJETO ATUAL	PROJETO IDEALIZADO (MOD. 1.2)	DIFERENÇA OBTIDA
F1	347 859 N	271 519 N	-21,95%
F2	301 437 N	267 530 N	-11,25%
BEh	703 mm	516 mm	-26,6%
CEh	1 150 mm	1 150 mm	0,0%
CD	701 mm	782 mm	11,6%
EFh	1 240 mm	1 716 mm	38,4%
DFh	1 756 mm	2 153 mm	22,6%
AEh	1 880 mm	1 630mm	-13,3%
β5	101°	139,9°	38,5%
ABE	145,7°	130,9°	-10,2%
γ6	144,6°	147,6°	2,1%

9.1.3. Modelo 1.3

Observando que os resultados obtidos com diminuição dos comprimentos não alteraram significativamente os valores das forças, uma nova análise foi realizada limitando-se o comprimento de **CEh** em 800 mm. Os dados de entrada e os resultados obtidos na análise do Modelo 1.3 estão descritos na Tabela 9.5.

Neste modelo, a diferença entre as forças **F1** e **F2** ultrapassou o limite estabelecido de 20%. Isto ocorreu porque a condição que limita a diferença entre as forças no algoritmo

não foi feita em módulo. Sendo assim, em função de uma combinação em que **F2** foi maior que **F1**, o cálculo da diferença em porcentagem teve o sinal invertido. Como o menor valor da soma **F1+F2** ocorreu com **F2>F1**, o algoritmo “aceitou” esta combinação. Isto não significa ser um resultado ruim, porque a relação entre as intensidades das forças poderá ser melhor avaliada na análise de esforços em elementos finitos.

Tabela 9.5 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 1.3 com redução maior no comprimento **CEh**.

MODELO 1.3			
DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	350 divisões	F1	225 583 N
AB1	1 171 mm	F2	351 989 N
AB2	2 011 mm	Diferença entre F1 e F2	-36%
Carga	178 000 N	BEh	470 mm
BT	750 mm	CEh	800 mm
CR	5 000 mm	CD	878 mm
BEh	de 0 a 2 000 mm	EFh	1 654 mm
CEh	de 200 a 800mm	DFh	1 636 mm
CD	de 310 a 900 mm	AEh	1 583mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	140,0 mm
		ABE	128,5°
		γ6	147,9°
VALORES OBTIDOS COM A DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	VALOR	
	BEh	5,71 mm	
	CEh	1,714 mm	
	CD	1,475 mm	

Os resultados alcançados no Modelo 1.3 são comparados aos parâmetros do projeto atual na Tabela 9.6.

Com a limitação de **CEh** em 800 mm, a redução da força **F1** foi ainda maior (35%), mas a força **F2** teve um aumento de intensidade de 17% em relação ao projeto atual. A maior vantagem neste modelo ficou por conta do **CEh** que foi reduzido em 30%, o que contribui para

a redução de peso da peça. A posição do mancal **D**, observada pela medida **DFh**, ficou mais próxima da articulação de giro.

O aumento de **F2** e diminuição de **DFh** pode ter um impacto negativo sobre a estrutura do chassi superior, mas esta análise não faz parte do estudo realizado neste trabalho acadêmico.

Observou-se ainda que os ângulos críticos (β_5 , **ABE** e γ_6) ficaram em patamares aceitáveis.

Tabela 9.6 - Comparação projeto atual x MODELO 1.3

VARIÁVEIS	PROJETO ATUAL	PROJETO IDEALIZADO (MOD. 1.3)	DIFERENÇA OBTIDA
F1	347 859 N	225 583 N	-35,15%
F2	301 437 N	351 989 N	16,77%
BEh	703 mm	470 mm	-33,1%
CEh	1 150 mm	800 mm	-30,4%
CD	701 mm	878 mm	25,2%
EFh	1 240 mm	1 654 mm	33,4%
DFh	1 756 mm	1 636 mm	-6,8%
AEh	1 880 mm	1 583mm	-15,8%
β_5	101°	140,0°	38,6%
ABE	145,7°	128,5°	-11,8%
γ_6	144,6°	147,9°	2,3%

9.1.4. Modelo 1.4

Observando que no Modelo 1.3 a força **F2** sofreu um aumento em relação à força **F2** calculada para o sistema atual, foi feita uma nova análise limitando o comprimento **CEh** em 900 mm. A dimensão **CD** permaneceu limitada em 900 mm. Os dados de entrada e os resultados desta análise estão descritos na Tabela 9.7.

Conforme é mostrado na Tabela 9.8, com o modelo 1.4, a força **F1** foi reduzida em 30% e **F2** aumentou 5,5% com relação ao projeto atual. A medida **CEh** reduziu 22% e **DFh** teve um pequeno aumento de 1%. Em uma análise preliminar, estes resultados podem ser melhores do que os obtidos no Modelo 1.3 por que a força **F2** é menor, mas esta relação só poderá ser melhor avaliada em um futuro estudo do mecanismo em conjunto com o chassi do veículo.

Tabela 9.7 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 1.4

DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	400 divisões	F1	244 670 N
AB1	1 171 mm	F2	318 137 N
AB2	2 011 mm	Diferença entre F1 e F2	<u>-23%</u>
Carga	178 000 N	BEh	486 mm
BT	750 mm	CEh	900 mm
CR	5 000 mm	CD	819 mm
BEh	de 0 a 2 000 mm	EFh	1 629 mm
CEh	de 200 a 900mm	DFh	1 775 mm
CD	de 310 a 900 mm	AEh	1 600mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	140,0 °
		ABE	129,4°
		γ6	147,1°
VALORES OBTIDOS COM A DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	VALOR	
	BEh	5,71 mm	
	CEh	1,625 mm	
	CD	1,475 mm	

Tabela 9.8 - Comparação projeto atual x Modelo 1.4

VARIÁVEIS	PROJETO ATUAL	PROJETO IDEALIZADO (MOD. 1.4)	DIFERENÇA OBTIDA
F1	347859 N	244670 N	-29,66%
F2	301437 N	318137 N	5,54%
BEh	703 mm	486 mm	-30,9%
CEh	1150 mm	900 mm	-21,7%
CD	701 mm	819 mm	16,8%
EFh	1240 mm	1629 mm	31,4%
DFh	1756 mm	1775 mm	1,1%
AEh	1880 mm	1600 mm	-14,9%
β_5	101°	140,0°	38,6%
ABE	145,7°	129,4°	-11,2%
γ_6	144,6°	147,1°	1,7%

9.1.5. Modelo 2.1

Os dados de entrada do algoritmo e os resultados obtidos para a análise feita com espaço total de projeto da caçamba com dimensões adequadas para melhorar a distribuição de carga do veículo são apresentados na Tabela 9.9.

Tabela 9.9 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 2.1

MODELO 2.1			
DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	420 divisões	F1	304 608 N
AB1	1 171 mm	F2	259 258 N
AB2	2 011 mm	Diferença entre F1 e F2	19,70%
Carga	178 000 N	BEh	523 mm
BT	600 mm	CEh	1 435 mm
CR	5 000 mm	CD	841 mm
BEh	de 0 a 3 087 mm	EFh	2 026 mm
CEh	de 200 a 4 150 mm	DFh	2 679mm
CD	de 310 a 1 500 mm	AEh	1 636 mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	144,9°
		ABE	131,3°
		γ6	151,8°
VALORES OBTIDOS COM A DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	VALOR	
	BEh	7,350 mm	
	CEh	9,405 mm	
	CD	2,833 mm	

Com a redução do balanço traseiro, observa-se que a força de acionamento aumentou. Isto ocorre porque a dimensão do balanço traseiro influencia diretamente nas cargas sobre o sistema de acionamento, no entanto as dimensões do mecanismo obtidas neste cálculo não diferem muito dos resultados obtidos no Modelo 1.1, porque a alteração no

espaço de projeto não foi muito significativa. Observou-se que o aumento de espaço se deu nas variáveis **BEh** e **CEh**, mas este aumento foi de apenas 150 mm, o que representa apenas 5% de aumento. No entanto, as diferenças de medidas obtidas para o mecanismo não chegam a 1%.

Para poder comparar os resultados obtidos no Modelo 2.1, calculou-se as forças **F1** e **F2** para uma aplicação do projeto atual do sistema indireto em uma caçamba com as medidas utilizadas neste cálculo (5 m de comprimento e balanço traseiro de 600 mm). A comparação dos resultados é feita apenas para as forças e está demonstrada na Tabela 9.10. Observa-se que a redução das forças foi equivalente à obtida com o Modelo 1.1.

Tabela 9.10 - Comparação do nível de forças calculadas para o Modelo 2 x Modelo atual

FORÇAS	PROJETO ATUAL	PROJETO MOD. 2.1	REDUÇÃO OBTIDA
F1	377 676 N	304 608 N	19,35%
F2	327 274 N	259 258 N	20,78%

9.1.6. Modelo 2.2

O Modelo 2.2 é a configuração de projeto com 5 m de comprimento e balanço traseiro de 600 mm com as limitações de dimensões feitas no Modelo 1.2. A verificação foi realizada reduzindo as medidas de **CEh** para 1150 mm e de **CD** para 900 mm. A diferença nesta análise fica por conta do espaço de **BEh**, que é 5% maior que no Modelo 1.2. A Tabela 9.11 apresenta os dados de entrada e os resultados dos cálculos feitos para o Modelo 2.2.

As medidas obtidas nesta análise são idênticas às obtidas no Modelo 1.2, o que demonstra que apesar do espaço **BEh** ser diferente, se os espaços para **CEh** e **CD** forem iguais isto não trará mudanças de resultados. Este resultado demonstra que não é necessário refazer o cálculo com o algoritmo, limitando o **CEh** e **CD** da mesma forma que foram limitados nos modelos 1.3 e 1.4, pois os resultados serão idênticos aos que já foram obtidos. A diferença fica por conta das forças que serão maiores em virtude da diminuição do balanço traseiro, mas para calculá-las, basta aplicar as equações 5.9 e 5.10.

Tabela 9.11 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do modelo 2 com redução nos comprimentos **CEh** e **CD**.

MODELO 2.2			
DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	400 divisões	F1	294 868 N
AB1	1 171 mm	F2	290 482 N
AB2	2 011 mm	Diferença entre F1 e F2	2%
Carga	178 000 N	BEh	516mm
BT	750 mm	CEh	1 150 mm
CR	5 000 mm	CD	782 mm
BEh	de 0 a 3 087 mm	EFh	1 716 mm
CEh	de 200 a 1 150mm	DFh	2 153 mm
CD	de 310 a 900 mm	AEh	1 630mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	139,9 mm
		ABE	130,9°
		γ6	147,6°
VALORES OBTIDOS COM A DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	VALOR	
	BEh	7,71 mm	
	CEh	2,375 mm	
	CD	1,475 mm	

9.1.7. Modelo 3.1

Este modelo atende aos requisitos de projeto de caçamba para veículos de 4 eixos com a aplicação do cilindro de 1 161 mm. Com base nestas informações, os dados de entrada para o algoritmo foram estabelecidos e estão listados na Tabela 9.12, juntamente com os resultados.

Tabela 9.12 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do modelo 3

MODELO 3.1			
DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	680 divisões	F1	603 786 N
AB1	1 171 mm	F2	499 717 N
AB2	2 011 mm	Diferença entre F1 e F2	17,24%
Carga	235 000 N	BEh	539mm
BT	700 mm	CEh	1 441 mm
CR	7 000 mm	CD	813 mm
BEh	de 0 a 4 986 mm	EFh	1 928 mm
CEh	de 200 a 6 050 mm	DFh	2 621 mm
CD	de 310 a 1 500 mm	AEh	1 652 mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	139,6 °
		ABE	132,0°
		γ6	150,1°
VALORES OBTIDOS COM A DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	VALOR	
	BEh	7,332 mm	
	CEh	8,603 mm	
	CD	1,750 mm	

9.1.8. Modelo 3.2

Em virtude do aumento considerável no espaço das variáveis **BEh** e **CEh** no Modelo 3.1, uma segunda análise foi realizada utilizando as dimensões de um cilindro hidráulico maior, para verificar se os resultados seriam semelhantes aos obtidos considerando as medidas iniciais do projeto. Os dados de entrada e os resultados estão listados na Tabela 9.13.

Tabela 9.13 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do modelo 3 com cilindro maior

MODELO 3.2			
DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	640 divisões	F1	604 446N
AB1	1 488 mm	F2	506 481 N
AB2	2 328 mm	Diferença entre F1 e F2	19,60%
Carga	177 000 N	BEh	517 mm
BT	700 mm	CEh	1 756 mm
CR	7 000 mm	CD	1 083 mm
BEh	de 0 a 4 656 mm	EFh	2 673 mm
CEh	de 200 a 6050 mm	DFh	3 395 mm
CD	de 310 a 1500 mm	AEh	1 960 mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	144,4°
		ABE	134,9°
		γ6	157,6°
VALORES OBTIDOS COM A DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	VALOR	
	BEh	7,275mm	
	CEh	9,141 mm	
	CD	1,859mm	

A Tabela 9.14 apresenta uma comparação de resultados dos Modelos 3.1 e 3.2. Como pode ser observado, as forças **F1** e **F2** ficaram com valores um pouco maiores do que os obtidos anteriormente. Mas a distância **CEh** aumentou 21,9% e a distância **EFh** aumentou 29,5%. O aumento em **CEh** gera aumento no comprimento da peça e, conseqüentemente, aumento de peso, já o aumento em **EFh** pode ser benéfico para a estrutura superior do chassi, no entanto isto deve ser verificado em estudos futuros.

Tabela 9.14 – Comparação entre os valores obtidos para dois modelos de cilindro

VARIÁVEL	CILINDRO MENOR (MODELO 3.1)	CILINDRO MAIOR (MODELO 3.1)	DIFERENÇA	% DIFERENÇA
F1	603 786 N	604 446 N	660	0,1%
F2	499 717 N	506 481 N	6 764	1,4%
BEh	539 mm	517 mm	-22	-4,1%
CEh	1 441 mm	1 756 mm	315	21,9%
CD	813 mm	1 083 mm	270	33,2%
EFh	1 928 mm	2 673 mm	745	38,6%
DFh	2 621 mm	3 395 mm	774	29,5%
γ_6	150,1°	157,6°	7,5°	5,0%

As forças não sofreram alterações porque, apesar do ponto de aplicação da força **F2** (força responsável pelo basculamento), ter se distanciado do mancal de giro da caçamba (em virtude do aumento em **EFh**), a inclinação da linha de ação da força fica desfavorecida porque a altura dos chassis da caçamba permanece inalterada. Seria necessário verificar se o deslocamento do mancal **E** para frente traz algum benefício e se isto é suficiente para compensar o aumento do peso na base do sistema relacionado ao aumento de **CEh**. Mas o aumento ocorrido no ângulo γ_6 (passou de 150,1° para 157,6°) invalida a configuração com cilindro maior, porque este ângulo excede muito o limite de segurança de 150° para se evitar o travamento do mecanismo por causa do alinhamento das peças (ponto morto).

9.1.9. Modelo 4.1

O Modelo 4.1 atende as especificações da caçamba com 9 m de comprimento e 1,2 m de balanço traseiro, usando o espaço total de projeto e cilindro hidráulico de 1 161 mm. Os dados de entrada foram inseridos no algoritmo conforme o mostrado na Tabela 9.15, onde também estão listados os resultados:

Estes resultados demonstram que, mesmo com o aumento de espaço em **BEh** e **CEh**, as dimensões do mecanismo encontradas não diferem das obtidas para os Modelos 1.1, 2.1 e 3.1. A alteração ficou por conta da força **F1** e **F2** calculadas para este modelo.

Tabela 9.15 – Dados de entrada e resultados da simulação do Modelo 4.1

MODELO 4.1			
DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	830 divisões	F1	535 400 N
AB1	1 171 mm	F2	448 590 N
AB2	2 011 mm	Diferença entre F1 e F2	19%
Carga	178 000 N	BEh	537 mm
BT	1 200 mm	CEh	1 448 mm
CR	9 000 mm	CD	828 mm
BEh	de 0 a 6 093 mm	EFh	1 965 mm
CEh	de 200 a 7 486 mm	DFh	2 649 mm
CD	de 310 a 1 500 mm	AEh	1 650 mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	139,8°
		ABE	131,9
		γ6	150,6°
VALORES OBTIDOS COM A DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	VALOR	
	BEh	7,341mm	
	CEh	8,674 mm	
	CD	1,417mm	

9.1.10. Modelo 4.2

O Modelo 4.2 é uma análise feita para as caçambas de 9 m usando a medida de um cilindro de 1 478 mm (posição fechado). Os resultados obtidos estão descritos na Tabela 9.16.

Tabela 9.16 – Dados de entrada e resultados para o cálculo do Modelo 4.2

MODELO 4.2			
DADOS DE ENTRADA		RESULTADOS	
VARIÁVEL	VALOR	VARIÁVEL	VALOR
Div	830 divisões	F1	541 737 N
AB1	1 488 mm	F2	455 796 N
AB2	2 328 mm	Diferença entre F1 e F2	19%
Carga	178 000 N	BEh	529 mm
BT	1 200 mm	CEh	1 764 mm
CR	9 000 mm	CD	1 085 mm
BEh	de 0 a 6 093 mm	EFh	2 638 mm
CEh	de 200 a 7 486 mm	DFh	3 365 mm
CD	de 310 a 1 500 mm	AEh	1 972 mm
Diferença máxima entre F1 e F2	20%	β5	140.0°
		ABE	135,5°
		γ6	157,6°
VALORES OBTIDOS COM A DIVISÃO DE INTERVALOS (variável/Div)			
	VARIÁVEL	VALOR	
	BEh	7,341mm	
	CEh	8,674 mm	
	CD	1,417mm	

Tabela 9.17, apresenta uma comparação entre os resultados obtidos nos modelos 4.1 e 4.2. Observou-se que mesmo com o aumento de espaço, as dimensões encontradas pelo algoritmo foram praticamente as mesmas que as obtidas na análise para os modelos 3.1 e 3.2. Até mesmo a situação com risco de travamento do mecanismo causada pelo aumento de γ_6 se repete. Sendo assim, mais uma vez, uma configuração de mecanismo com um cilindro maior ficou invalidada.

Tabela 9.17 – Comparação entre os valores obtidos para dois modelos de cilindro em caçambas de 9 m

VARIÁVEL	CILINDRO MENOR	CILINDRO MAIOR	DIFERENÇA	% DIFERENÇA
F1	535 400 N	541 737 N	6 337 N	1,18%
F2	448 590 N	455 796 N	7 206 N	1,61%
BEh	537 mm	529 mm	-8 mm	-1,49%
CEh	1 448 mm	1 764 mm	316 mm	21,82%
CD	828 mm	1 085 mm	257 mm	31,04%
EFh	1 965 mm	2 638 mm	673 mm	34,25%
DFh	2 649 mm	3 365 mm	716 mm	27,03%
γ_6	150,6°	157,6°	7°	4,65%

Analisando os resultados apresentados nas tabelas 9.14 e 9.17, observa-se que, apesar do espaço de projeto maior, os resultados obtidos para os cálculos dos modelos 4.1 e 4.2, são muito semelhantes aos valores determinados para a caçamba de 7 m (Modelos 3.1 e 3.2). Observa-se que força aplicada ao modelo 3.1 é 11,3 % maior que a força aplicada ao modelo 4.1, neste caso, não será necessário criar um projeto específico para o modelo 4.1. Sendo assim, se for possível estabelecer um projeto de mecanismo que atenda aos requisitos do modelo 3.1, este projeto também atenderá aos requisitos das caçambas do modelo 4.1.

9.2. DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES

9.2.1. Base do Sistema - Simulações Realizadas com base no Projeto Atual

As características geométricas do projeto atual estão descritas na Tabela 5.1 e detalhadas no Apêndice C. A força **F1** = 347 859 N aplicada aos mancais **B** foi determinada pelas Equações 5.9 e 5.10 para uma carga líquida de 17,8 ton (178 kN aproximadamente), para o modelo de caçamba com 5 000 mm de comprimento e balanço traseiro de 750 mm.

As tensões calculadas através do ANSYS estão mostradas na Figura 9.3. Neste resultado observa-se que distribuição de tensão sobre a peça é maior na região da travessa que sustenta os mancais e chega ao valor máximo (319,28 MPa) na posição logo abaixo do mancal (indicada com a seta 1), também superando o limite de escoamento do aço ASTM A-36 na região da união da travessa com os braços (indicada com a seta 2).

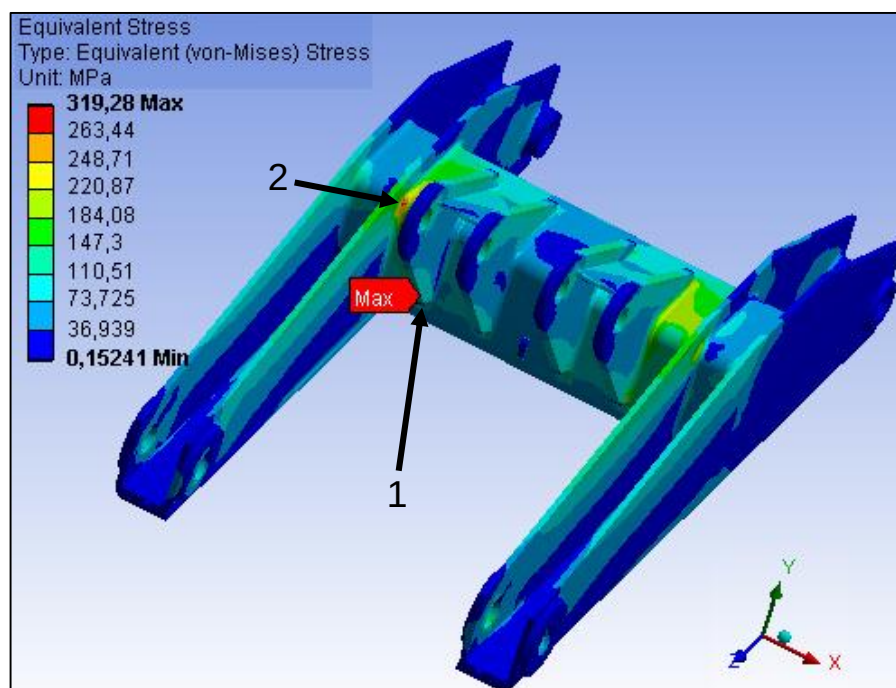


Figura 9.3 – Distribuição de tensão (Von-Mises) – visão geral

A Figura 9.4 apresenta a região crítica embaixo do mancal e a Figura 9.5 na união da travessa com o braço, ambas em detalhes ampliados, com destaque para os valores de tensão. Nota-se que em ambas as regiões, as áreas em que a tensão supera o limite de escoamento do material são muito pequenas. Elas também se encontram em locais onde são aplicados os cordões de solda, cuja característica de resistência deve ser maior do que a do material de base.

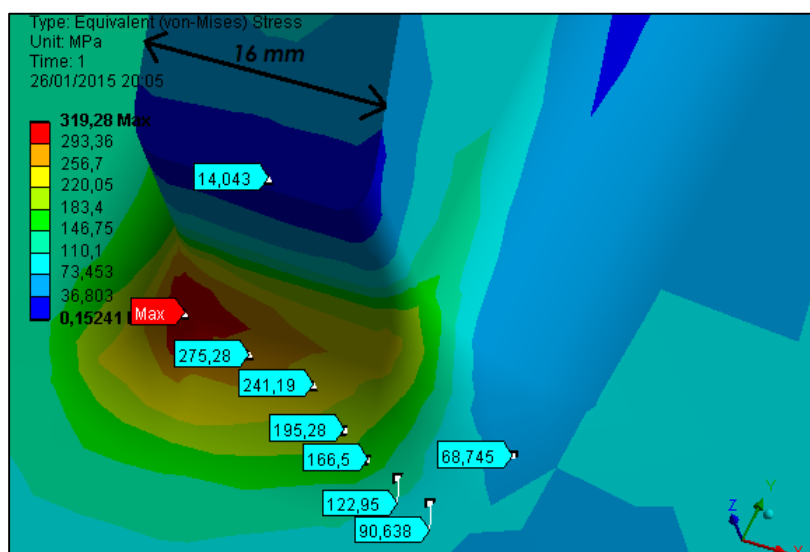


Figura 9.4 – Distribuição de tensão (Von-Mises) abaixo do mancal

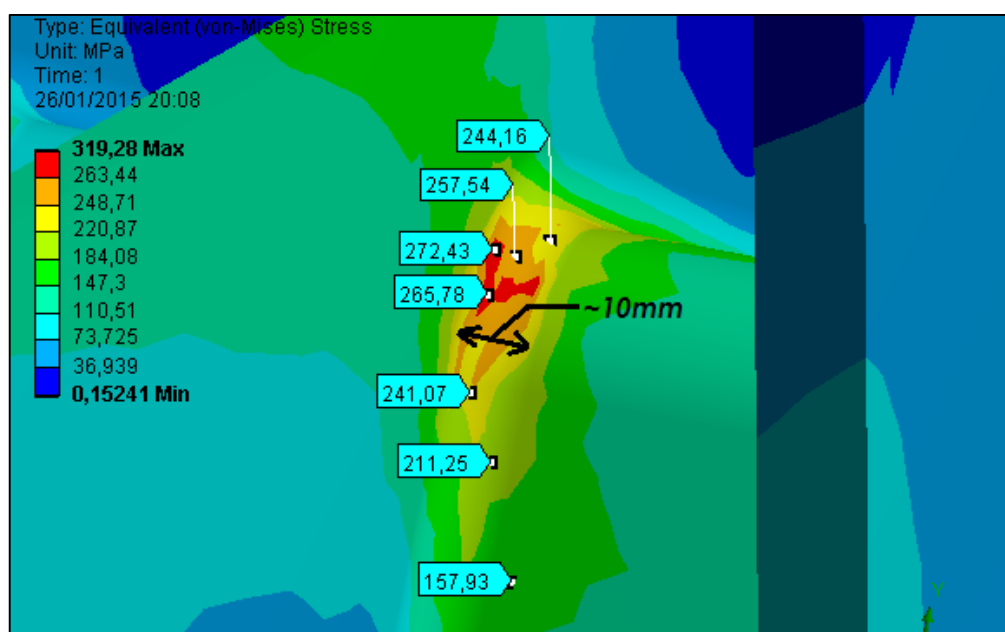


Figura 9.5 – Distribuição de tensão (Von-Mises) na interseção do braço com a travessa

A Figura 9.6 apresenta a distribuição de tensão na parte de trás da travessa. Nota-se mais uma vez, regiões de tensão acima de 250 MPa, localizadas nas bases dos mancais sobre a travessa (indicadas em 1), este também é um ponto de aplicação de solda. Na sequência, a Figura 9.7 mostra esta região de maneira ampliada.

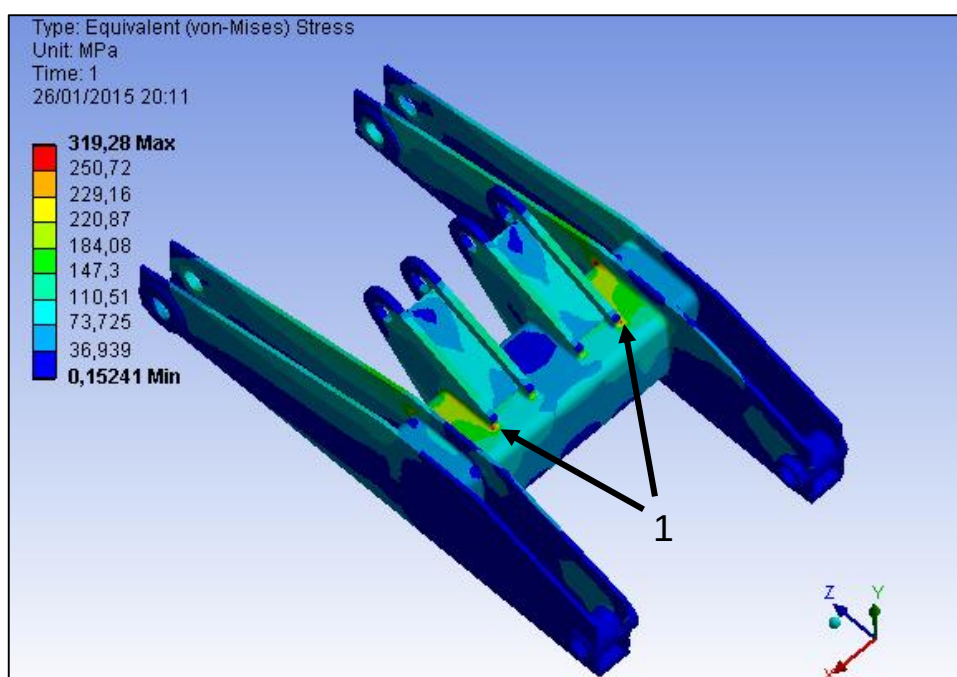


Figura 9.6 – Distribuição de tensão (Von-Mises) na parte traseira da base indicando as regiões críticas

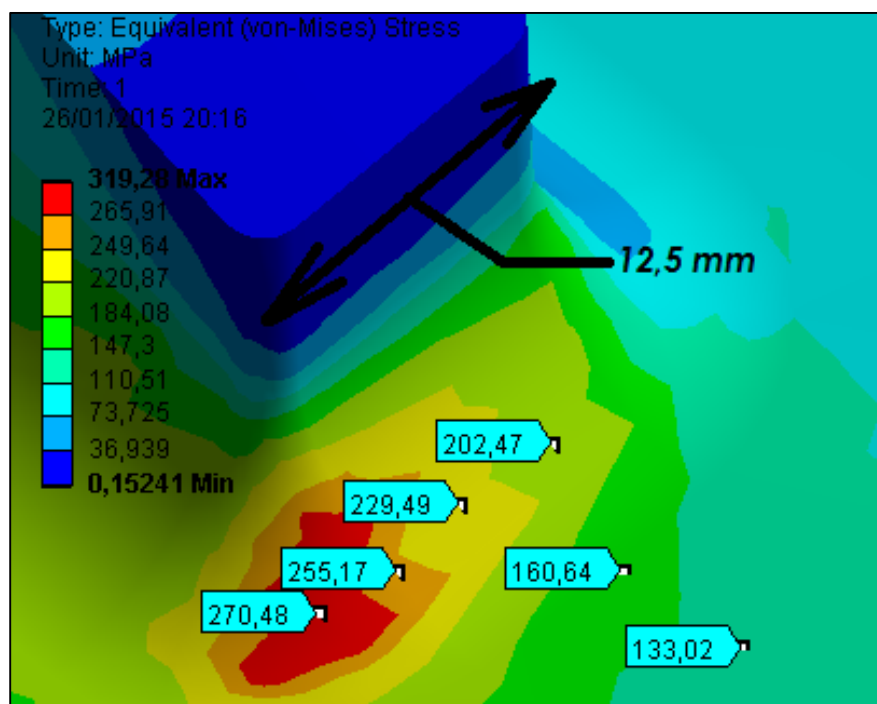


Figura 9.7 – Detalhe ampliado da região crítica parte traseira da base

Estes resultados apresentam tensões acima do limite de escoamento do material, mas este projeto teve diversas unidades fabricadas, comercializadas e amplamente utilizadas sem apresentar nenhuma fratura, rompimento, trincas ou até mesmo deformações nas regiões em que a simulação no ANSYS encontrou estes valores críticos de tensão. Nota-se, que as tensões acima de 250 MPa ocorreram somente em locais onde é feita a união das peças por soldagem. Estes valores mais altos de tensão não correspondem necessariamente à realidade da peça, uma vez que a mesma não apresentou falhas nestes locais durante extenso uso. É provável que a causa destas tensões mais altas esteja relacionada à diferença entre a geometria real dos cordões de solda e o modelo CAD criado para a simulação. A geometria dos cordões de solda é mais complexa e possui área de seção transversal maior, enquanto que o modelo simulado apresenta apenas arredondamentos de geometria simples, que não são totalmente fiéis à geometria real dos cordões de solda. Por isso, os valores acima de 250 MPa calculados pela simulação no ANSYS não representam, necessariamente, um risco para a estrutura. Neste trabalho, se na simulação dos novos modelos de peças ocorrerem resultados semelhantes (tensões entre 250 e 320 MPa em pequenas áreas localizadas nos cordões de solda), estas peças serão consideradas suficientemente dimensionadas para atender aos requisitos de projeto. Contudo, se as tensões encontradas forem acima de 320 MPa nas regiões solda, ou acima de 250 MPa em outras regiões, os modelos devem ser refeitos até que o nível de tensão encontrado na simulação do projeto atual seja alcançado ou diminuído.

Os deslocamentos ocorridos na peça, em virtude da deformação elástica, ficaram em um patamar aceitável e podem ser visualizados na Figura 9.8 e na Figura 9.9, que apresentam estes deslocamentos em uma escala 58 vezes maior do que as deformações reais. Os maiores deslocamentos foram de 1,53 mm na região dos mancais centrais da peça.

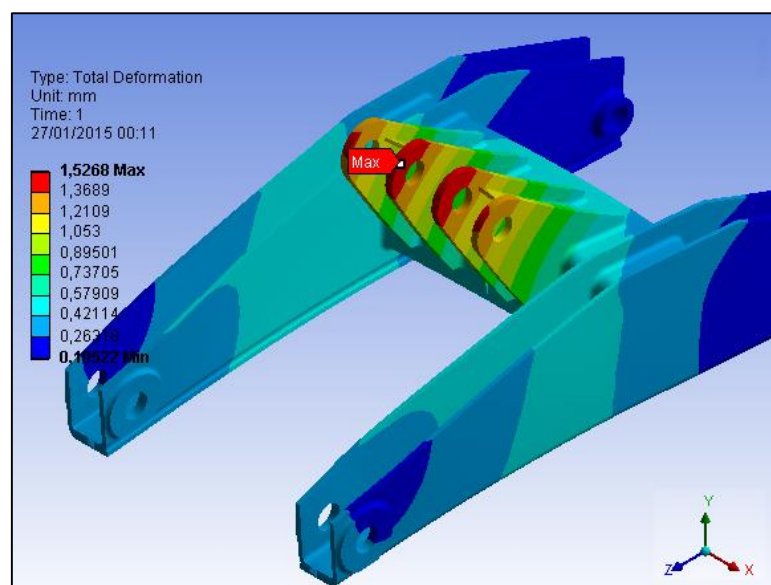


Figura 9.8 – Deslocamentos calculados para o projeto atual – perspectiva

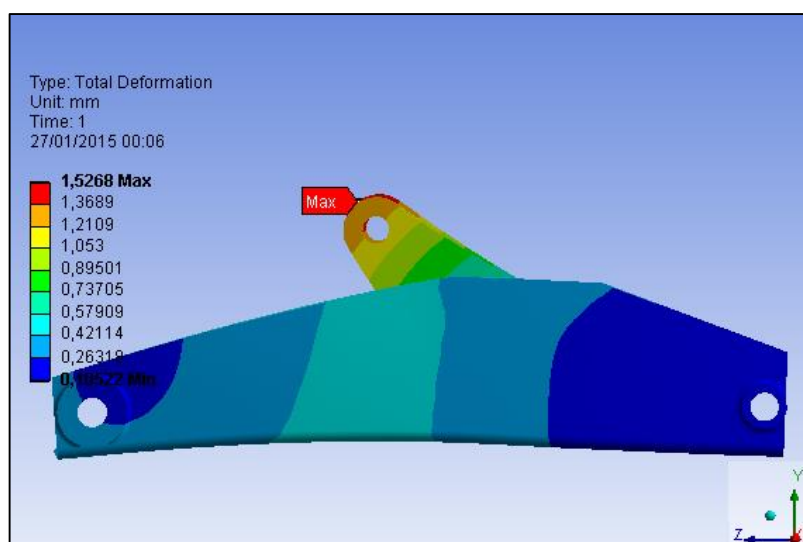


Figura 9.9 – Deslocamentos calculados para o projeto atual – vista lateral

Tendo em vista a sugestão para a mudança da medida do balanço traseiro da caçamba, visando a melhoria na distribuição de peso dos veículos, foi realizado no modelo do ANSYS um segundo cálculo de tensões. Nesta simulação, a força aplicada nos mancais **B** foi correspondente ao carregamento de 17,8 ton sobre uma caçamba com 5 m de comprimento e balanço traseiro de 600 mm. O novo valor calculado para a força **F1** foi de 377 676 N e os resultados obtidos nesta análise podem ser visualizados na Figura 9.10.

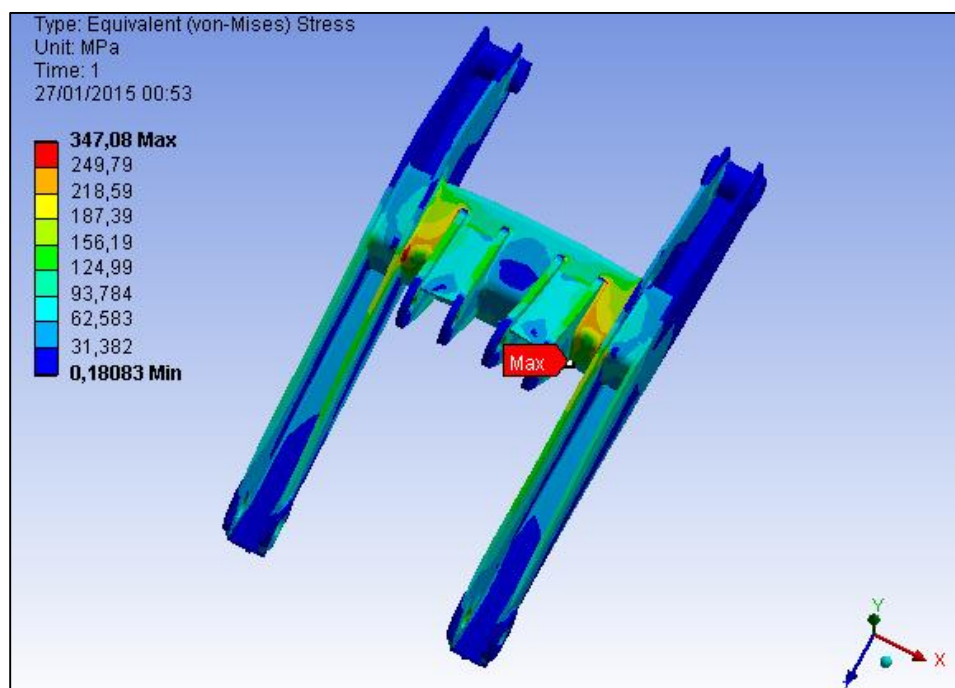


Figura 9.10 – Tensão (Von Mises) para o modelo atual sujeito ao aumento de carga.

Os resultados obtidos demonstram o aumento de 8,7% na de tensão máxima e as áreas sujeitas a tensões superiores ao limite de escoamento do material foram expandidas. Isto demonstra o risco de manter este projeto de sistema indireto em uma caçamba com balanço traseiro mais curto.

9.2.2. Base do Sistema - Simulações Realizadas com Modelo 1.2

O Modelo 1.2 é a configuração que foi definida através do algoritmo com uma restrição no comprimento dos braços da base do sistema indireto. Inicialmente foi criado um modelo, denominado Modelo 1.2 – I, que possui as mesmas espessuras de chapas utilizadas no projeto atual, apenas com a alteração no posicionamento dos mancais. Para realizar a simulação através de elementos finitos, as condições de contorno do modelo permaneceram idênticas às que foram configuradas para a simulação do projeto atual, com alteração na força **F1** para 294 868 N. Com a análise por elementos finitos foi obtida a distribuição de tensão equivalente demonstrada na Figura 9.11.

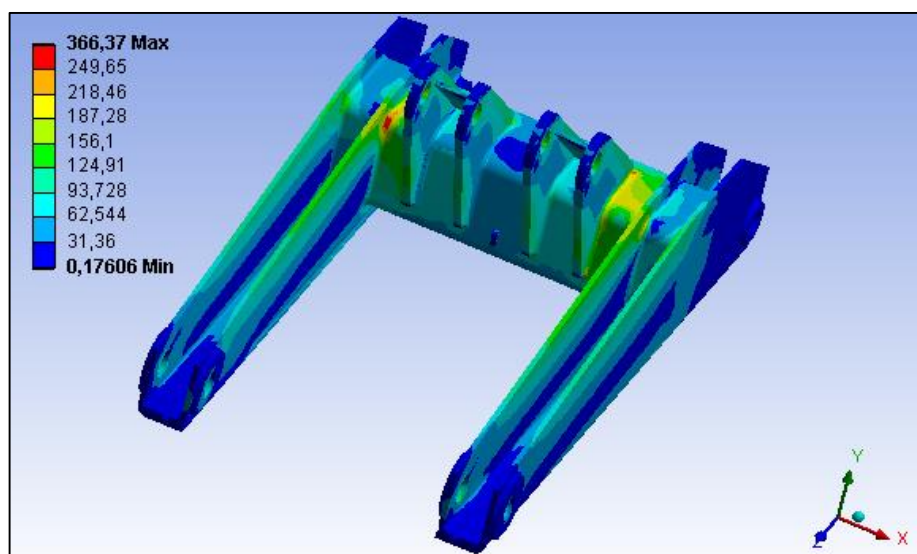


Figura 9.11 – Distribuição de tensão para o Modelo 1.2 - I

Nesta simulação, a tensão equivalente máxima foi mais alta do que a apresentada no projeto atual, contudo este modelo apresenta a vantagem de reduzir as cargas sobre a estrutura da caçamba (redução de 21% em **F1** e de 11% em **F2**). A distribuição de tensão apresentou os valores mais críticos nas mesmas regiões que apresentadas no projeto original, conforme é visto em detalhe na Figura 9.12 (região vermelha com tensões acima de 250 MPa).

Mesmo com a redução da força **F1**, o resultado não foi satisfatório (com tensões acima de 320 MPa em regiões de solda). Por isso foi criado um segundo modelo para melhorar a geometria da peça (Modelo 1.2 – II). Este novo modelo foi gerado a partir do primeiro, com a redução da espessura dos braços, dos mancais e da travessa de sustentação dos mancais. Nas regiões críticas encontradas pela simulação computacional, foram acrescentados reforços com o intuito de diminuir a tensão equivalente nestes locais, para obter assim, um novo modelo mais leve, porém com uma melhor distribuição de tensões, quando comparado com o modelo analisado anteriormente.

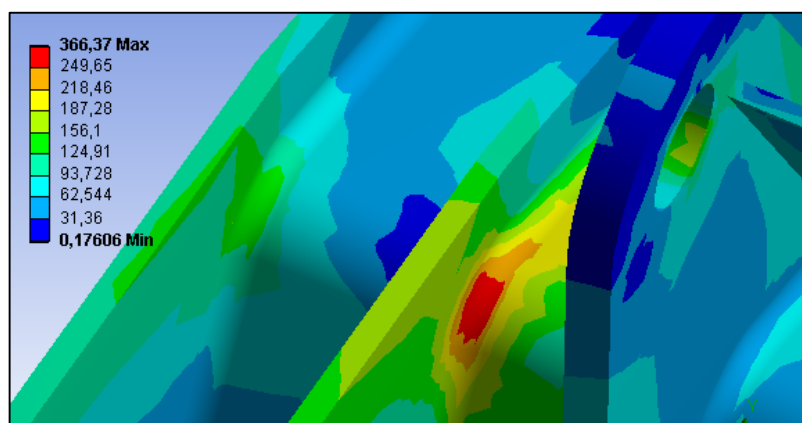


Figura 9.12 – Detalhe da região com maior nível de tensão equivalente Modelo 1.2 - I

Nesta primeira melhoria, o peso estimado da peça após as mudanças é de 159,96 kg, o que representa uma redução de 15,3%. O resultado da simulação nesta tentativa de melhoria é apresentado na Figura 9.13. Nela pode-se observar que as altas tensões continuaram (indicação nº 1 na Figura 9.13), mesmo com a inserção dos reforços (veja em detalhe ampliado na Figura 9.14). No entanto, observou-se que as reduções de espessura não foram determinantes para aumentar as tensões no restante da peça.

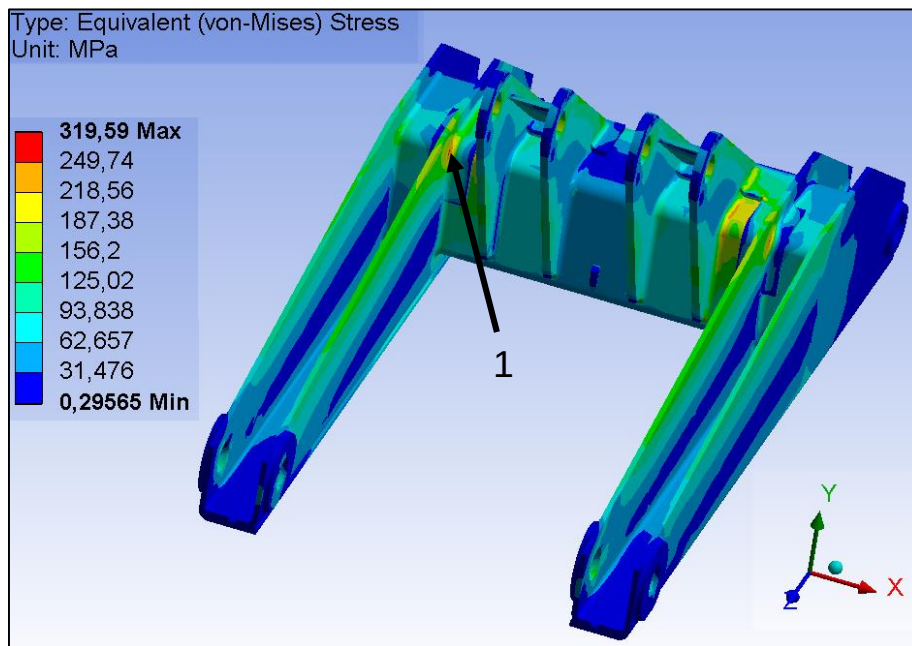


Figura 9.13 – Distribuição de tensão para o Modelo 1.2 – II

Devido ao aumento na complexidade do modelo (acréscimo de reforços), a convergência de resultados não foi alcançada, mesmo após 3 refinamentos na malha, conforme é demonstrado na Figura 9.16. Mas como o resultado já havia deixado de ser satisfatório, optou-se por não continuar com o estudo de convergência. Nota-se na Figura 9.14 que há uma região com tensão elevada em um local onde há uma aresta não arredondada (indicação nº 2). A falta de arredondamento pode indicar que a causa do alto índice de tensão é, na verdade, resultado de uma área de concentração de tensão não existente no modelo real, já que nesta região haveria um cordão de solda. Outro motivo para a não convergência dos resultados poderia ser uma falha na geometria dos elementos de malha gerados pelo software ou por efeitos de deslocamentos ocorridos próximos às regiões onde estão inseridas as condições de contorno. Como toda a região (indicação nº 3 na Figura 9.14) apresentou índices de tensão acima do esperado, optou-se por criar outro modelo estendendo o reforço até debaixo do mancal antes de tentar atingir a convergência dos resultados.

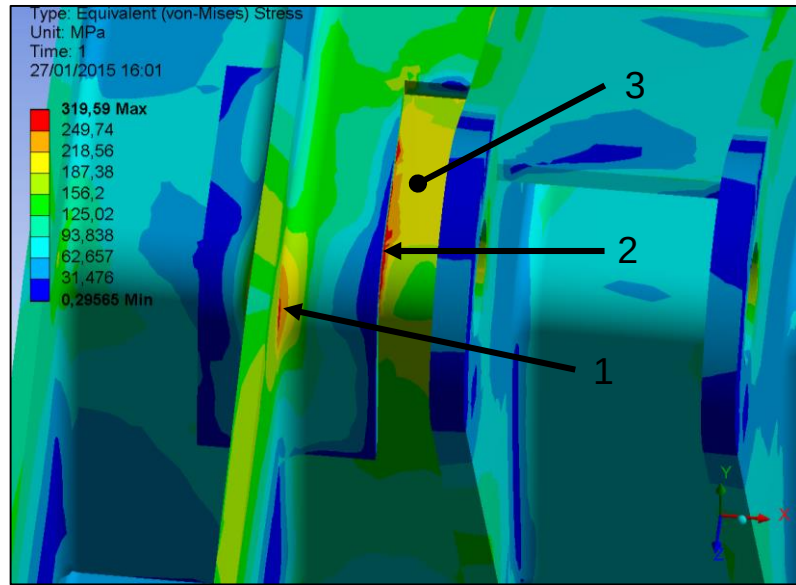


Figura 9.14– Detalhe ampliado na região de maior tensão no Modelo 1.2 – II

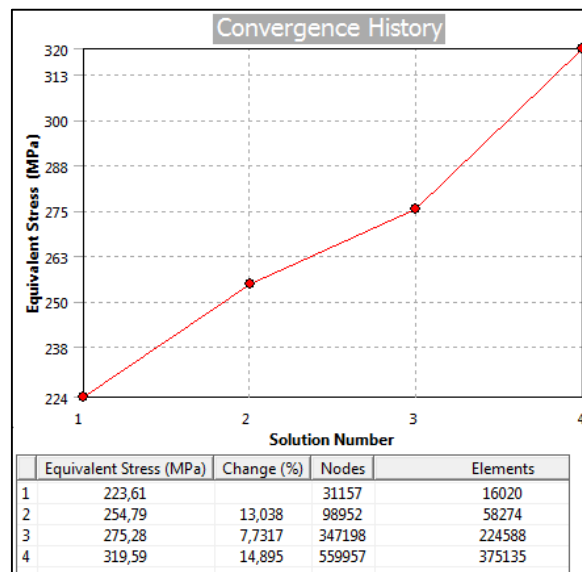


Figura 9.15 – Histórico de convergência do Modelo 1.2 – II

Desta maneira, foi criado o Modelo 1.2 – III, cuja reformulação trouxe resultados satisfatórios. Este novo modelo pesa 161,27 kg, 14,6 % a menos do que o Modelo 1.2 – I. A Figura 9.16 e a Figura 9.17 mostram os resultados obtidos na simulação computacional, onde a tensão equivalente máxima calculada foi de 290 MPa, as quais estão localizadas em pequenas regiões onde a peça será soldada (regiões em vermelho). Este valor excede o limite de escoamento do material, mas ficou abaixo da tensão obtida para o modelo atual (320 MPa). As regiões com tensões acima de 250 MPa foram as mesmas que as encontradas no projeto atual (pequenas áreas localizadas nos cordões de solda). Portanto, o Modelo 1.2 – III foi considerado devidamente dimensionado.

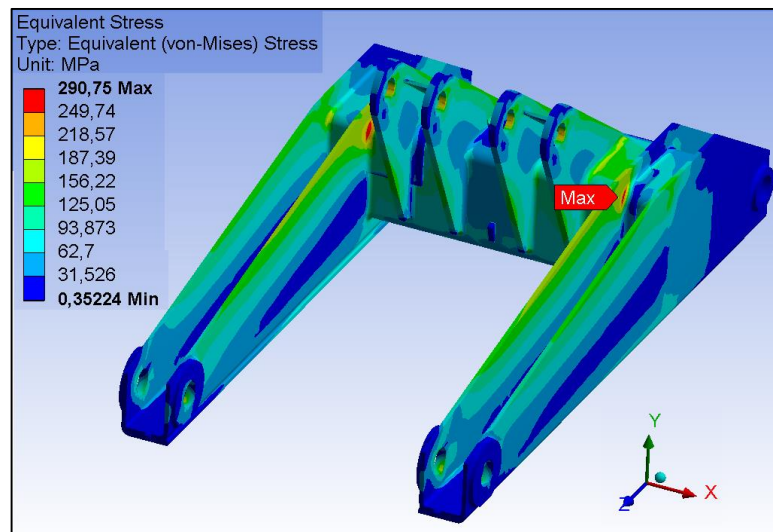


Figura 9.16 – Distribuição de tensão na parte frontal do Modelo 1.2 – III

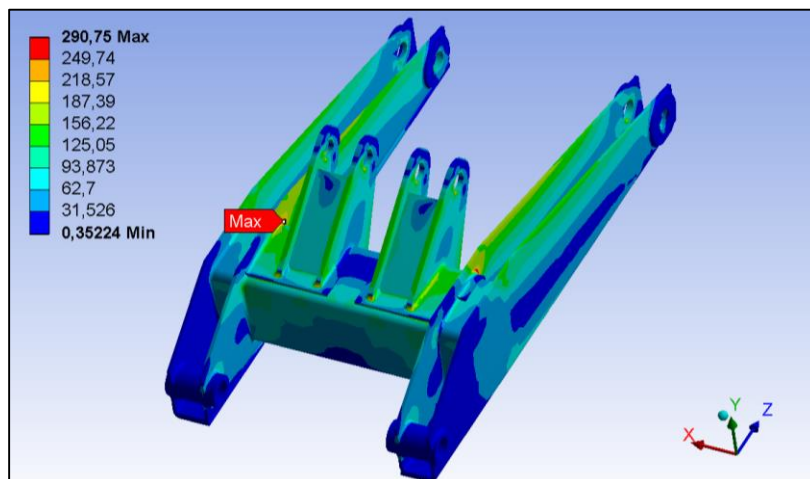


Figura 9.17 – Distribuição de tensão na parte traseira do Modelo 1.2 – III

No detalhe visto na Figura 9.18, observa-se que a região com tensões acima de 250 MPa (nas cores laranja e vermelha) é menor do que a área encontrada no projeto atual.

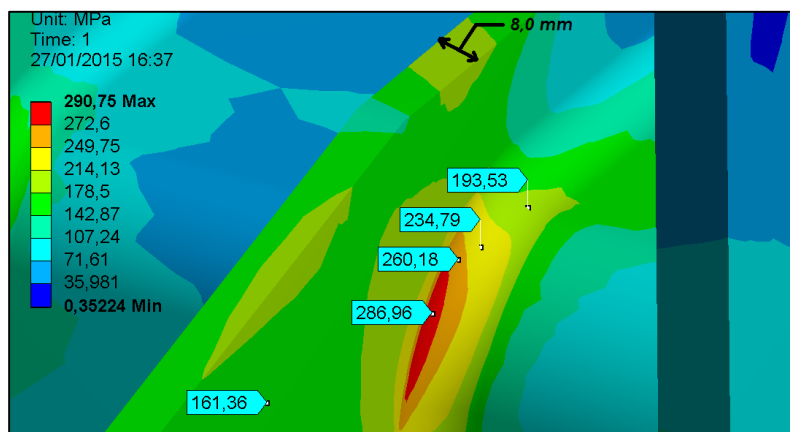


Figura 9.18 – Detalhe da distribuição de tensão em uma região crítica do Modelo 1.2 – III

Os deslocamentos ocorridos em função das deformações elásticas do modelo 1.2 melhorado 2, são demonstradas na Figura 9.19, onde o deslocamento máximo chegou a 1,95 mm nas extremidades dos mancais de acionamento do pistão.

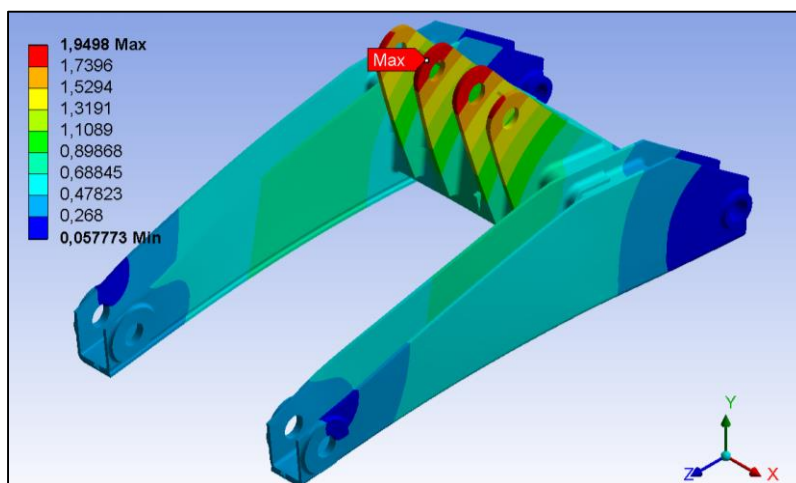


Figura 9.19 – Deslocamentos do Modelo 1.2 – III

9.2.3. Base do Sistema - Simulações Realizadas com Modelo 1.3

O Modelo 1.3 é a configuração obtida limitando o comprimento **CEh** em 800 mm. A força **F1** calculada para este modelo (5 m de comprimento e balanço traseiro de 600 mm) é de 244 918 N e as demais condições de contorno foram mantidas. Um modelo inicial chamado Modelo 1.3 – I foi criado a partir do projeto atual sem alteração de espessuras e o seu peso é de 150,75kg (redução de 19,9% em relação ao projeto atual). O Modelo 1.3 – I foi simulado pelo método dos elementos finitos no programa ANSYS e os resultados da distribuição de tensão obtidos estão mostrados na Figura 9.20.

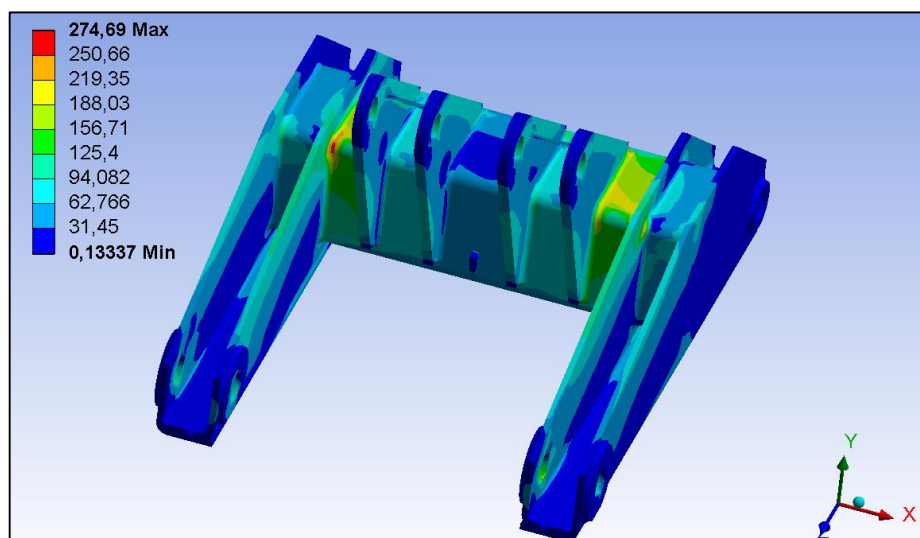


Figura 9.20 – Distribuição de tensão para o Modelo 1.3 – I

A tensão equivalente máxima obtida foi de 274,69 MPa no encontro da travessa dos braços que sustentam os mancais **C** com a travessa que sustenta os mancais **B**. Este resultado representa uma redução de 20,8% em relação à tensão máxima calculada no modelo atual, para a carga correspondente a um balanço traseiro da caçamba de 600 mm. Obviamente que este resultado se deve principalmente à redução da força **F1** que ocorre por causa da mudança da geometria do mecanismo.

A Figura 9.21 apresenta a distribuição de tensão na parte traseira da peça. Novamente, as regiões com tensões acima de 250 MPa (regiões em vermelho) se concentram em pequenas regiões onde estarão localizadas as soldas.

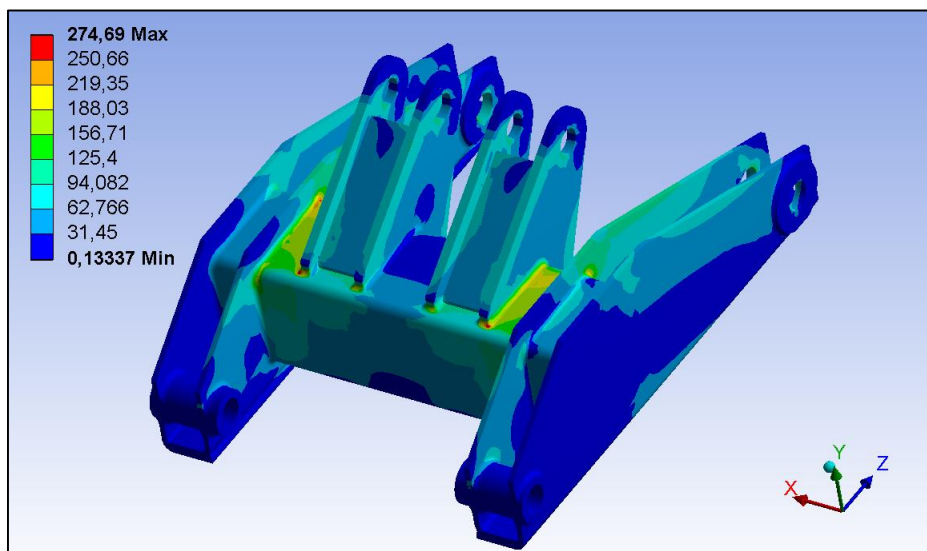


Figura 9.21 – Distribuição de tensão na parte traseira do Modelo 1.3 – I

Apesar do modelo já ter apresentado um nível de tensão dentro do aceitável (menores que o projeto atual), observou-se que boa parte da peça apresenta níveis de tensão abaixo de 94 MPa (regiões em azul claro e azul escuro). Isto demonstra que a peça pode estar com mais material do que realmente precisa. Por este motivo foi criado, a partir deste modelo, um modelo melhorado, com espessuras reduzidas em toda a peça e com acréscimo de reforços nas regiões que apresentam as maiores tensões. Esta reformulação foi chamada de Modelo 1.3 – II. Tendo em vista o que foi obtido para o Modelo 1.2, este melhoramento seguiu o mesmo tipo de reforço localizado sob os mancais e no encontro da travessa com os braços. Com as mudanças, o peso da peça caiu para 132,56 kg, o que representa uma redução de 12,1% em relação ao Modelo 1.3 – I e de 29,6 % de redução em relação ao projeto atual.

O novo modelo foi simulado e o resultado da distribuição de tensão é mostrado na Figura 9.22. A tensão equivalente máxima obtida nesta simulação foi de apenas 235,8 MPa, no entanto o local onde surgiu o maior índice de tensão foi em um dos mancais da extremidade do braço (mancal **C**) conforme é visto na indicação “Max” na Figura 9.22. Como a região onde

a tensão alta surgiu foi diferente das áreas de tensões altas encontradas no projeto atual, a peça deverá ser modificada para que isto não aconteça. Já as tensões nas uniões dos braços com a travessa também apresentaram tensões próximas à tensão máxima. Apesar disso, este acréscimo de tensão não representa nenhum risco para a estrutura, já que elas ficaram abaixo de 250 MPa.

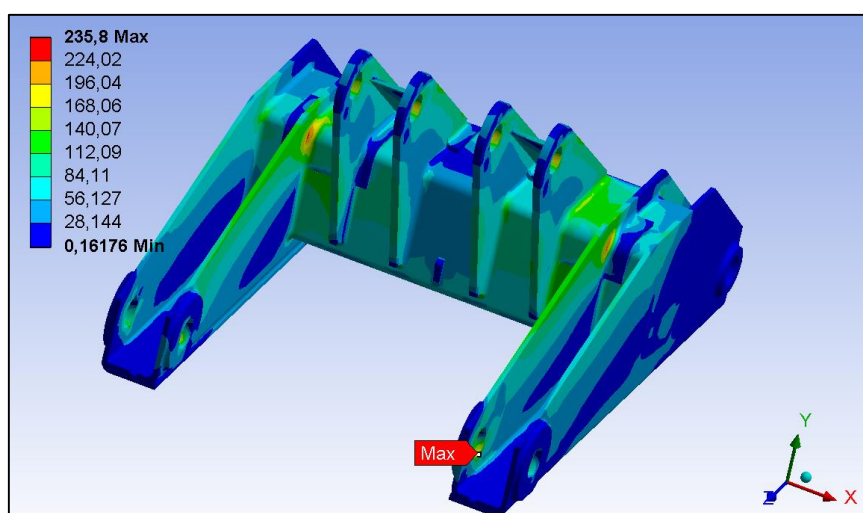


Figura 9.22 – Distribuição de tensão no Modelo 1.3 – II

A Figura 9.23 mostra a distribuição de tensão na parte de trás da peça, onde não foi encontrado nenhum excesso de tensão após as modificações.

A Figura 9.24 mostra em detalhe a distribuição de tensão na região da união do braço com a travessa. É verificado que existe uma área muito pequena com tensões acima de 224 MPa (região em vermelho) e outra um pouco maior com tensões acima de 196 MPa (área em laranja). Isto demonstra que a espessura do reforço aplicado nesta região poderia ser reduzida, mas em uma tentativa de redução, a simulação computacional não chegou a uma convergência de valores e por isso, optou-se em manter a espessura do reforço em 8 mm.

A Figura 9.25 mostra a distribuição de tensão nos mancais em **C**. Nela é observado em maior detalhe o aumento no nível da tensão equivalente desta região. Este aumento é justificado porque na realidade, apesar da força **F1** ter diminuído neste modelo, a força **F2**, que é a resposta imposta pelo braço **CD** à base do sistema indireto, teve acréscimo de quase 17 % em relação ao projeto atual. Mesmo assim, o nível de tensão e o tamanho da região atingida são baixos.

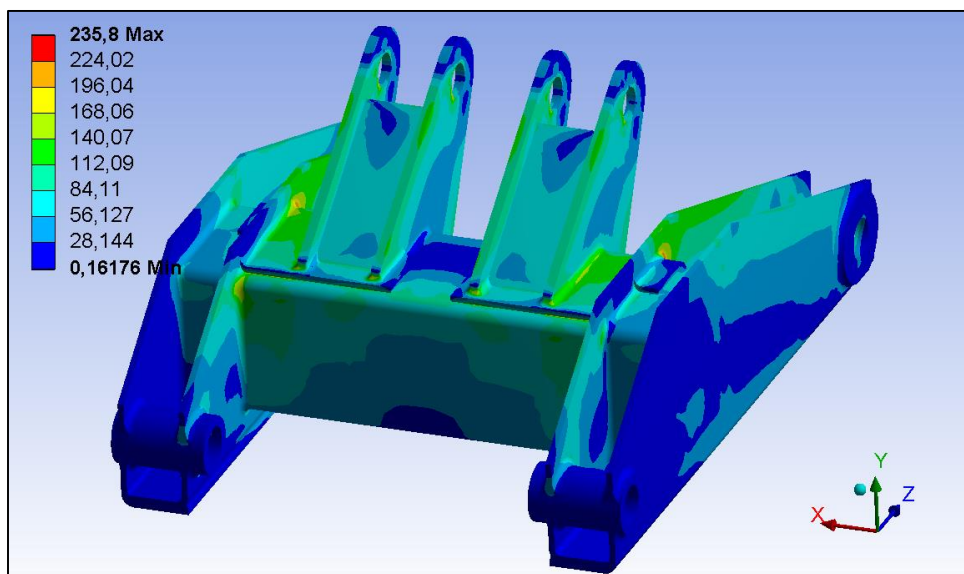


Figura 9.23 – Distribuição de tensão na parte traseira do Modelo 1.3 – II

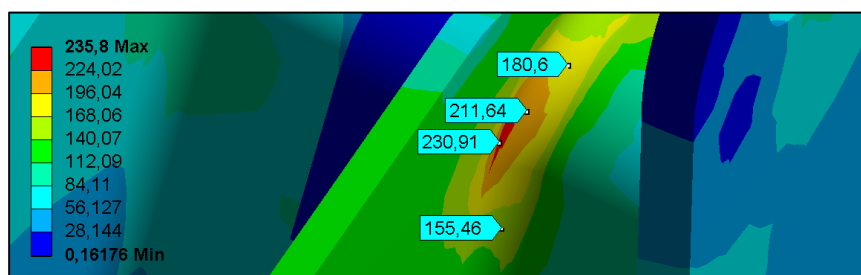


Figura 9.24 – Detalhe da distrib.de tensão na zona crítica do braço para o Modelo 1.3 – II

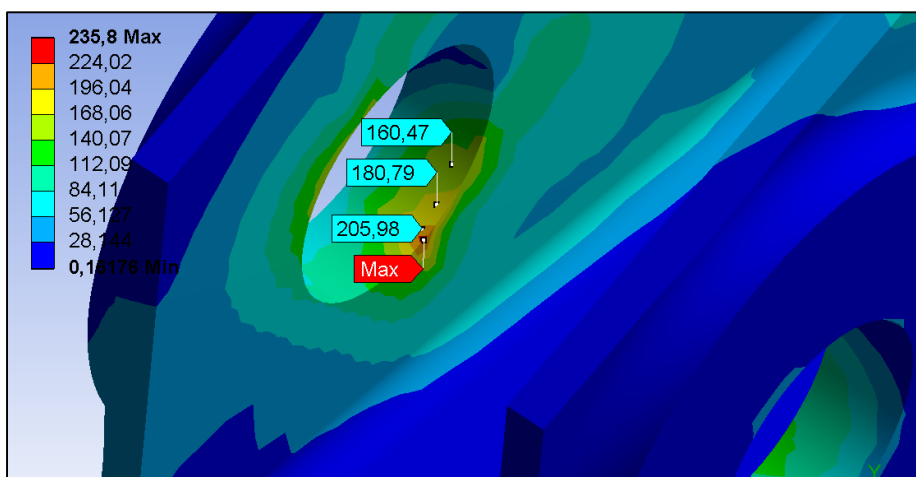


Figura 9.25 – Distribuição de tensão no nos mancais **C** do Modelo 1.3 – II

Os deslocamentos calculados pelo programa chegam a 1,23 mm na extremidade dos mancais do cilindro (mancais **B**), conforme é apresentado a escala dos deslocamentos aumentada em 64 vezes na Figura 9.26. Este resultado não representa um risco ao funcionamento da peça.

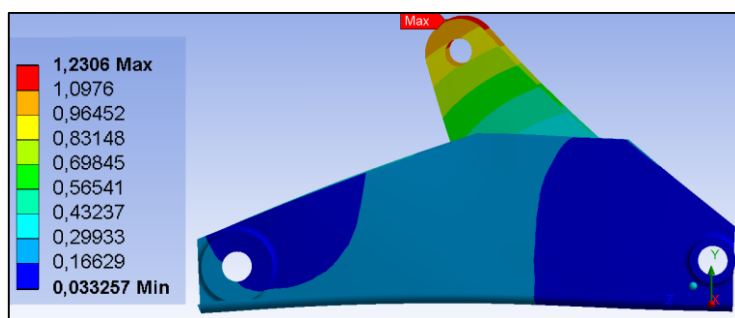


Figura 9.26 – Deslocamentos no Modelo 1.3 – II

9.2.4. Base do Sistema - Simulações Realizadas no Modelo 1.4

O Modelo 1.4 foi concebido a partir de uma restrição menos severa no comprimento **CEh**, estipulado em 900 mm. A criação deste modelo foi necessária porque o Modelo 1.3 reduz consideravelmente a força **F1**, mas aumenta o nível da força **F2**. O aumento em **F2**, como pôde ser constatado, não trouxe maiores implicações à base do sistema indireto. No entanto, as consequências deste aumento nas outras peças que compõe o mecanismo de acionamento, bem como no chassi superior da caçamba, devem ser avaliadas. Por isso, esta segunda alternativa de redução de dimensões será simulada para que seja analisada a sua viabilidade.

O Modelo 1.4 – I foi criado a partir do projeto atual, com alterações apenas nas distâncias entre os mancais, mas sem alterar espessuras ou acrescentar reforços. Este processo resultou em um modelo com 159,91 kg (15,1 % a menos peso que projeto atual).

A Figura 9.27 mostra o resultado da distribuição de tensão na simulação deste modelo, onde foram mantidas as mesmas condições de carregamento, com aplicação de **F1** = 265 565 N.

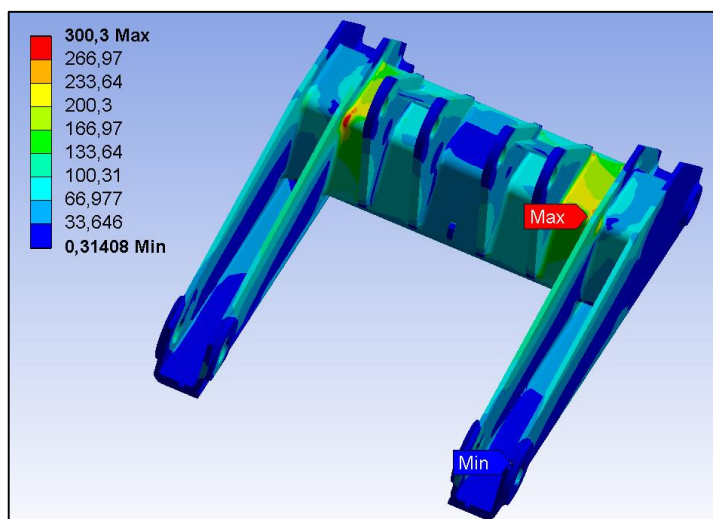


Figura 9.27 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 1.4 – I

A tensão máxima calculada para o Modelo 1.4 – I foi de 300,3 MPa, localizada na união da travessa com o braço que sustenta os mancais **C** (indicação “Max” na Figura 9.27). Este valor ficou abaixo da tensão que foi calculada para o modelo atual, no entanto, seguindo o que foi feito nos modelos anteriores, foi idealizado um segundo modelo com redução de espessuras e acréscimo de reforços nas regiões que apresentaram as tensões mais altas.

Este novo modelo foi denominado Modelo 1.4 – II e apresentou um peso de 141,11 kg. Isto representa 11,8 % de redução de peso em relação ao Modelo 1.4 – I e 25 % de redução em relação ao peso da peça no projeto atual. Seguindo as mesmas condições de contorno e carregamentos da versão anterior, o resultado da distribuição de tensão na simulação computacional é apresentado na Figura 9.28. A tensão equivalente máxima calculada neste modelo foi de 261,54 MPa. As áreas onde a tensão equivalente ultrapassou o limite de escoamento do material, também ocorreram em pequenas áreas localizadas em regiões de aplicação de solda (veja detalhe ampliado na Figura 9.29), o que não representa risco ao projeto, conforme já foi explicado anteriormente.

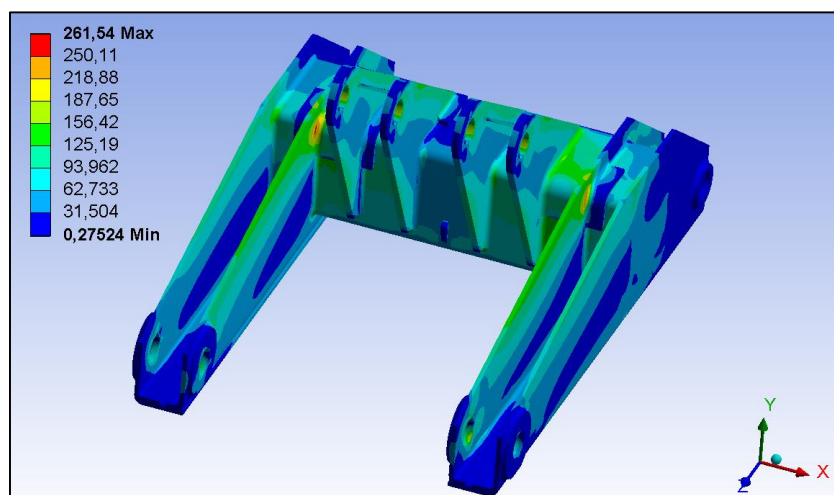


Figura 9.28 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 1.4 – II

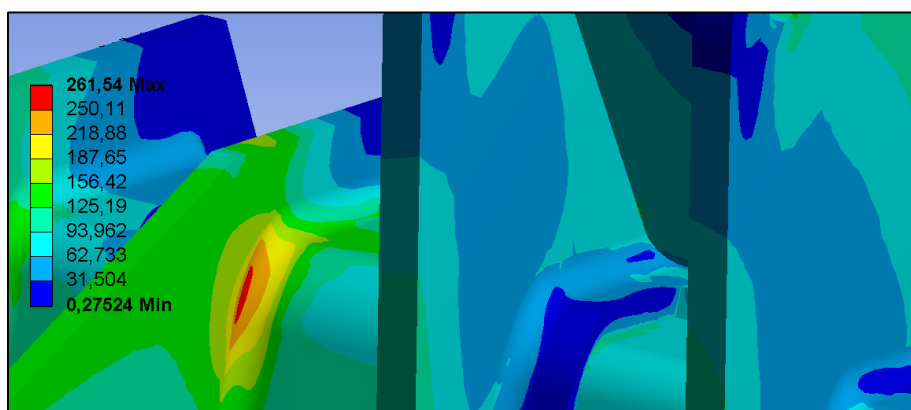


Figura 9.29 – Detalhe da distrib. da tensão equivalente na região crítica do Modelo 1.4 – II

Com as simulações realizadas até aqui demonstrou-se que é possível criar um projeto de sistema indireto com uma redução de até 30% no peso da peça principal. Dentre os modelos estudados, todos eles apresentam alguma vantagem em relação ao projeto original. Cabe agora realizar um estudo da influência das forças sobre os chassis do implemento para decidir qual das três opções apresentadas será mais vantajosa, tanto do ponto de vista funcional, como do ponto de vista econômico.

9.2.5. Base do Sistema - Simulações Realizadas para o Modelo 3.1

Conforme já foi explanado anteriormente, os veículos dotados do segundo eixo direcional (caminhões com 4 eixos) devem ser implementados com caçambas maiores e com balanço traseiro mais curto. Além disso, estas basculantes devem estar preparadas para transportar e descarregar cargas maiores do que as apresentadas até o momento. Através destas condições, foi determinado através do algoritmo uma geometria para o sistema indireto que possui a distância **CEh** fixada em 1 441 mm de comprimento. Sendo assim, partindo do projeto atual, foi criado o Modelo 3.1 – I com as alterações apenas nas distâncias entre os mancais.

As condições de contorno foram mantidas e a força **F1** foi fixada em 603 786 N (força calculada para carga de 23,5 ton, em basculante com 7 000 mm de comprimento e 700 mm de balanço traseiro). O modelo foi simulado e os resultados, da distribuição de tensão, são apresentados na Figura 9.30.

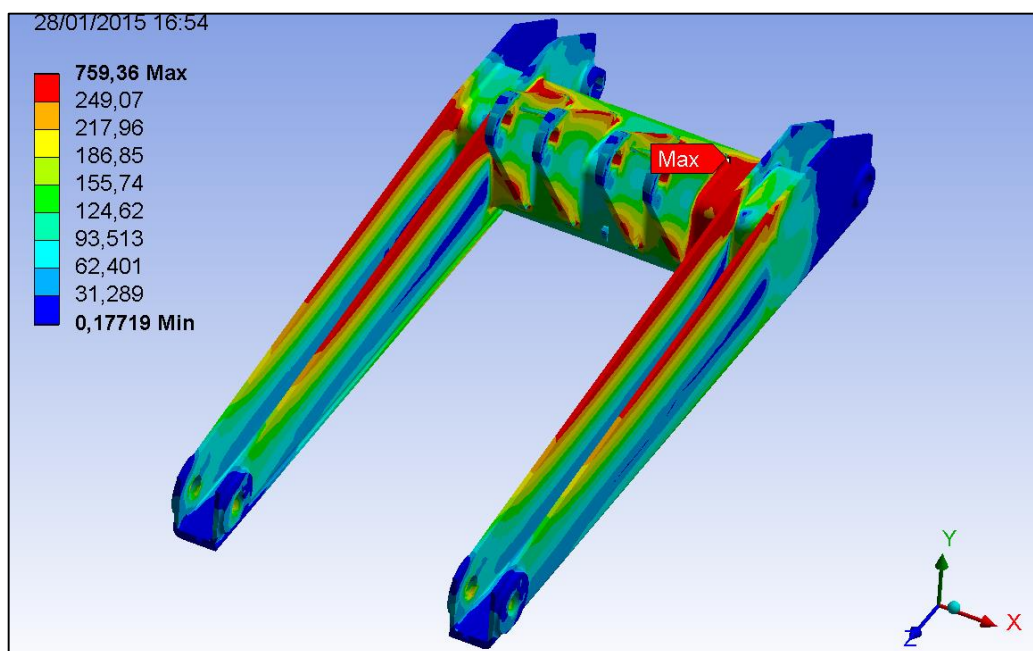


Figura 9.30 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 3.1 – I

Conforme era esperado, as tensões atingidas nesta situação excederam consideravelmente as que foram obtidas na simulação feita para o projeto atual, atingindo 759,36 MPa. As regiões onde a tensão ultrapassa 250 MPa também aumentaram, estendendo-se para regiões que não seguem o padrão do projeto atual, como pode ser observado nas áreas em vermelho na Figura 9.30.

A Figura 9.31 mostra com mais detalhes as tensões acima de 250 MPa (regiões em vermelho) na travessa e proximidades.

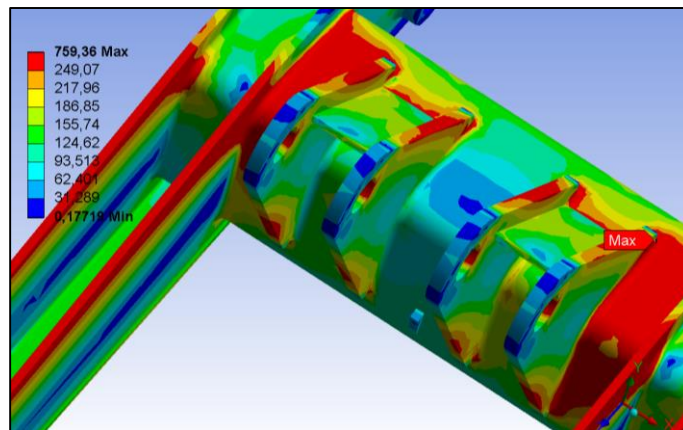


Figura 9.31 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 3.1 – I

Com este resultado, foram observadas as regiões críticas apresentadas na simulação e um segundo modelo (Modelo 3.1 – II) foi criado acrescentando reforços nas referidas regiões, com o intuito de aumentar a resistência da peça. A altura dos braços foi aumentada para melhorar o momento de inércia deste trecho.

Para melhorar a peça, foi acrescentado um reforço na parte superior dos braços (detalhe vermelho, na Figura 9.32) e um reforço em “L” ao longo da parte superior de toda a travessa (detalhe azul) para reforçar a união dos mancais com a travessa. O resultado destas alterações foi uma peça com peso de 262,71 kg. Aumento de 22,4% em relação ao peso do Modelo 3.1 – I que era de 214,66 kg.

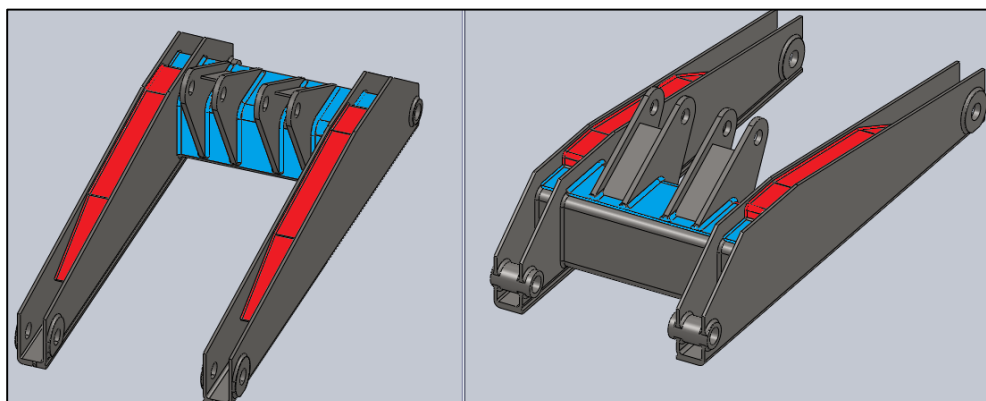


Figura 9.32 – Reforços acrescentados ao Modelo 3.1 – II

Após as mudanças, o Modelo 3.1 – II foi simulado nas mesmas condições do Modelo 3.1 – I e o resultado desta simulação é mostrado na Figura 9.33.

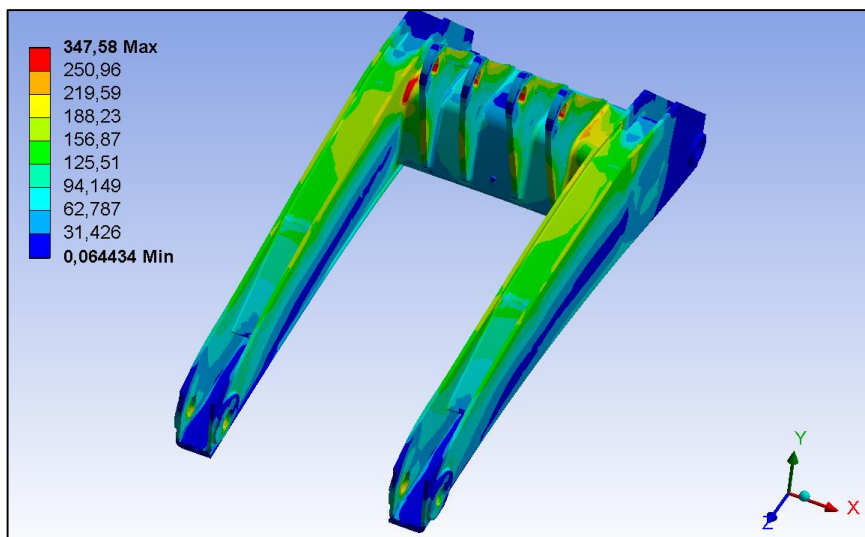


Figura 9.33 – Distribuição da tensão equivalente no Modelo 3.1 – II

O resultado obtido na simulação deste modelo demonstra que os reforços inseridos na peça fizeram as tensões baixarem a patamares mais próximos do ideal e fizeram com que as áreas solicitadas por tensões acima de 250 MPa fossem reduzidas. Foi observado que, com a adição do reforço entre a travessa e os mancais, o alívio de tensões naquela região foi considerável. Porém, conforme é visto no detalhe apresentado na Figura 9.34, as altas tensões estão ocorrendo também na região dos furos dos mancais onde a força **F1** é aplicada e não somente na união da travessa com os braços.

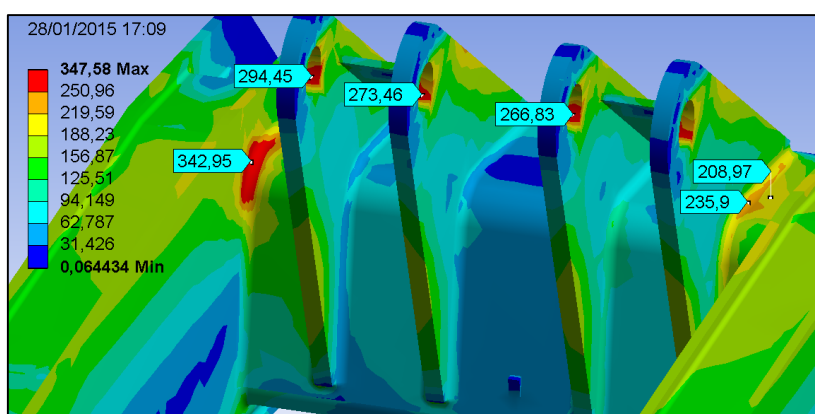


Figura 9.34 – Detalhe da distribuição da tensão nos mancais do Modelo 3.1 – II

Este resultado demonstra que os reforços inseridos nesta peça não foram suficientes para adequá-la ao uso proposto. Por isso, com base neste último resultado, um terceiro modelo foi criado (Modelo 3.1 – III), com a inserção de novos reforços nas regiões críticas, a fim de diminuir ainda mais as tensões sobre a peça, mas a espessura da travessa foi

diminuída de 12,5 mm para 9,5 mm. Com isso, o peso do novo modelo teve uma pequena redução, passando para 262,60 kg, apesar do acréscimo de reforços.

Após as alterações, o modelo criado foi simulado no ANSYS sem alterações nas condições de contorno e carregamentos e o resultado, para o cálculo das tensões equivalentes, podem ser vistos na Figura 9.35.

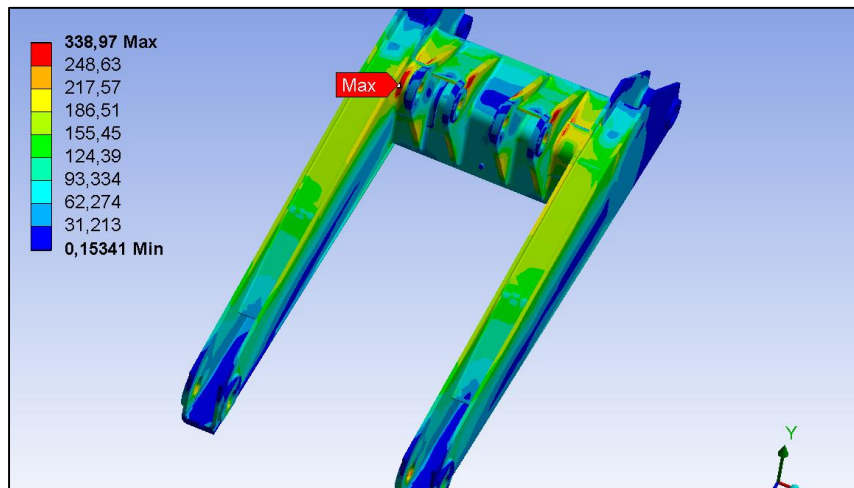


Figura 9.35 – Distribuição da tensão nos mancais do Modelo 3.1 – III

A Figura 9.36 mostra em detalhe as tensões na região dos mancais. Observa-se que ainda existem tensões acima do ideal logo abaixo do furo dos mancais e nas proximidades do reforço acrescentado na união da travessa com os braços.

A Figura 9.37 mostra que na parte traseira peça, onde as tensões não atingem patamares que possam trazer risco à peça.

Os deslocamentos nas proximidades dos furos dos mancais, conforme visto na Figura 9.38 (deslocamento ampliado de 43 vezes) estão ocorrendo além do plano YZ, indo também para o plano XY, o que é compatível com a alta tensão que ocorre na parte superior traseira dos mancais.

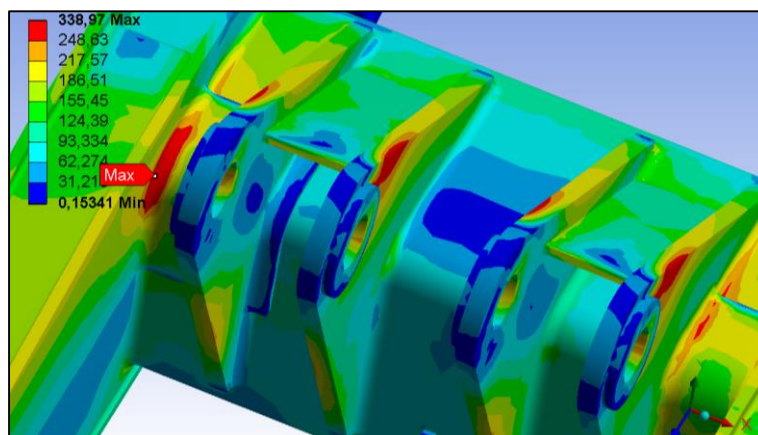


Figura 9.36 – Detalhe ampliado da distribuição da tensão nos mancais do Modelo 3.1 – III

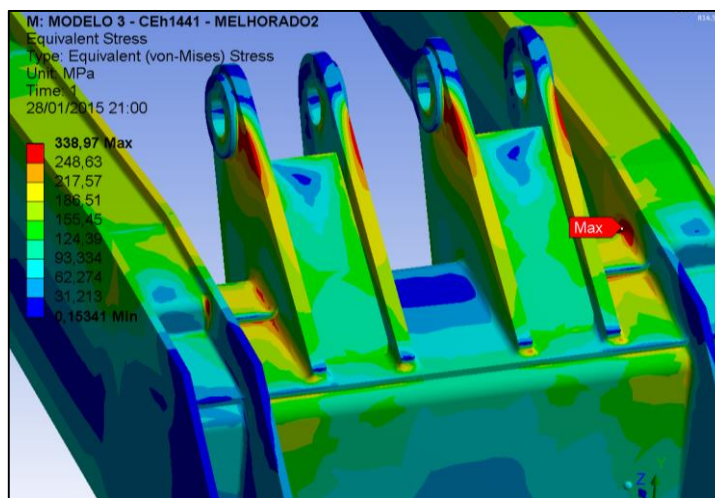


Figura 9.37 – Distribuição da tensão na parte traseira do Modelo 3.1 – III

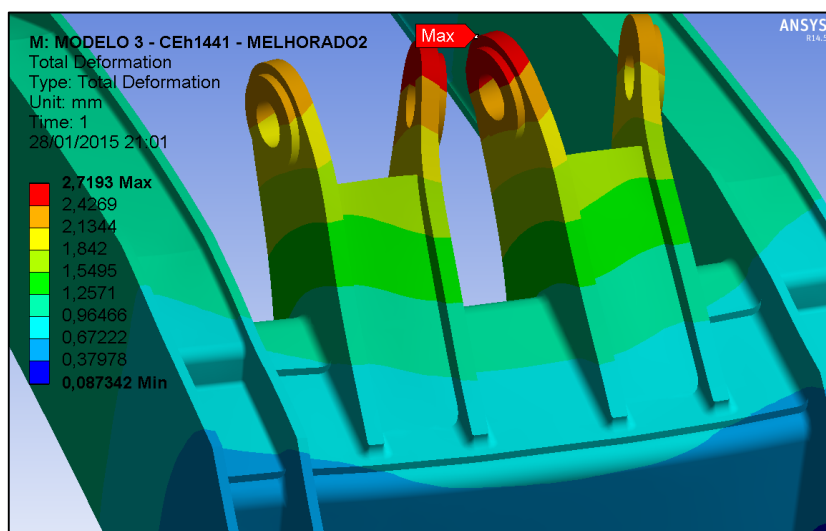


Figura 9.38 – Deslocamentos no Modelo 3.1 – III

A Figura 9.39 mostra o aumento de tensão ocorrido nos mancais onde são acoplados os braços **CD**, demonstrando a necessidade de melhorar a resistência desta região.

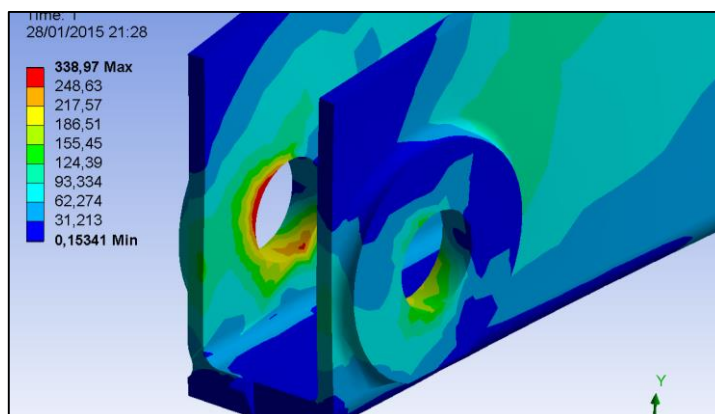


Figura 9.39 – Distribuição de tensão no mancal **C**.

Observando estes resultados, foi elaborado o Modelo 3.1 – IV (Figura 9.40), onde os reforços ao redor dos furos dos mancais foram estendidos até o meio da peça (indicação nº 1). O reforço nos braços foi recuado para trás, estendendo-se por mais 40 mm sobre a travessa (indicação nº 2), mas teve a sua espessura reduzida de 6,3 mm para 4,75 mm. Os mancais em **C** foram alterados, e ao invés de arruelas de reforço externas, foram acrescentadas buchas que atravessam as duas paredes dos braços (indicação nº 3). As alterações resultaram em um modelo com 259,53 kg.

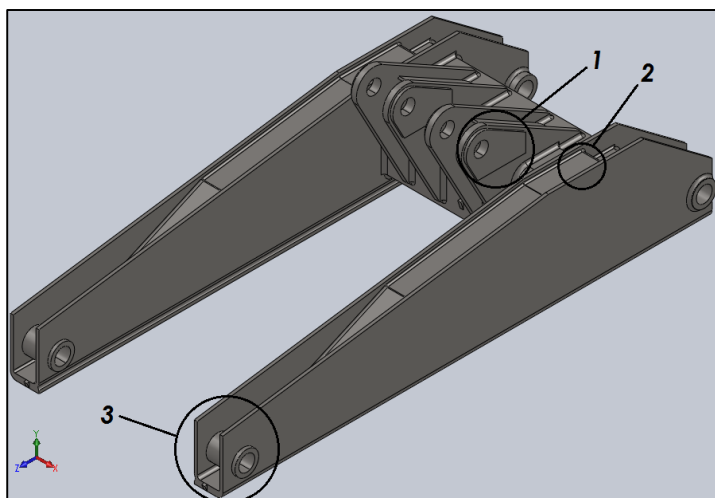


Figura 9.40 – Alterações para melhorar a resistência do Modelo 3.1 – IV.

O Modelo 3.1 – IV foi submetido à simulação seguindo as mesmas condições de contorno e carregamentos e o resultado obtido é apresentado na Figura 9.41.

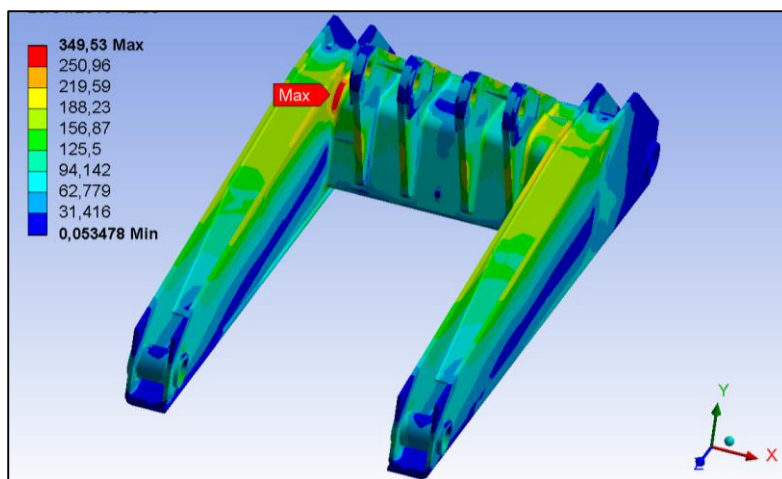


Figura 9.41 – Distribuição de tensão no Modelo 3.1 – IV

A tensão máxima obtida nesta análise foi de 349,53 MPa na mesma região crítica dos modelos anteriores, no entanto, como pode ser melhor visualizado na Figura 9.42, os reforços adicionados aos mancais foram suficientes para reduzir as tensões nesta região.

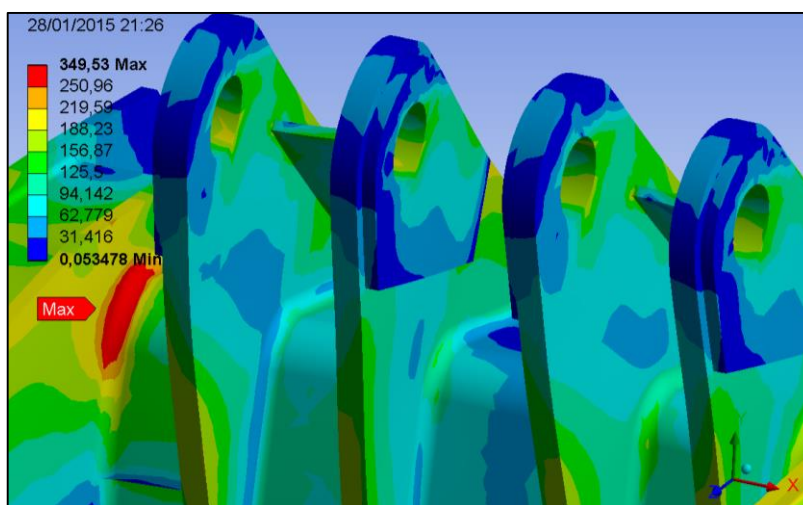


Figura 9.42 – Distribuição de tensão ampliada no Modelo 3.1 – IV

Outro resultado satisfatório ocorreu na alteração realizada para o mancal **C**. A Figura 9.43 mostra que a substituição das arruelas por buchas foi suficiente para diminuir a tensão neste local. Nesta figura também é observado que há uma região de baixa solicitação acima do mancal (área triangular em azul escuro) que poderia ser removida em um novo modelo.

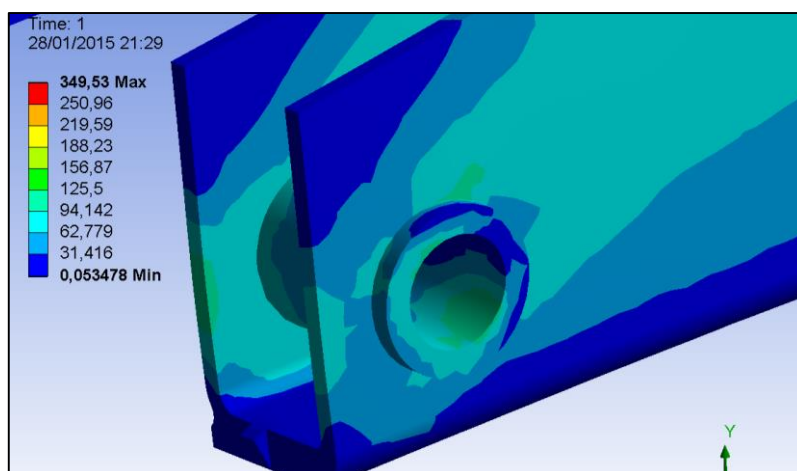


Figura 9.43 – Distribuição de tensão na região do mancal **C** do Modelo 3.1 – IV

As últimas alterações na peça resolveram parcialmente o problema das tensões superiores a 250 MPa, mas ainda restou uma região onde a tensão equivalente ficou acima do que pode ser admitido neste projeto. Sendo assim, um quarto modelo melhorado foi criado com mais um acréscimo de reforço na região crítica (Modelo 3.1 – V). Foi acrescentado um reforço vertical na região da união dos braços com a travessa (detalhe vermelho na Figura 9.44). Outra modificação realizada foi a remoção da área não solicitada acima do mancal **C**. Desta maneira, o peso final do modelo ficou em 260,45 kg. Estas mudanças e o resultado da simulação por elementos finitos é apresentada na Figura 9.45.

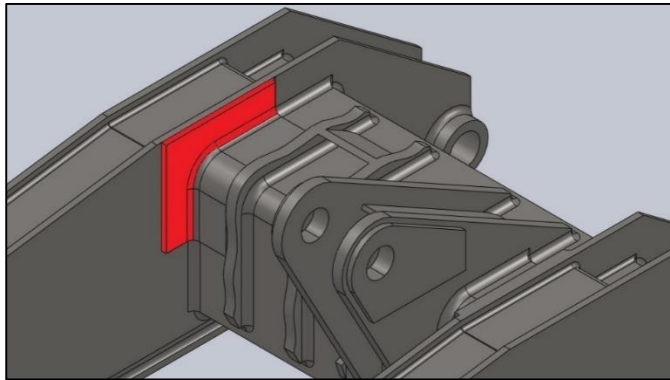


Figura 9.44 – Reforço vertical inserido no Modelo 3.1 – V

Nos resultados, observa-se que as tensões máximas neste modelo foram reduzidas para 290 MPa. As áreas onde estas tensões ocorreram estão localizadas nos mesmos cordões de solda do projeto de referência. A distribuição de tensão pode ser vista na Figura 9.46.

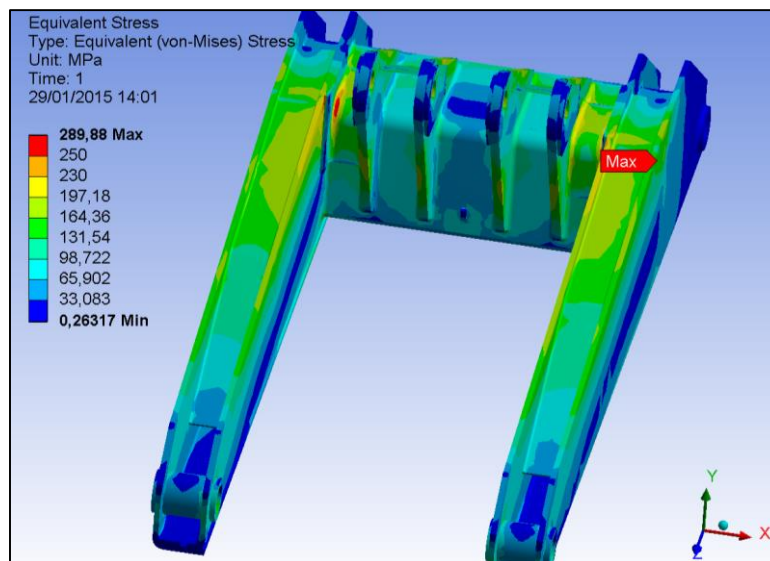


Figura 9.45 – Distribuição de tensão no Modelo 3.1 – V

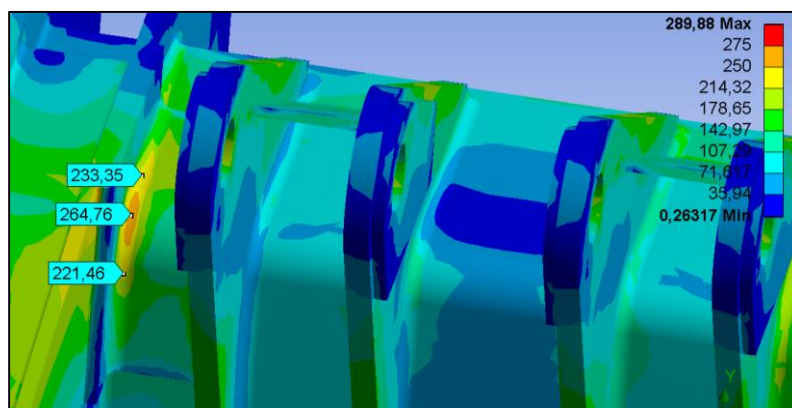


Figura 9.46 – Detalhe da distribuição de tensão no Modelo 3.1 – V

No entanto, a área onde está ocorrendo a tensão máxima (289,88 MPa) ficou oculta por se encontrar dentro da peça. Neste caso foi feita uma análise onde foram destacadas as “isosuperfícies” (superfícies de mesma tensão) e comparada ao modelo no SolidWorks para identificar a área onde a tensão máxima ocorreu. Esta análise pode ser visualizada na Figura 9.47, que mostra que a área com alta tensão se trata de uma pequena região na parte interna do braço, em uma região de solda. Na figura, o quadro 1 apresenta a distribuição externa com a indicação da tensão máxima (Max); o quadro 2 mostra as “isosuperfícies” com tensões acima de 250 MPa; e o quadro 3 mostra o modelo em corte para demonstrar a localização da área com a tensão máxima (indicada pela seta).

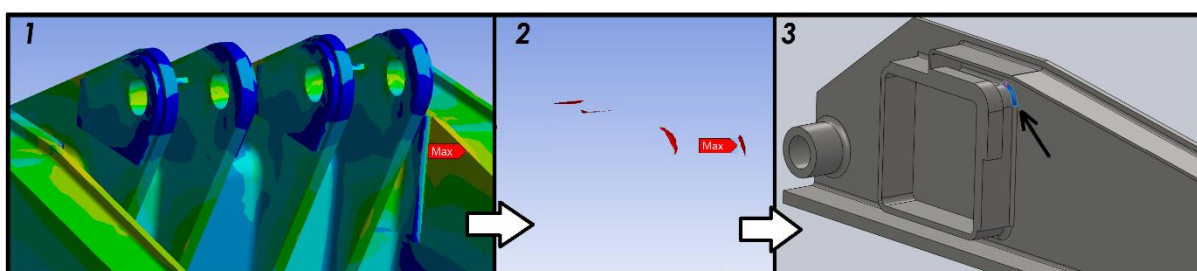


Figura 9.47 – Identificação da região de tensão máxima

A Figura 9.48 mostra que o recorte realizado na proximidade do mancal foi efetivo para eliminar material desnecessário da peça.

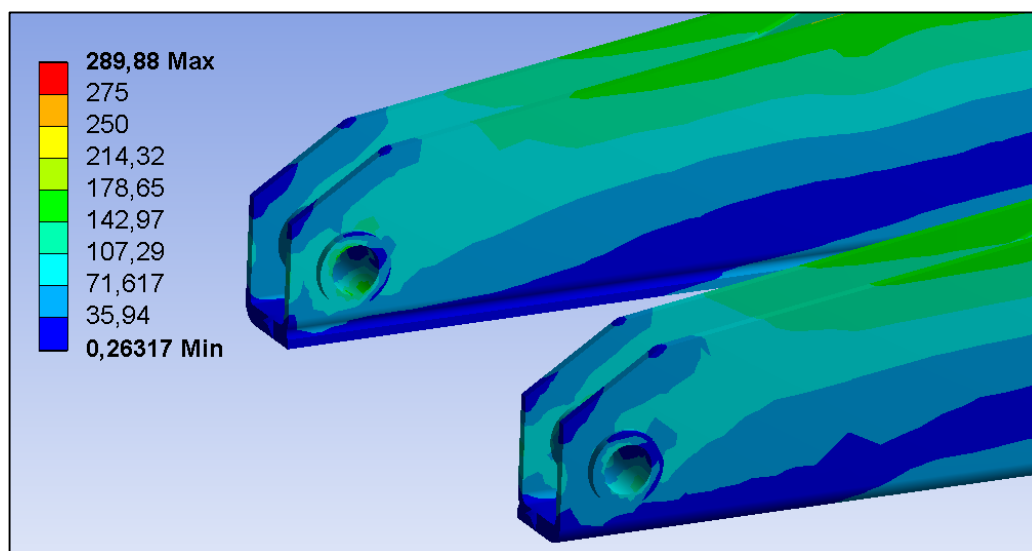


Figura 9.48 – Distribuição de tensão na região do mancal C no Modelo 3.1 – V

O resultado do cálculo dos deslocamentos que ocorreram na peça devido as deformações elásticas é mostrado na Figura 9.49. Os deslocamentos máximos ocorreram na extremidade dos mancais e foram de 2,43 mm.

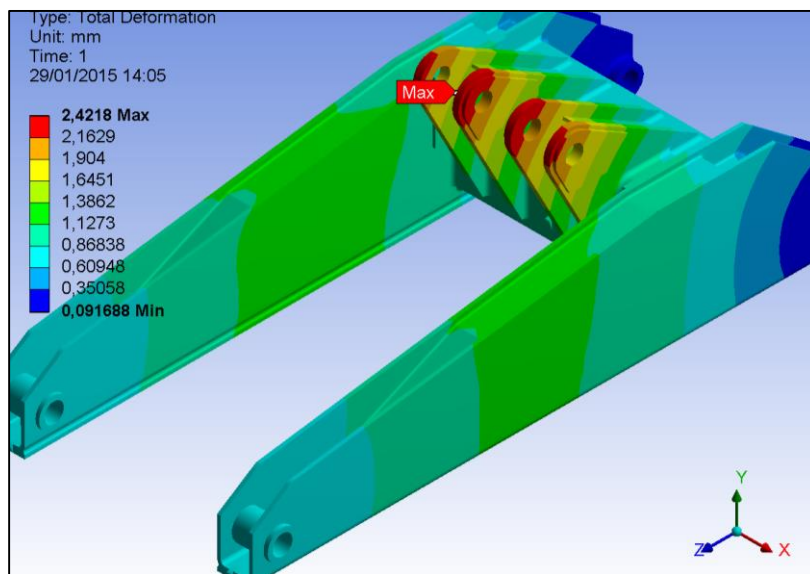


Figura 9.49 – Deslocamentos do Modelo 3.1 – V

Desta forma, foi estabelecido a base do sistema indireto que atende aos requisitos de um projeto para caçambas basculantes de 7 m instaladas em caminhões de 4 eixos, o qual também poderá ser utilizado nas caçambas de 9 m instaladas em caminhões 3 eixos.

9.2.6. Travessa superior - Simulações Realizadas com Base no Projeto Atual

Tendo definido a geometria, condições de contorno e carregamentos, o modelo da travessa superior que representa o projeto atual foi simulado pelo software ANSYS com a força $F_2 = 301\,437\text{ N}$ e a distribuição de tensão equivalente pode ser visualizada na Figura 9.50, que inclui o valor das tensões e a indicação do ponto de tensão máxima.

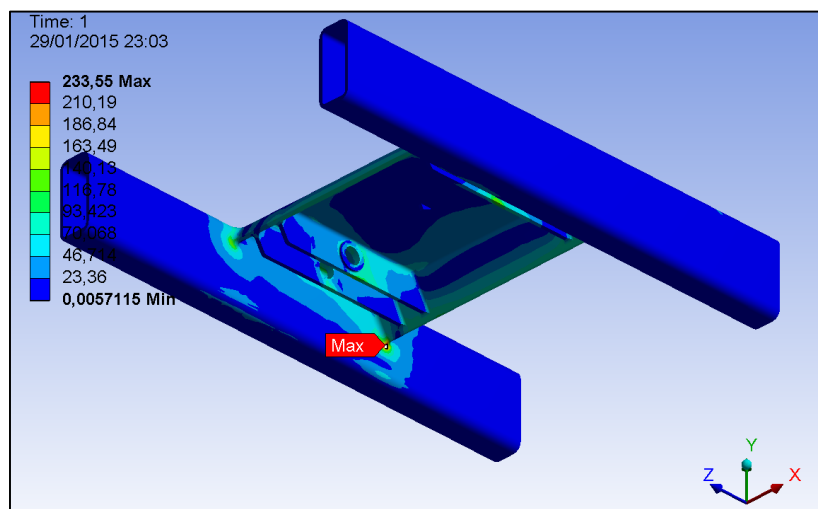


Figura 9.50 – Distribuição de tensão na travessa do projeto atual

A Figura 9.51 mostra em detalhe as tensões mais altas obtidas na peça. A região em vermelho se encontra no final da união da travessa com as longarinas, feita através de solda. A tensão máxima calculada neste ponto foi de 233,35 MPa.

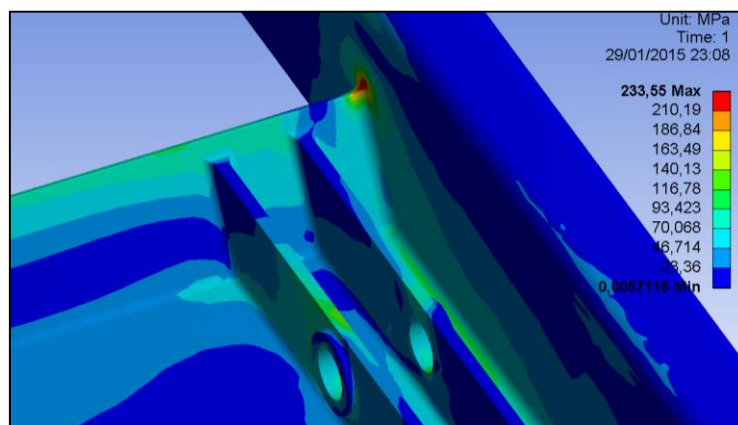


Figura 9.51 – Detalhe da distribuição de tensão na região dos mancais na travessa do projeto atual

Observa-se nestes resultados que em geral, a travessa superior do projeto atual está com dimensionamento acima do necessário em boa parte da peça, mas há um ponto, localizado no final da união da travessa com a longarina (região em vermelho na Figura 9.51), que deve ser tratado com atenção para que a peça não entre em colapso. Observa-se que o nível de tensão nesta peça é mais baixo que a tensão calculada na simulação realizada para a base do sistema indireto. No entanto, o nível de tensão obtido na base do sistema indireto não poderá ser admitido nesta travessa, por se tratarem de peças diferentes sujeitas a diferentes carregamentos. Como o modelo atual de travessa não apresenta falhas, ele será tomado como parâmetro de comparação para a simulação dos novos modelos.

Os deslocamentos causados pela deformação elástica são apresentados na Figura 9.52. O deslocamento máximo foi de apenas 0,61 mm e está concentrado no centro da travessa. Este deslocamento é desprezível se comparado às dimensões totais da peça.

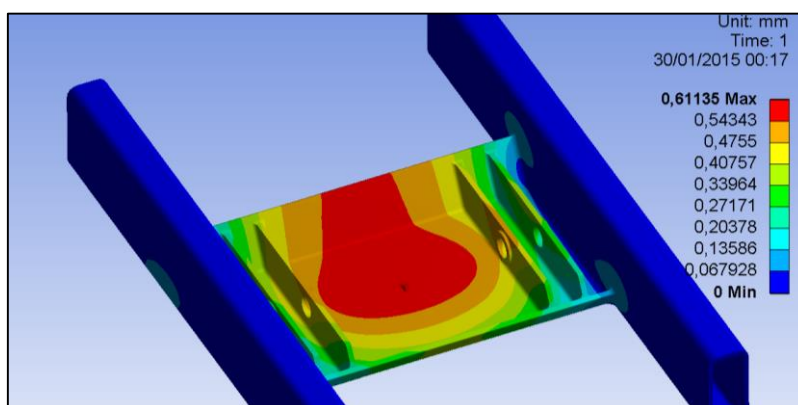


Figura 9.52 – Deslocamentos causados por deformação elástica no projeto atual

Para efeito de comparação, uma nova simulação foi realizada com o valor da força **F2** correspondente a um carregamento de 17,8 ton (aproximadamente 178 kN) na caçamba de 5 000 mm de comprimento e balanço traseiro de apenas 600 mm (conforme feito no estudo da base do sistema indireto). Esta força **F2** aplicada foi de 327 274 N e o resultado da simulação é apresentado na Figura 9.53. A figura dá destaque à região com a ocorrência da tensão máxima (região em vermelho), que chegou a 253,57 MPa.

Este resultado demonstra que se o balanço traseiro for reduzido, as tensões sobre a travessa superior do sistema indireto podem atingir níveis mais altos, o que pode trazer riscos de quebra para a peça.

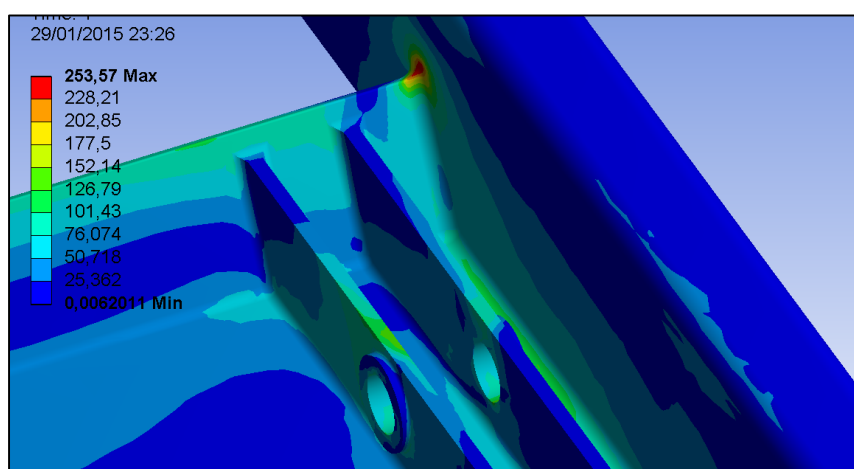


Figura 9.53 – Distribuição de tensão na travessa do projeto atual com carga maior

9.2.7. Travessa superior - Simulações Realizadas para o Modelo 1.2

O Modelo 1.2 é o sistema indireto definido para uma dimensão **CEh** limitada em 1 150 mm. No caso da travessa superior, não existem alterações específicas nas dimensões da peça como ocorria na base do sistema indireto. A diferença está no posicionamento da travessa ao longo do chassi e no valor e direcionamento da força **F2**. Sendo assim, o primeiro passo é verificar se a travessa superior definida atualmente suporta a nova carga de **F2**. Apesar do novo valor **F2** ser 11,25 % mais baixo (ver Tabela 9.4), a direção da força não é a mesma, pois as dimensões que a definem mudam. Por isso uma verificação de resistência é necessária. Além disso, a peça atual pode estar superdimensionada para receber a carga e neste caso, mudanças podem ser propostas.

Sendo assim, uma simulação foi realizada com **F2** = 290 461 N no mesmo modelo de travessa usado para a análise do projeto atual, apenas com a alteração no ressalto que dá a direção de aplicação da força. Este modelo foi denominado Travessa 1.2 – I e a distribuição de tensão calculada nesta simulação é mostrada na Figura 9.54.

A tensão máxima obtida para a Travessa 1.2 – I foi de 236,77 MPa. Mesmo com a intensidade da força **F2** sendo mais baixa, este valor é um pouco maior do que a tensão calculada para as condições de uso do projeto atual, que foi de 233,55 MPa. O motivo, como já foi dito, está na diferença do ângulo de aplicação da força que existe entre os dois modelos. No entanto, esta pequena diferença não representa risco à estrutura. É importante salientar que se a configuração atual do mecanismo for utilizada em uma caçamba com balanço traseiro de 600 mm (condição simulada no Modelo 1.2), a tensão máxima subiria para 253,67 MPa. Por isso, esta proposta de geometria é mais vantajosa do que o projeto atual, pois considera o acréscimo de carga.

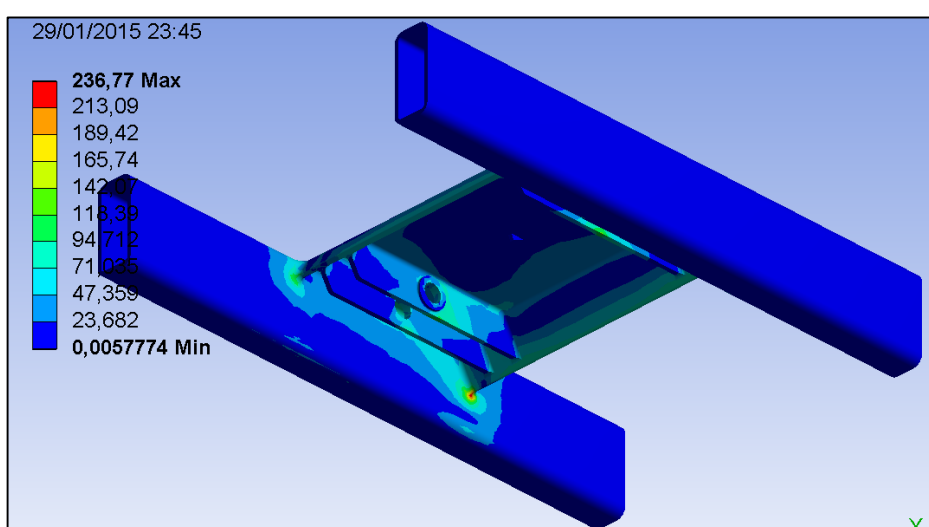


Figura 9.54 – Distribuição de tensão na Travessa 1.2 – I

Em termos de tensão máxima, o resultado da simulação mostra que a peça continuaria atendendo as condições de uso no novo mecanismo proposto. Porém, observando a distribuição de tensão ao longo da peça, observa-se que grande parte dela é pouco solicitada ou não solicitada. Isto é constatado pela grande área que está com tensões abaixo 94 MPa representada pelas cores em azul nas figuras. Significa que, apesar da tensão máxima estar próxima do limite de escoamento do material, a peça apresenta muitas regiões superdimensionadas. Por este motivo, algumas alterações que visam diminuir o peso final da peça foram propostas, a fim de reduzir o custo de fabricação do componente.

A primeira alteração a ser avaliada foi a diminuição da espessura da travessa que sustenta os mancais de 12,5 mm para 9,5 mm e o peso da peça foi reduzido para 59,84 kg (redução de 10,4 %). Este modelo foi chamado de Travessa 1.2 – II e foi simulado nas mesmas condições de fixação aplicação de força que a Travessa 1.2 – I. Os resultados da simulação estão na Figura 9.55.

A tensão ao longo da peça não aumentou muito, mas a tensão máxima subiu para 261,44 MPa, ultrapassando o limite de escoamento do material e a tensão máxima calculada para o projeto atual. O detalhe da região onde a tensão máxima está localizada é mostrado na Figura 9.56, na região em vermelho.

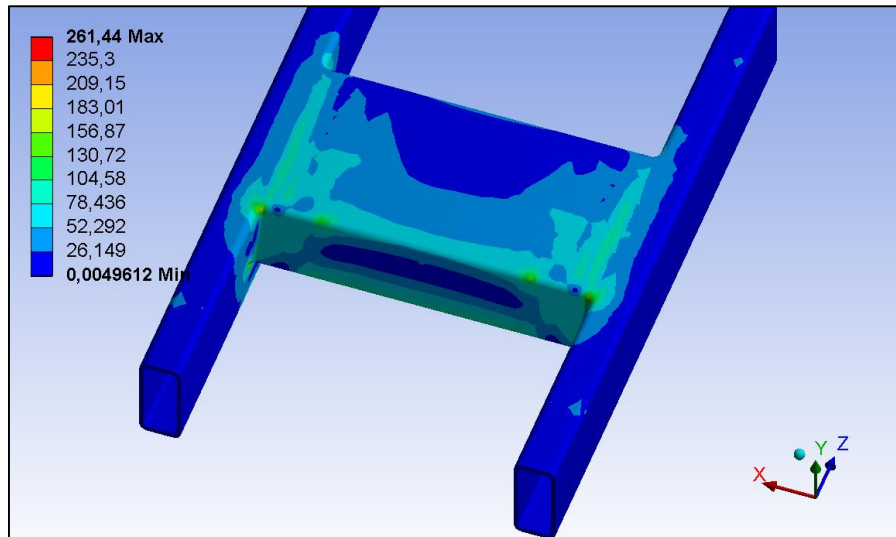


Figura 9.55 – Distribuição de tensão na Travessa 1.2 – II

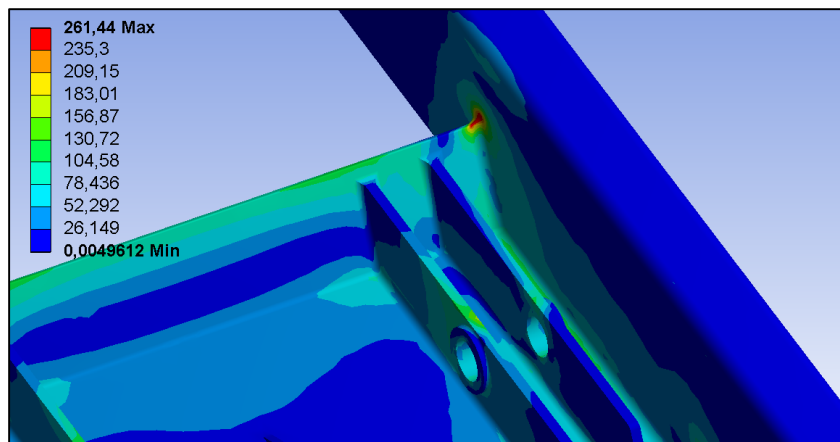


Figura 9.56 – Tensão máxima na Travessa 1.2 – II

Nas simulações realizadas, foi observado que algumas regiões dos mancais estavam sendo pouco solicitadas e por isso foi realizada uma modificação na peça, com o intuito de eliminar o material desnecessário nos mancais. Esta modificação se deu através de dois recortes, a frente e atrás do furo do mancal, pois estas eram regiões de pouca solicitação. Os recortes reduziram o peso da peça para 54,66 kg, aumentando a redução total de peso para 18,2 % em relação ao projeto atual.

O novo modelo (Travessa 1.2 – III) foi simulado e os resultados estão apresentados na Figura 9.57

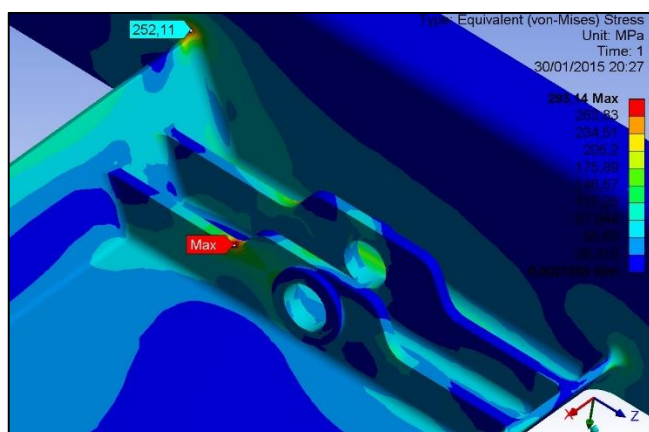


Figura 9.57 – Tensão máxima na Travessa 1.2 – III

O resultado obtido nesta simulação mostrou que os recortes expandiram as solicitações para outras regiões da peça (aumento de regiões de cores claras na Figura 9.57). A retirada de material a frente do furo não prejudicou o projeto, mas o recorte realizado atrás do furo acarretou em aumento de tensão nesta região, fazendo com que ela superasse a região crítica dos outros modelos (indicação “Max” na figura). A tensão máxima estimada neste local foi de 293,14 MPa. Mas a região final da travessa, onde estavam aparecendo as maiores tensões dos modelos anteriores, apresentou a tensão de 252,11 MPa, indicando um pequeno alívio de tensões nesta área.

Tendo em vista o que foi alcançado com estas modificações, um quarto modelo foi proposto (Travessa 1.2 – IV), em que a região da tensão máxima no mancal foi preenchida com material, mas ainda assim com retirada e volume atrás do furo, em um recorte mais arredondado em torno do furo do mancal. Aproveitou-se para reduzir de 425 mm, para 400 mm o comprimento da parte reta da travessa. Com estas modificações, o peso final da peça ficou em 52,93 kg, aumentando o índice de redução de peso para 20,8%. A simulação do modelo foi realizada e o resultado da nova distribuição de tensão é demonstrado na Figura 9.58

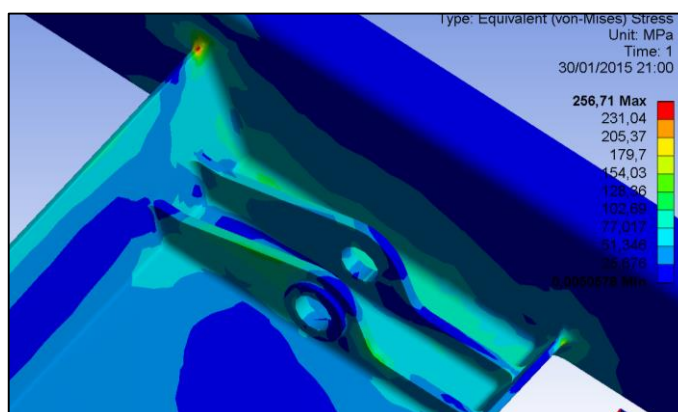


Figura 9.58 – Tensão máxima na Travessa 1.2 – IV

O resultado obtido demonstra que estas modificações eliminaram a alta tensão que surgiu no mancal sem que a tensão máxima na parte inferior da travessa não aumentasse significativamente, ficando em 256,71 MPa. As tensões ao longo da travessa ficaram um pouco mais homogêneas, apesar de continuarem baixas.

Vendo que a região crítica continuou apresentando tensões acima de 250 MPa, uma última modificação foi concebida (Travessa 1.2 – V). Acrescentou-se uma aba horizontal na parte de traz da travessa, com o intuito de mudar o fluxo de tensão nesta região. Por causa da modificação, o peso da peça aumentou para 54,68 kg, e assim a redução total obtida é de 18,1%. O modelo foi analisado pelo ANSYS e os resultados estão demonstrados na Figura 9.59.

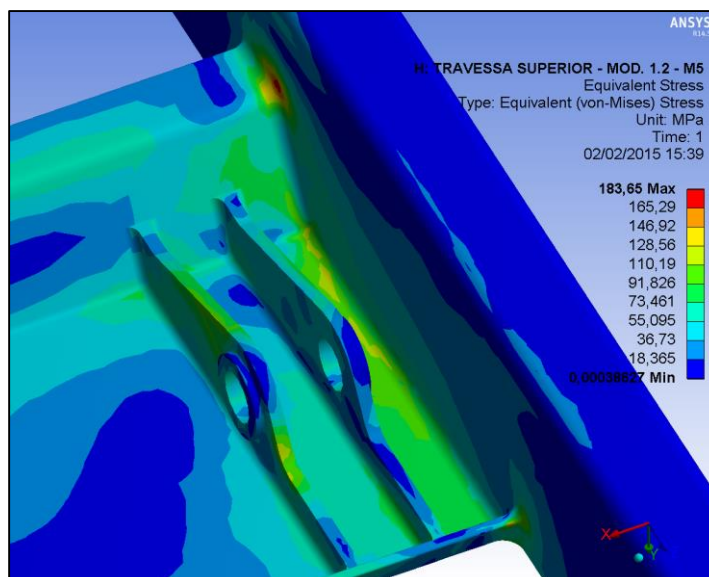


Figura 9.59 – Tensões máximas na Travessa 1.2 – V

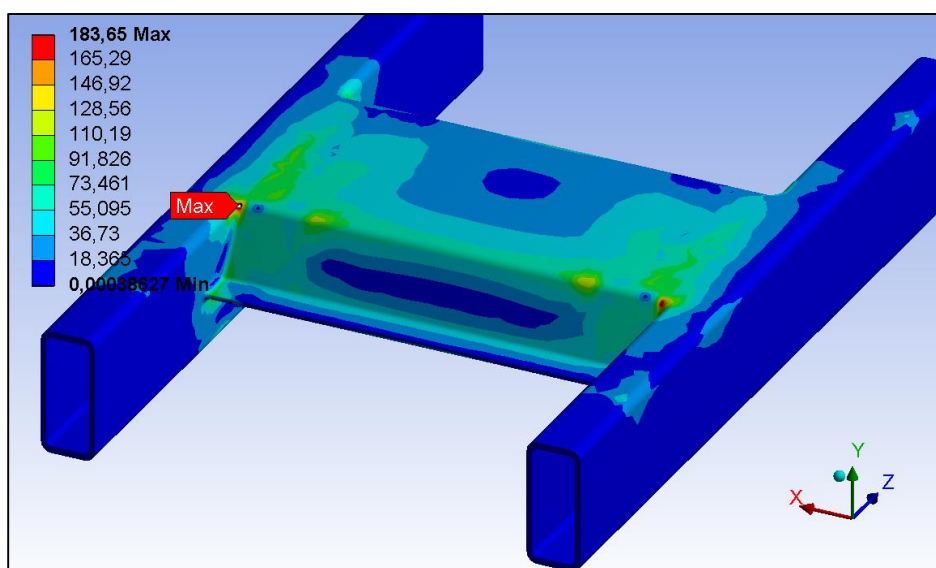


Figura 9.60 – Distribuição de tensão acima da Travessa 1.2 – V

A Figura 9.61 mostra os deslocamentos calculados na simulação. Observa-se que os deslocamentos calculados são desprezíveis quando comparados com as dimensões totais da peça.

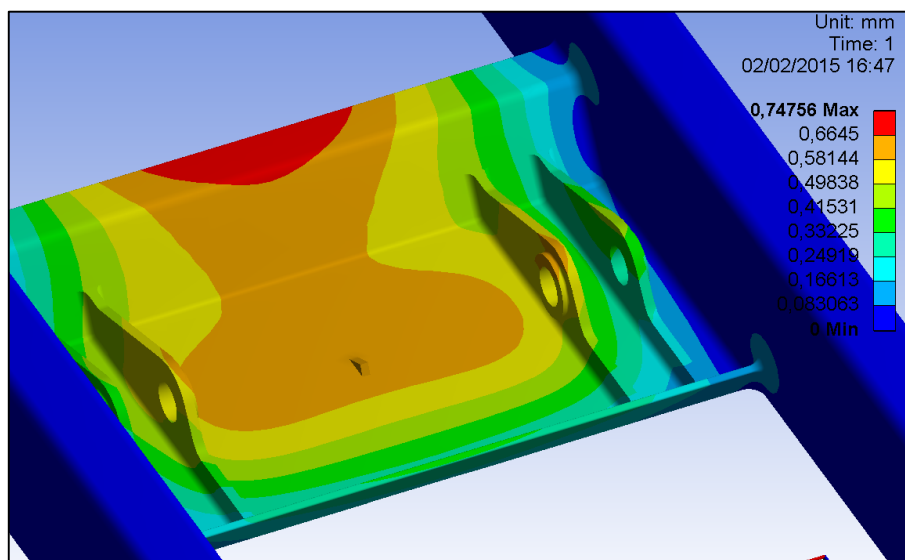


Figura 9.61 – Deslocamentos calculados na Travessa 1.2 – V

A inserção da aba se mostrou bem eficaz e a tensão máxima caiu para 183,65 MPa. As tensões máximas não estão mais concentradas em um único ponto embaixo da travessa, sendo distribuídas também para a parte de cima. Este resultado foi muito satisfatório e isso mostra que outras modificações poderiam ser feitas na intenção de reduzir o peso da peça, mas elas poderiam aumentar a complexidade do projeto e, conseqüentemente, do processo de fabricação.

9.2.8. Travessa superior - Simulações Realizadas para o Modelo 1.3

O Modelo 1.3 foi estabelecido com o comprimento **CEh** limitado em 800 mm. Nesta configuração a força **F2** que age sobre a travessa superior aumenta consideravelmente, sendo calculada em 382 159 N. Como base nas dimensões idealizadas pelo algoritmo, foi elaborado um modelo com as mesmas dimensões e espessuras da travessa usada no projeto atual (Travessa 1.3 – I). As alterações realizadas no modelo ocorreram apenas para adequar a direção da força **F2**.

Com a simulação da Travessa 1.3 – I, foi obtida a distribuição de tensão apresentada na Figura 9.62. Ela demonstra que as tensões máximas ficaram concentradas na mesma região dos modelos calculados anteriormente. O valor da tensão máxima estimado foi de 284,69 MPa, o que poderia colocar em risco a estrutura.

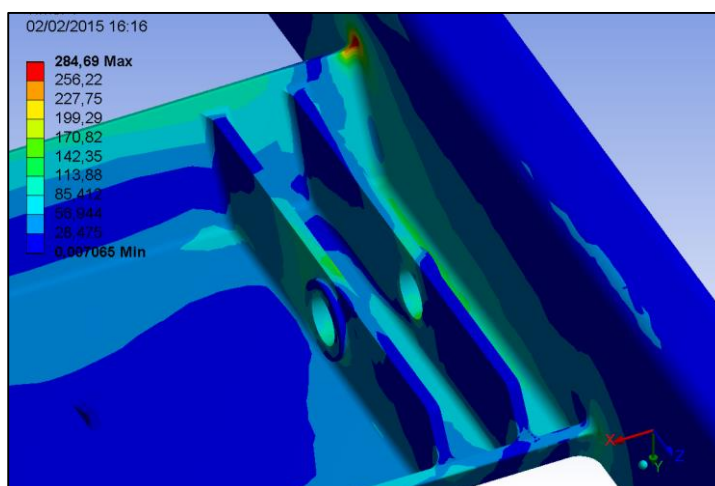


Figura 9.62 – Distribuição de tensão acima da Travessa 1.3 – I

Com este resultado, um novo modelo de travessa superior (Travessa 1.3 – II), baseado na Travessa 1.2 – V foi concebido e os resultados da simulação estão representados na Figura 9.63. Observa-se nestes resultados que a tensão máxima com este modelo de travessa alcançou um valor (232,22 MPa) no mesmo patamar da tensão máxima obtida na travessa usada atualmente. Isto mostra que este modelo de travessa pode ser usado satisfatoriamente nesta configuração.

No entanto, a influência do aumento da força **F2** sobre o restante do chassi superior não foi avaliada. Para que o modelo possa ser adotado, uma avaliação criteriosa a esse respeito deverá ser realizada.

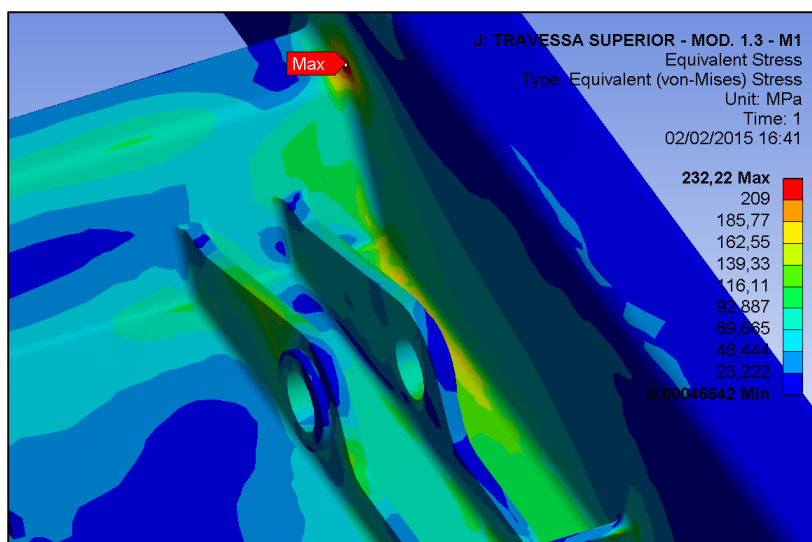


Figura 9.63 – Distribuição de tensão na Travessa 1.3 – II

A Figura 9.64 mostra a distribuição de tensões na parte superior da travessa. Observa-se uma região com tensões mais altas nesta região da peça.

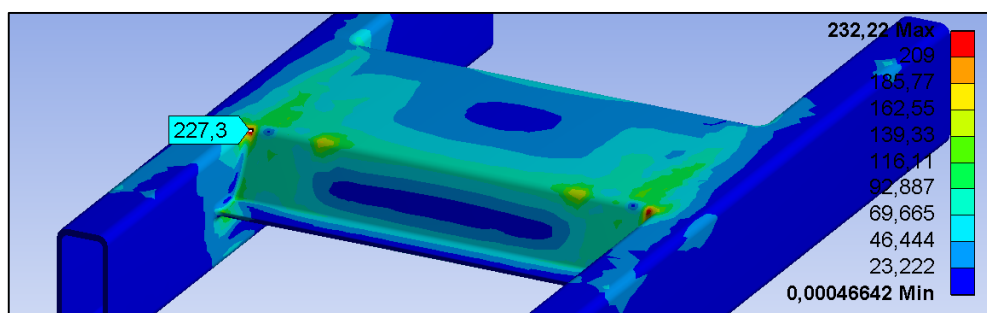


Figura 9.64 – Distribuição de tensão na parte superior da Travessa 1.3 – II

Os valores dos deslocamentos que ocorrem na travessa devido as deformações elásticas estão representados na Figura 9.65, mas os valores calculados não representam riscos para a peça.

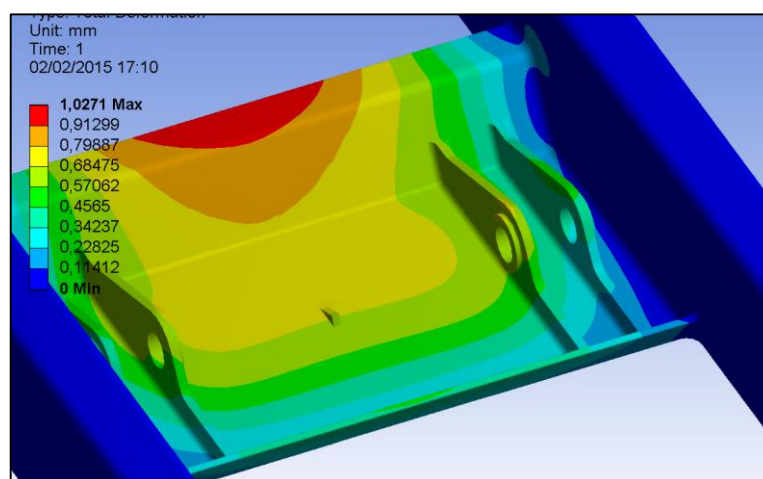


Figura 9.65 – Deslocamentos calculados no Travessa 1.3 – II

E assim, com a tensão máxima tendo permanecido no mesmo nível de tensão do projeto atual, fica comprovado que este modelo de travessa atenderia satisfatoriamente as condições de uso do sistema indireto Modelo 1.3.

9.2.9. Travessa superior - Simulações Realizadas para o Modelo 1.4

Para o Modelo 1.4, o estudo de resistência feito pela análise por elementos finitos no software ANSYS, foi realizada diretamente em um modelo de travessa que apresenta as melhorias realizadas nos modelos anteriores. Os resultados descritos na Figura 9.66 e na Figura 9.67 mostram valores de tensões abaixo das tensões encontradas no projeto atual. A localização das áreas onde se deram as maiores tensões são idênticos aos locais determinados nos modelos melhorados anteriores.

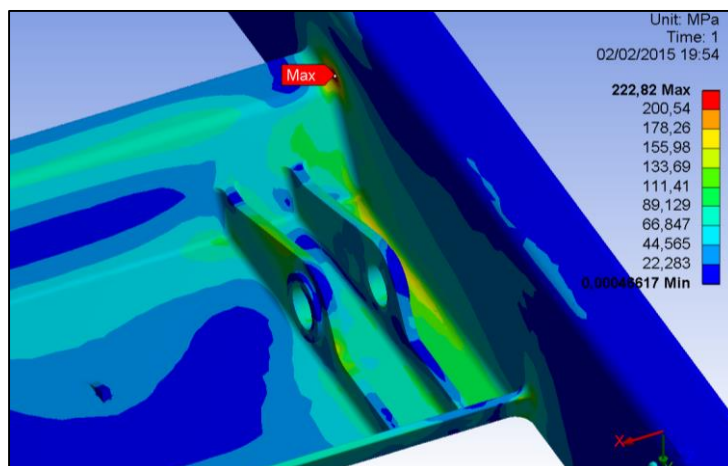


Figura 9.66 – Distribuição de tensão na Travessa 1.4

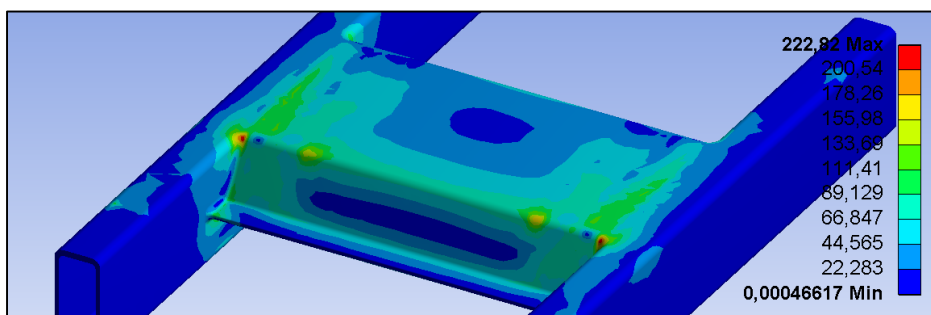


Figura 9.67 – Distribuição de tensão na parte superior da Travessa 1.4

Os valores dos deslocamentos que ocorrem na Travessa 1.4, por causa das deformações elásticas, estão representados na Figura 9.68, mas os valores estimados não representam riscos para a peça.

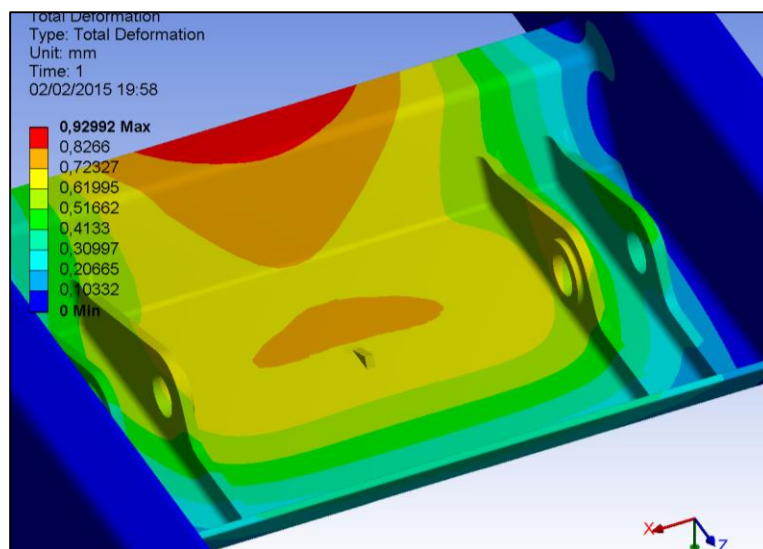


Figura 9.68 – Deslocamentos calculados na Travessa 1.4

Este resultado valida o uso deste modelo de travessa no sistema indireto Modelo 1.4.

9.2.10. Travessa superior - Simulações Realizadas para o Modelo 3.1

O Modelo 3.1 será usado para atender as basculantes de maior volume útil, com comprimentos de 7 m e 9 m de comprimento. A força **F2** mais alta calculada para estes modelos é de 499 717 N.

A primeira simulação configurada para atender aos requisitos do Modelo 3.1 um foi realizada com a mesma peça melhorada que foi desenvolvida para atender os modelos apresentados até o momento. A alteração ficou por conta do valor da força aplicada e das dimensões que determinam o ângulo de atuação desta força. O resultado deste cálculo encontra-se na Figura 9.69, no modelo chamado Travessa 3.1 – I. A simulação demonstrou que o aumento da força poderia ocasionar a falha do material, pois a tensão chegou a 331,68 MPa. A tensão máxima ocorreu na região de soldagem dos mancais à travessa, no entanto, a área de fixação da travessa à longarina do chassi também apresenta tensões acima de 250 MPa (região em vermelho na figura).

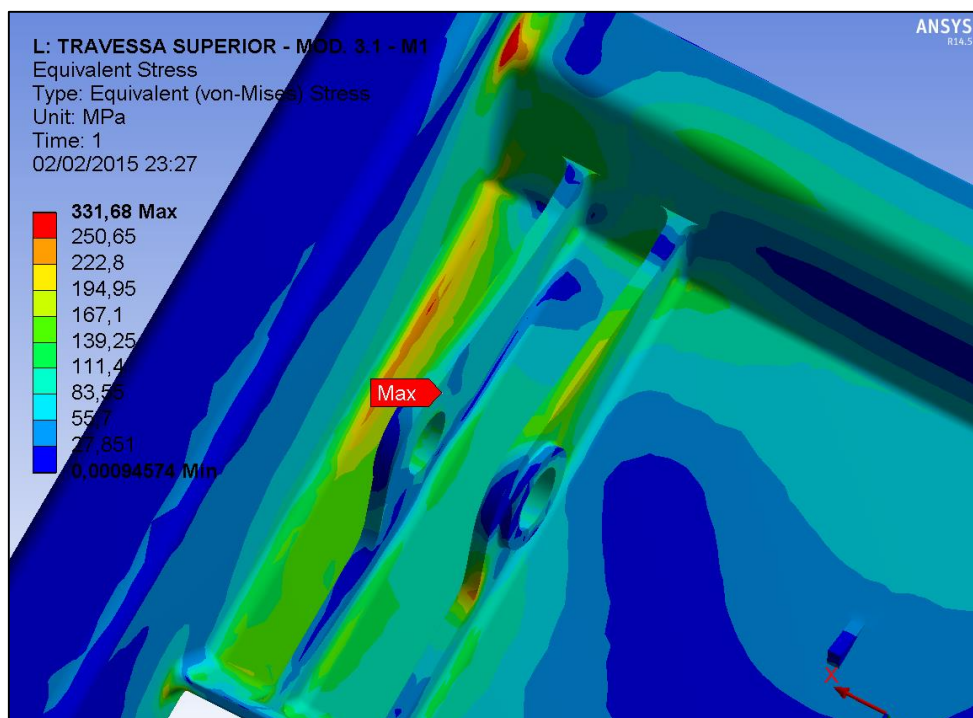


Figura 9.69 – Distribuição de tensão na Travessa 3.1 – I

As tensões acima da travessa também aumentaram em alguns pontos, como é mostrado na Figura 9.70. No entanto, observa-se que a região central da travessa não apresenta tensões de risco para a peça.

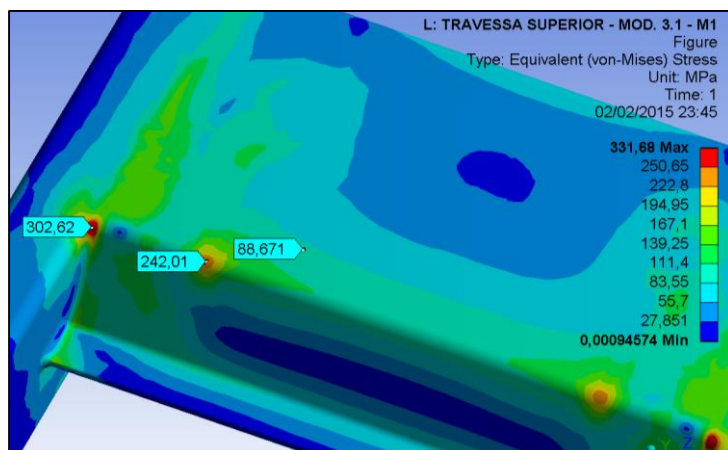


Figura 9.70 – Distribuição de tensão na parte superior da Traversa 3.1 – I

Com base nestes resultados, observando principalmente os pontos onde houve aumento de tensão, foi elaborado um novo modelo (Traversa 3.1 – II) com a inserção de um reforço de chapa sob a travessa, na região entre o mancal e a longarina, conforme é mostrado na área em vermelho mostrada na Figura 9.71.

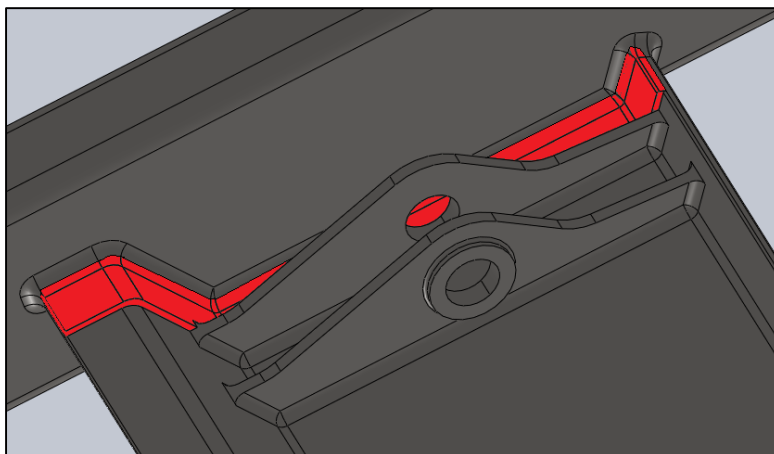


Figura 9.71 – Detalhe do reforço acrescentado na Traversa 3.1 – II

Com este reforço, o modelo foi simulado e o resultado (Figura 9.72) mostra que as tensões foram aliviadas nas regiões acima da travessa.

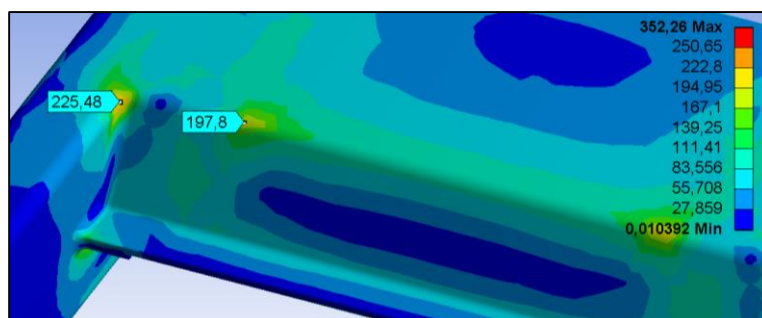


Figura 9.72 – Distribuição de tensão na parte superior da Traversa 3.1 – II

No entanto, a Figura 9.73 mostra que a tensão permaneceu em níveis altos ao final da aba traseira (288,86 MPa) e teve um pico de tensão (352,26 MPa) em uma pequena região acima da arruela de reforço do furo do mancal (indicação “Max”).

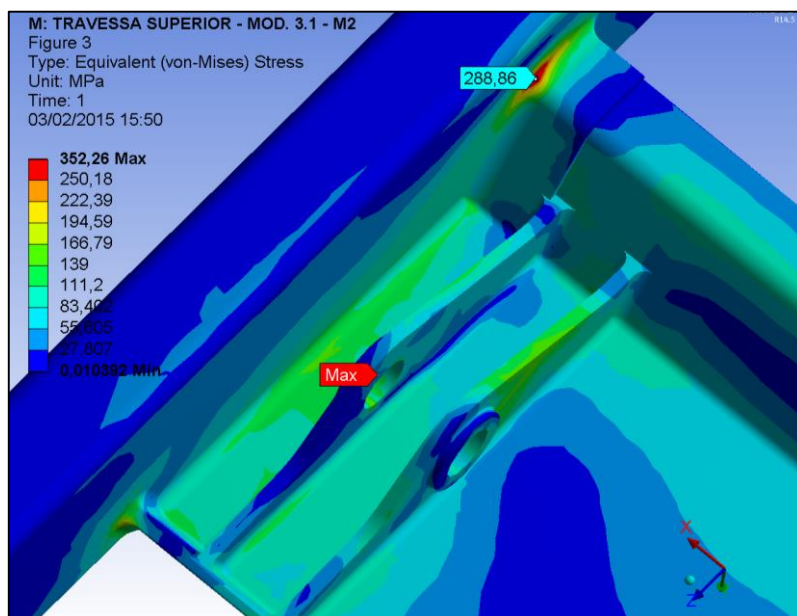


Figura 9.73 – Distribuição de tensão na Travessa 3.1 – II

Isto demonstra que a inserção do reforço sanaria parte do problema da travessa, mas também mostra que aumentar a espessura de toda a travessa não seria eficaz. Pensando nisso, foram estabelecidas duas alterações para criar a Travessa 3.1 – III, como é mostrado na Figura 9.74. A aba na região traseira foi ampliada e dividida em duas dobras (nº1). No furo do mancal, o reforço em forma de arruela foi substituído por um reforço trapezoidal (nº 2). O reforço entre o mancal e a longarina inserido anteriormente foi mantido.

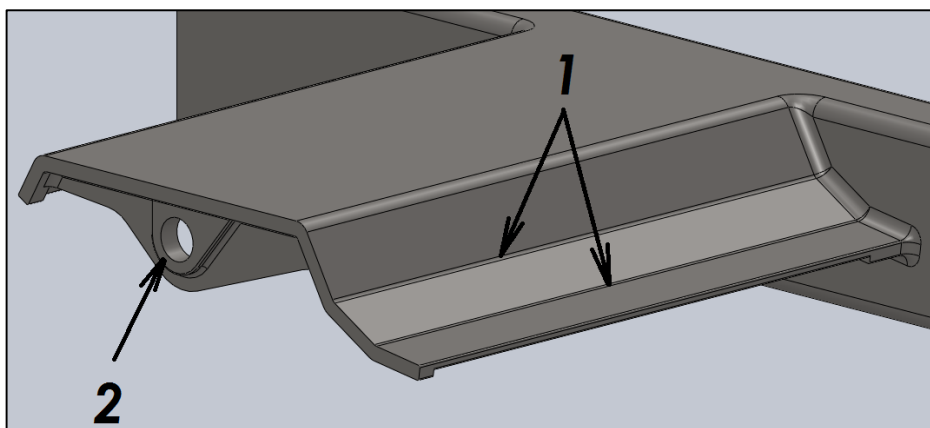


Figura 9.74 – Melhorias feitas na Travessa 3.1 – III

A simulação deste modelo demonstrou que as alterações foram satisfatórias. Os resultados demonstram uma redução de tensão ao patamar do projeto atual, sendo que a tensão máxima calculada foi de 234,14 MPa (indicada por “Max” Figura 9.75)

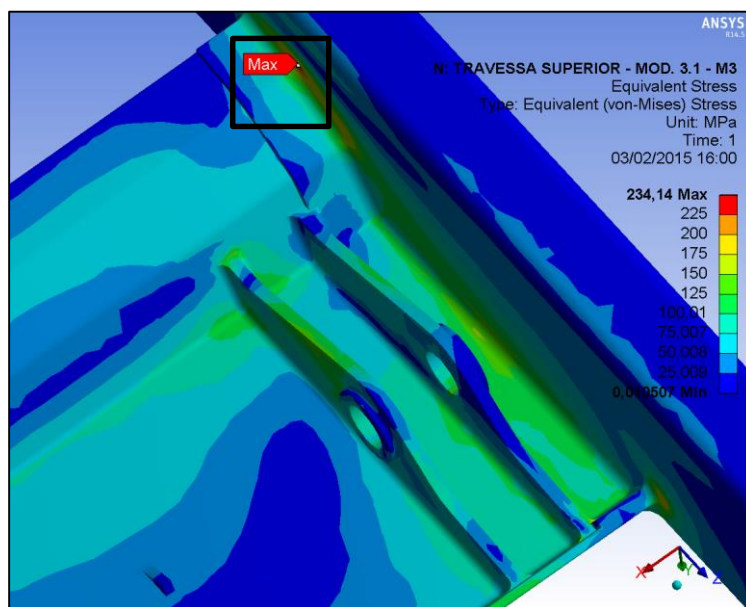


Figura 9.75 – Distribuição de tensão na Travessa 3.1 – III

A Figura 9.76 mostra ampliada a região do retângulo indicado na Figura 9.75. Nota-se, neste detalhe, que a área onde ocorrem tensões acima de 225 MPa é extremamente reduzida.

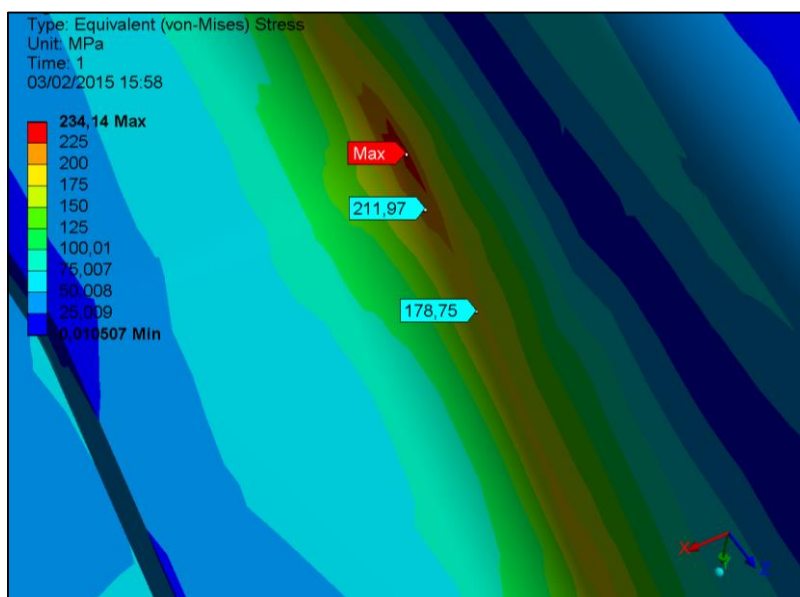


Figura 9.76 – Detalhe da distribuição de tensão na Travessa 3.1 – III

Na parte superior da travessa, as tensões permaneceram reduzidas, como pode ser observado na Figura 9.77.

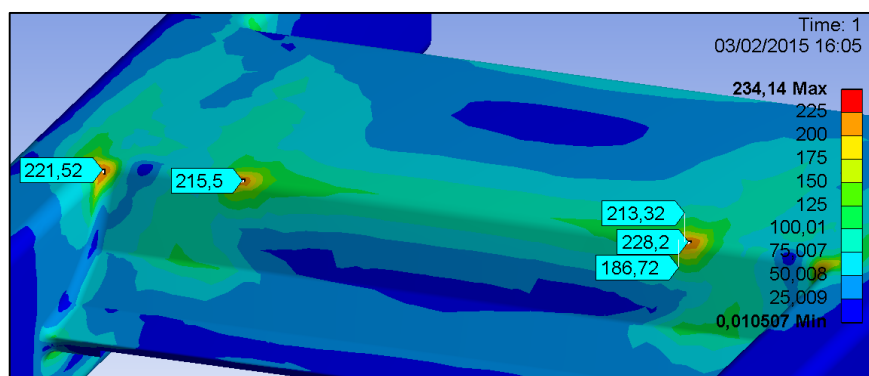


Figura 9.77 – Distribuição de tensão na parte superior da Travessa 3.1 – III

Este resultado indica que a Travessa 3.1 – III é capaz de suportar as cargas que esta configuração do sistema indireto irá exigir para bascular o implemento.

O peso estimado desta versão de travessa é de 64,77 kg. Este peso ainda é 3 % mais leve do que a travessa utilizada no projeto atual, no entanto a carga plicada (força **F2**) é 66 % maior. Mesmo com o aumento da força, o nível de tensão se manteve no mesmo patamar das tensões que ocorrem na peça atual.

9.2.11. Braço **CD**

O braço **CD** é a peça de ligação da base do sistema indireto à travessa superior e está submetido à força **F2** responsável pelo basculamento da caçamba. A força **F2** age apenas como força de compressão na peça. Sendo assim, para dimensionar esta peça, além de calcular a tensão de compressão, também é necessário analisar os possíveis efeitos de flambagem, já que o braço **CD** pode ser considerado um elemento esbelto.

Conforme visto na bibliografia, o coeficiente de segurança da peça deve ser analisado para a força de compressão e para a flambagem. Para calcular estes coeficientes de segurança, uma planilha foi criada com a inserção das fórmulas encontradas na bibliografia e os dados de todos os modelos obtidos com o algoritmo. Os resultados encontrados através destes cálculos estão descritos na Tabela 9.18.

Observou-se na tabela que o projeto atual está dimensionado de forma condizente com a orientação encontrada na literatura. No entanto, caso seja adotada a modificação no balanço traseiro da caçamba, o coeficiente de segurança em função da flambagem ficaria abaixo do recomendado.

O projeto do braço **CD** que deverá atender o sistema indireto Modelo 1.2, poderá ser construído com o mesmo perfil quadrado de 2 Pol usado no projeto atual, mas nos Modelos 1.3, 1.4 e 3.1, será necessário aumentar este valor. Contudo, o primeiro perfil maior que

2 Pol encontrado comercialmente é o de 2 ½ Pol. Com esta dimensão, o Modelo 3.1 ficou com o coeficiente de segurança de flambagem abaixo de 2, mas o perfil de 3 Pol (próxima opção) resultaria em um C.S. de 2,78. Para o Modelo 1.4, o perfil de 2 Pol resultaria em um coeficiente de segurança de flambagem de 1,68 e isto aumentaria demasiadamente os riscos de quebra do mecanismo, sendo assim, nesta situação, um perfil maior foi adotado em favor da segurança.

Tabela 9.18 – Valores calculados na análise das cargas de flambagem

	UNID	ATUAL	ATUAL CARGA MAIOR	MOD. 1.2	MOD. 1.3	MOD. 1.4	MOD. 3.1
F2	N	301 437	327 274	290 461	382 159	345 396	499 717
lado	m	0,0508	0,0508	0,0508	0,0635	0,0635	0,0635
Comprimento CD (Lc)	m	0,701	0,701	0,782	0,878	0,819	0,813
Tensão de compr. (σ)	MPa	116,81	126,82	112,55	94,78	85,66	123,93
Área seção transv.	m ²	0,0026	0,0026	0,0026	0,0040	0,0040	0,0040
Mom. de Inerc. (I)	m ⁴	5,55E-07	5,55E-07	5,55E-07	1,35E-06	1,35E-06	1,35E-06
Raio de giro (r)	m	0,0147	0,0147	0,0147	0,0183	0,0183	0,0183
Índice de esbeltez L/r	-	47,80	47,80	53,33	47,90	44,68	44,35
Índice de esbeltez crítico	-	125,66	125,66	125,66	125,66	125,66	125,66
Tensão adm. (σ adm)	MPa	115,96	115,96	113,75	115,92	117,10	117,21
Coef. Seg. de Flambagem	-	1,99	1,83	2,02	2,45	2,73	1,89
Coef. Seg. de Tensão de Compressão	-	3,85	3,55	4,00	4,75	5,25	3,63
Peso Extim. da peça	kg	14,47	14,47	16,14	28,32	26,42	26,23
Ganho de peso	%			11,6%	95,7%	82,6%	81,2%

CAPÍTULO X

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

10.1. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um sistema de acionamento para caçambas basculantes conhecido como Sistema Indireto de Basculamento. Este mecanismo possui diversas vantagens em relação a outros sistemas de acionamento, mas não foram encontrados na literatura estudos que investigassem com profundidade as suas características. Observou-se que este mecanismo apresentava inúmeras possibilidades de construção, mas nenhum método de análise específico foi encontrado. Até então, as dimensões do projeto eram definidas através de um método gráfico, no entanto, esta forma de cálculo não possibilita uma análise completa do espaço de projeto. Por isso, após uma análise criteriosa da geometria do sistema indireto, as equações que definem as dimensões dos principais componentes do mecanismo foram encontradas, estabelecendo-se assim um método algébrico para definir as dimensões principais do equipamento.

Com a definição do método algébrico, foi possível estudar as diversas configurações possíveis para o mecanismo e escolher dentre elas, as que melhor atendessem aos requisitos de funcionamento. Tendo encontrado a equação que expressa as dimensões do sistema em função de parâmetros iniciais conhecidos, foi estabelecido um algoritmo que fez a análise combinatória de todas as geometrias possíveis para o equipamento. Para isso, foi necessário investigar o espaço disponível para a instalação do mecanismo em diferentes modelos de caçambas basculantes. Para caracterizar as diferentes necessidades de projeto, foi necessário pesquisar alguns modelos de basculantes, produtos transportados, veículos comerciais, manuais de implementação fornecidos por montadoras e a legislação de trânsito vigente. Com isso, o presente trabalho trouxe uma contribuição acadêmica relevante sobre caminhões e o projeto de caçambas basculantes. Baseado nesta revisão, foram apresentados

os principais aspectos do dimensionamento de uma carroceria de caminhão, em função de sua capacidade de carga e da legislação de trânsito. Além disso, foram analisados diversos aspectos construtivos que influenciam diretamente no desenvolvimento do projeto. Estes estudos serviram de base para se determinar o espaço de projeto que poderia ser investigado pelo algoritmo computacional.

A equação da geometria foi combinada com a equação que expressa as principais forças de acionamento do sistema e assim, as forças de todas as combinações encontradas foram calculadas e usadas como parâmetro de escolha das melhores configurações dentre todas as possíveis soluções no espaço de projeto avaliado. Desta maneira, foram estabelecidas novas geometrias de sistemas indiretos e, a partir destas definições, os componentes do mecanismo foram dimensionados usando o método dos elementos finitos.

Com o estudo realizado, quatro novos projetos de sistemas indiretos foram estabelecidos, com dimensões e geometrias melhoradas. Dentre os modelos idealizados, três visam atender aos mesmos requisitos do projeto atual. No entanto, estas novas configurações, apresentam melhorias em relação ao projeto atual, que reduzem os esforços sobre a estrutura do implemento ou apresentam reduções de peso que chegam a 30% em relação aos equipamentos fabricados atualmente por uma indústria da região. Além disso, um novo modelo de mecanismo foi estabelecido, para atender algumas caçambas basculantes com maior capacidade de carga, que atualmente só são implementadas com um sistema de acionamento mais complexo e oneroso. Assim, será possível comparar os custos dos diferentes sistemas e verificar qual modelo é mais viável do ponto de vista econômico e funcional. Isto demonstra que a metodologia de análise estabelecida neste trabalho traz ótimos resultados no desenvolvimento deste tipo de projeto e assim os objetivos inicialmente propostos nesta dissertação, foram alcançados.

10.2. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Para se determinar novas opções para o projeto do mecanismo do sistema indireto, foi usado um algoritmo que fez a análise combinatória entre as possibilidades de projeto e as forças de acionamento foram calculadas e usadas como parâmetro de escolha entre as diversas possibilidades. No entanto, como um trabalho futuro, este algoritmo pode ser implementado com diferentes métodos de otimização e ainda ser vinculado a análise por elementos finitos. Assim, novos projetos podem ser estabelecidos com reduções de esforços ou de peso, maiores que as alcançadas neste estudo.

Alguns dos parâmetros da geometria do mecanismo tiveram sua influência analisada apenas entre os pontos máximo e mínimo do espaço de projeto e as diferentes combinações

entre estes parâmetros não foram testadas. Em um estudo futuro, a combinação entre estes parâmetros poderia ser agregada ao algoritmo para melhor avaliar a sua influência sobre o projeto.

Outra sugestão é fazer um estudo global do sistema indireto inserido no chassi da caçamba e assim otimizar o chassi e o mecanismo de forma conjunta.

Pode-se ainda estabelecer uma análise experimental com medições que possam averiguar as tensões que ocorrem nas estruturas do implemento e assim validar as análises realizadas.

REFERÊNCIAS

- ABRAHÃO, M.C.B, **Agroindústria de Álcool para Fins Carburantes na Região de Jandáia – GO** - Boletim Técnico, UPIS – Faculdades Integradas Departamento de Agronomia, Brasília, Dez,2007
- ADAMS, V & ASKKENAZI, A., **Building Better Products With Finite Element Analysis**, OnWord Press in Santa Fe, NM, USA . 1999
- AGUIAR IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS, **Basculante Areia e Brita**, folder comercial, acervo da empresa, Uberlândia (MG), 2011
- ANSYS **User's Guide** versão 12.0, 2009
- ARAÚJO, R. de, **Simulação Numérica do Processo de Expansão de Stents para Angioplastia por Hidroconformação**, Uberlândia, 2007, dissertação de mestrado – Universidade Federal de Uberlândia
- BORESI, A. P. & SCHIMID, R. J., **Estática**, Pioneira, São Paulo, 2003
- BOŠNJAK, J. et. al., **Cracks, Repair and Reconstruction of Bucket Wheel Excavator Slewing Platform**, Artigo, Engineering Failure Analysis16 (2009). Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630708002628>, acesso em 06/10/2014
- BUSA IMPLEMENTOS, **Tabela de Pesos Específicos**. Disponível em: <http://www.busa.com.br/Transporte-Rodoviario-Produto/ Container/5>, acesso em 15/04/2013
- BUTKEWITSCH, S. & STEFFEN Jr, V., **Shape Optimization, Model Updating and Empirical Modeling Applied to the Design Synthesis of a Heavy Truck Side Guard**. Artigo International Journal Of Solids And Structures, USA, v. 39, p. 4747-4771, 2002. Volume 39,

Issue 18, September 2002, disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0020768302003724#>, acesso em 31/07/2014

CELIK, K., H. et al., **Product Re-Design Using Advanced Engineering Applications and Function Analysis: A Case Study for Greenhouse Clips**, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, October 2013, Volume 35, Issue 3, pp 305-318, disponível em <http://link.springer.com/article/10.1007/s40430-013-0032-z/fulltext.html>, acesso em 12/08/2014

COMERCIAL GERDAU, **Aços Planos e suas Aplicações**, catálogo de propriedades químicas e mecânicas de chapas de aço laminadas a quente, Centro de serviços São Paulo, disponível em https://www.comercialgerdau.com.br/produtos/download/2_AcosPlanos.pdf, acesso em 06/01/2015

CONTRAN, **Resolução Nº 210, 13 de Novembro de 2006**, disponível em: http://www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/resolucao_210.rtf, acesso em 22/03/2012

CONTRAN, **Resolução Nº 211, 13 de Novembro de 2006**, disponível em: http://www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/resolucao_211.rtf, acesso em 22/03/2012

CONTRAN, **Resolução Nº 316, 08 de Maio de 2009**, disponível em: http://www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/RESOLUCAO_CONTRAN_316_09.pdf, acesso em 25/04/2013

COSTELLO, M. & KYLE, J., **A Method for Calculating Static Conditions of a Dragline Excavation System using Dynamic Simulation**, Artigo, Mathematical and Computer Modelling 40 (2004). Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0895717704802577>, acesso em 06/10/2014

DENATRAN, **Portaria Nº 63, de 31 de Março de 2009**, disponível em: http://www.denatran.gov.br/download/portarias/2009/portaria_denatran_63_09.pdf, acesso em 28/03/2012

FORD CAMINHÕES, **Ford Cargo C-1319** - Especificações Técnicas, disponível em: <http://www.fordcaminhoes.com.br/cargo/c-1319/especificacoes-tecnicas>, acesso em 28/07/2014

FORD CAMINHÕES, **Ford Cargo C-1719** - Especificações Técnicas, disponível em: <http://www.fordcaminhoes.com.br/cargo/c-1719/especificacoes-tecnicas>, acesso em 28/07/2014

FORD CAMINHÕES, **Ford Cargo C-816** - Dados Técnicos, disponível em: <http://www.navesacaminhoes.com.br/public/download/c-816/info.pdf>, acesso em 28/07/2014

FUNDAÇÃO INSTITUTO DE PESQUISA E PLANEJAMENTO PARA O DESENVOLVIMENTO SUSTENTÁVEL DE JOINVILLE, IPPUJ, **Catálogo de Referência de Serviços e Custos - Construção de Obras Públicas**, Joenville, Prefeitura Municipal 327p. 2013. Disponível em: <https://ippuj.joinville.sc.gov.br/arquivo/download/codigo/364-Cat%C3%A1logo%2Bde%2BReferencia.html>, acessado em 25/07/2014

INDÚSTRIAS MARRUCCI, **Catálogo de Produtos / Cilindros Hidráulicos**, Piracicaba, 2014. Disponível em: <http://www.marrucci.com.br/imgs/conteudo/catalogo-de-produtos-baixa-resolucao2.pdf>, acesso em 31/07/2014

INDÚSTRIAS MARRUCCI, **Detalhamento Técnico/Cilindros Hidráulicos**, informativo técnico, Piracicaba, 2010. Disponível em: <http://www.marrucci.com.br/popups/cilindroshidraulicos.html>, acesso em 08/05/2010.

MABIE, H. H. & OCVIRK, F. W., 1980, **Mecanismos**, 2ª Ed, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., Rio de Janeiro, 272 p.

MAN LATIN AMERICA, **Diretrizes de Implementação - Delivery /Worker / Constellation**, – Edição Março 2013, Disponível em: <http://www.man-la.com/diretrizes/diretrizes-de-implementacao-linha-vw-euro-v-mar2013.pdf>, acesso em 21/07/2013

MERCEDES-BENZ, **Instruções para Montagem de Carrocerias e Equipamentos**, Literatura Técnica de Serviço, DaimlerChrysler do Brasil LTDA, out, 2006, Disponível em: <http://www.mercedes-benz.com.br/resources/files/documentos/caminhoes/atego/manual-de-implementacao/manual-de-implementacao-euro-3-atego-pt.pdf>, acesso em 29/07/2014

MERIAM, J. L. & KRAIGE, L.G., **Mecânica para engenharia (Vol. 1)**, Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 6ª Ed, Rio de Janeiro, 2009.

MOAVENI, S., **Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS**, Upper Saddle River : Prentice Hall, c1999.

OPÇÃO VERDE RESÍDUOS FLORESTAIS, **Materiais - Tipos, Origem e Dados Técnicos**.

Disponível em: <http://www.opcaoverde.com.br/residuosflorestais/>, acesso em 17/04/2013

PASTRE IMPLEMENTOS RODOVIÁRIOS, **Foto Caçamba Basculante Meia Cana**,

disponível em: http://www.pastre.com.br/index.php?p=null&m=4&pag=prod&id_produto=2
acesso em 24/04/2013

PINTO FILHO, R. R., **Concepção, Projeto E Otimização De Uma Estrutura Para Aplicação Em Veículo De Uso Misto**. Uberlândia, 2004, dissertação de mestrado – Universidade Federal de Uberlândia

RADE, D. A., **Método dos Elementos Finitos Aplicados à Engenharia Mecânica**, Apostila da disciplina, FEMEC-UFU, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Uberlândia, 2011

SCANIA, **Bodybuilding Information: Informações Gerais Sobre Cálculos de Carga do Eixo**, Manual de Encarroçamento Scania, Ed. 1, pt-BR, Sweden, 2010, disponível em: https://til.scania.com/groups/bwd/documents/bwm/mdaw/mji1/~edisp/bwm_0000461_16.pdf, acesso em 28/01/2013.

SECRETARIA DE POLÍTICA NACIONAL DE TRANSPORTES – SPNT/MT, **Projeto de Reavaliação de Estimativas e Metas do PNLT** (Plano Nacional de Logística e Transporte) – Relatório final, MINISTÉRIO DOS TRANSPORTES, Brasília, Setembro de 2012 Disponível em: <http://www.transportes.gov.br/public/arquivo/arq1352743917.pdf>, acesso em 05/02/2013

SHIGLEY, J. E. & UICKER, J. J., **Theory of Machines and Mechanisms** Auckland : McGraw-Hill, 1980., 577 p.

SILVA, C. S. S., IRMÃO, M. A. da S. & SILVA, A. A., **Modelagem e Simulação Computacional de Mecanismos para o Ensino de Engenharia**, Artigo, Anais do XXXIV COBENGE, Passo Fundo: Ed. Universidade de Passo Fundo, Setembro de 2006.

UNITED STATES PATENT OFFICE, Barrett Edward R, **Dumping-body hoist**, US n. 1715491A, 25 maio 1925, 4 jun. 1929, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/US1715491?hl=pt-BR&dq=US+1715491+A&ei=Obm1VJWnMqexsATi9IKgBQ>, acesso em 13/01/2015

UNITED STATES PATENT OFFICE, Barrett Edward R, **Hoisting mechanism**, US n. 1726797A, 21 dez. 1928, 3 set. 1929, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/>

US1726797?hl=pt-BR&dq=US+1726797+A&ei=Ob-1VLaGBcGmgwTh3oC4AQ, acesso em 13/01/2015

UNITED STATES PATENT OFFICE, Charles L. Longenecker, **End-dump truck**, US n. 1260559A, 8 jun. 1917, 26 mar. 1918, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/US1260559?hl=pt-BR&dq=US+1260559&ei=fo20VJPAHlqYNqelhKAH>, acesso em 09/01/2015

UNITED STATES PATENT OFFICE, Day Herbert O., **Hydraulic hoisting system and control with apparatus therefor**, US n. 2143546A, 9 mar. 1936, 10 jan. 1939, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/US2143546?hl=pt-BR&dq=US+2143546+A&ei=CMC1VPvYNceKsQTjq4GACQ>, acesso em 13/01/2015.

UNITED STATES PATENT OFFICE, Edward A. Trapp, **Dumping-car**, US n. 513446A 26 ago. 1893 23 jan. 1894, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/US513446?dq=513446&hl=pt-BR&sa=X&ei=8oewVLP9HPX8sATkiLYDA&ved=0CB8Q6wEwAA>, acesso em 09/01/2015

UNITED STATES PATENT OFFICE, Hansen Arthur E., **Hydraulic hoist for trucks**, US n. 1374888A, 27 jun. 1921, 15 maio 1923, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/US1455528?hl=pt-BR&dq=US+1455528+A&ei=dLi1VPasAob7sASm2oH4CA>, acesso em 13/01/2015.

UNITED STATES PATENT OFFICE, Morton G. Bunnell M. G. & Frederick C. Austin, **Dumping Wagon**, US n. 549954A, 2 ago. 1894, 19 nov. 1895, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/US549954?dq=dump+truck&hl=en&sa=X&ei=GyGwVM6XBdfesAT60YKgcA&ved=0CEEQ6AEwBQ>, acesso em 09/01/2015

UNITED STATES PATENT OFFICE, Samuel T. Wallace, **Hydraulic hoist for trucks**. US n. 1264460A, 17 jul. 1917, 30 abr. 1918, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/US1264460?hl=pt-BR&dq=US+1264460&ei=6bC1VKX0HlexsATxilCgAg>, acesso em 13/01/2015

UNITED STATES PATENT OFFICE, Smight Frank B., **Hydro-hoist**, US n. 1374888A 11 ago. 1917, 12 abr. 1921, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/US1374888?hl=pt-BR&dq=US+US+1374888&ei=aLO1VNeeDcXCAS80IK4Cg>, acesso em 09/01/2015

UNITED STATES PATENT OFFICE, Thoger G. Jungersen, **Dump Body Operating Mechanism**, US n. 1904922A, 27 jan. 1930, 18 abr. 1933, Disponível em: https://www.google.com.br/patents/US1904922?hl=pt-BR&dq=US1904922&ei=E460VMvEMsimgwT_5oHYBg, acesso em 09/01/2015

UNITED STATES PATENT OFFICE, Wood Logan T., **Vehicle-body dumping apparatus**, US n. 1502534A 11 maio 1921, 22 jul. 1924, Disponível em: <https://www.google.com.br/patents/US1502534?hl=pt-BR&dq=1502534&ei=61i2VM2oHcGcgwSXIYDgBQ>, acesso em 14/01/2015.

VOLKSWAGEN CAMINHÕES, **Constellation 15.190** - Especificações Técnicas, disponível em: http://www.man-la.com/images/stories/produtos/caminhao/ficha_tecnica/pdf/2812/Constellation%2015190_nov_13.pdf, acesso em 28/07/2014.

VOLKSWAGEN CAMINHÕES, **Constellation 17.280** - Especificações Técnicas, disponível em: http://www.man-la.com/images/stories/produtos/caminhao/ficha_tecnica/pdf/2813/Constellation%2017280_nov_13.pdf, acesso em 28/07/2014.

VOLKSWAGEN CAMINHÕES, **Constellation 24.280** - Especificações Técnicas, disponível em: http://www.man-la.com/images/stories/produtos/caminhao/ficha_tecnica/pdf/2821/Constellation%2024280_nov_13.pdf, acesso em 28/07/2014.

VOLKSWAGEN CAMINHÕES, **Delivery 10.160** - Especificações Técnicas, disponível em: http://www.man-la.com/images/stories/produtos/caminhao/ficha_tecnica/pdf/7379/Delivery%2010160_nov_13.pdf, acesso em 28/07/2014.

VOLKSWAGEN CAMINHÕES, **Delivery 5.150** - Especificações Técnicas, disponível em: http://www.man-la.com/images/stories/produtos/caminhao/ficha_tecnica/pdf/2835/Delivery%205150_nov_13.pdf, acesso em 28/07/2014

VOLKSWAGEN CAMINHÕES, **Manual de Implementação**, Manual disponível em CD-ROOM distribuído pela Volksvagen Caminhões do Brasil, 2003

VOLVO CAMINHÕES BRASIL, **Instruções para Implementadores**, Volvo Truck Corporation, out,2013, Ed. 2, disponível em: <http://www.volvotrucks.com/trucks/brazil-market/pt-br/Documents/Trucks/Bodybuilder/BRA62001.pdf>, acesso em 28/07/2014.

VOLVO CAMINHÕES BRASIL, **Novo Volvo VM - DISTRIBUIÇÃO – 4x2R / 6x2R / 8x2R** - Especificações Técnicas, disponível em: <http://www.volvotrucks.com/trucks/brazil-market/pt->

br/Documents/Trucks/Euro5/VM%20Distribui%C3%A7%C3%A3o%204x2R%206x2R%208x2R.pdf, acesso em 28/07/2014.

WALDRON, K. J. & KINZEL, G. L., **Kinematics, Dynamics, and Design of Machinery**, Hoboken, NJ : J. Wiley 2^a Ed., USA, 2004

YANHONG, C. & FENG, Z., **The Finite Element Analysis and The Optimization Design of The Yj3128-type Dump Truck's Sub-Frames Based on ANSYS**, Artigo publicado em 'The Second International Conference on Mining Engineering and Metallurgical' por Procedia Earth and Planetary Science 2 (2011) p.133 – 138, Disponível em <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1878522011000233>, acesso em 01/08/2014.

APÊNDICE A

DESENVOLVIMENTO DA EQUAÇÃO DO MECANISMO

1. ANÁLISE GEOMÉTRICA DO SISTEMA COM BASE NA CONDIÇÃO INICIAL

Para encontrar as equações que relacionam as variáveis geométricas, analisa-se primeiramente a geometria do sistema na posição inicial, a fim de determinar as relações geométricas desta posição que deverão ser respeitadas na Condição Final. Isolando os mancais **A**, **B** e **E** têm-se o triângulo **ABE** formado por segmentos de reta que ligam os três mancais, conforme pode ser visualizado na Figura A.1.

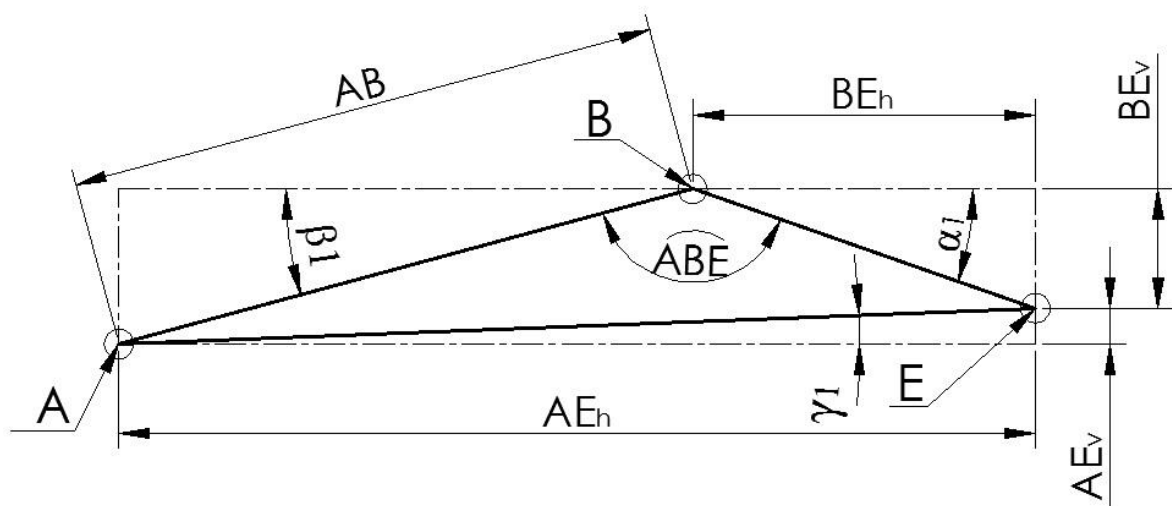


Figura A.1 - Triângulo ABE

Neste triângulo, as seguintes dimensões são conhecidas a partir do alinhamento horizontal do sistema:

AB1 – Distância entre os mancais **A** e **B** (cilindro fechado mais abertura inicial);

AE_v – Distância vertical entre os mancais **A** e **E**;

BE_h – Distância horizontal entre os mancais **B** e **E**;

BE_v – Distância vertical entre os mancais **B** e **E**;

Relacionando estes três mancais, obtêm-se as seguintes equações:

$$AE = \sqrt{AE_h^2 + AE_v^2} \quad (7)$$

$$BE = \sqrt{BE_h^2 + BE_v^2} \quad (8)$$

$$\alpha_1 = \tan^{-1} \left(\frac{BE_v}{BE_h} \right) \quad (9)$$

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left(\frac{BE_v + AE_v}{AB} \right) \quad (10)$$

$$\gamma_1 = \sin^{-1} \left(\frac{AE_v}{AE} \right) \quad (11)$$

$$\widehat{ABE} = \pi - \alpha_1 - \beta_1 \quad (12)$$

$$AE_h = AE \times \cos \gamma_1 \quad (13)$$

Onde:

AE – Distância entre os mancais **A** e **E**;

AE_h – Distância horizontal entre os mancais **A** e **E**;

BE – Distância entre os mancais **B** e **E**;

α_1 – Ângulo que o segmento **BE** faz com a horizontal;

β_1 – Ângulo que o segmento **AB** faz com a horizontal;

γ_1 – Ângulo que o segmento **AE** faz com a horizontal;

$\widehat{ABE}$ – Ângulo entre os segmentos **AB** e **BE**.

Usando as relações trigonométricas de um triângulo oblíquo, obtêm-se:

$$AE = \sqrt{AB^2 + BE^2 - 2 \times AB \times BE \times \cos \widehat{ABE}} \quad (14)$$

AE_h é calculado a partir de AE obtida na Equação (14) e do ângulo γ_1 encontrado na Equação (11):

$$AE_h = AE \times \cos \gamma_1 \quad (15)$$

Analisando os mancais **B**, **C** e **E**, tem-se o triângulo BCE demonstrado na Figura A.2a seguir. Neste triângulo são conhecidos os seguintes valores:

CE_h – Distância horizontal entre os mancais **C** e **E**;

CE_v – Distância vertical entre os mancais **C** e **E**;

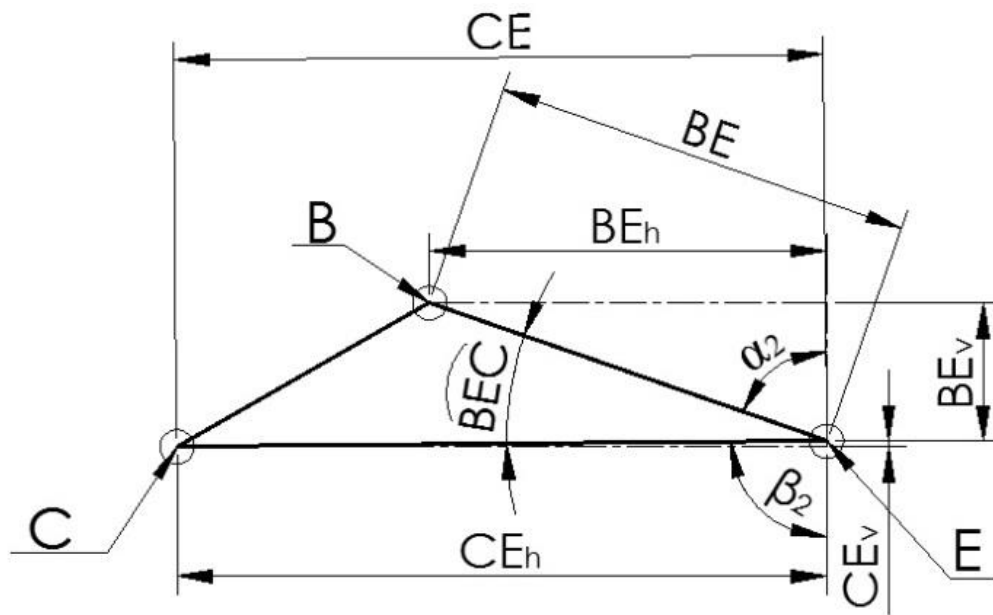


Figura A.2 - Triângulo BCE

A partir do triângulo **BCE**, são estabelecidas as seguintes equações:

$$CE = \sqrt{CE_h^2 + CE_v^2} \quad (16)$$

$$\alpha_2 = \cos^{-1} \left(\frac{BE_v}{BE} \right) \quad (17)$$

$$\beta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{CE_h}{CE_v} \right) \quad (18)$$

$$\widehat{BEC} = \pi - \alpha_2 - \beta_2 \quad (19)$$

$$BC = \sqrt{CE^2 + BE^2 - 2 \times CE \times BE \times \cos \widehat{BEC}} \quad (20)$$

Onde:

CE – Distância entre os mancais **C** e **E**;

α_2 – Ângulo que o segmento **BE** faz com a vertical;

β_2 – Ângulo que o segmento **CE** faz com a vertical;

$\widehat{BEC}$ – Ângulo entre os segmentos **BE** e **CE**;

BC – Distância entre os mancais **B** e **C**.

Considerando os mancais **C**, **D** e **E**, pode-se estabelecer o triângulo **CDE**, conforme mostrado na Figura A.3. Neste triângulo, são conhecidas as seguintes dimensões:

DE_h – Distância horizontal entre os mancais **D** e **E**;

DE_v – Distância vertical entre os mancais **D** e **E**;

CD_v – Distância vertical entre os mancais **C** e **D**;

CD_h – Distância horizontal entre os mancais **C** e **D**;

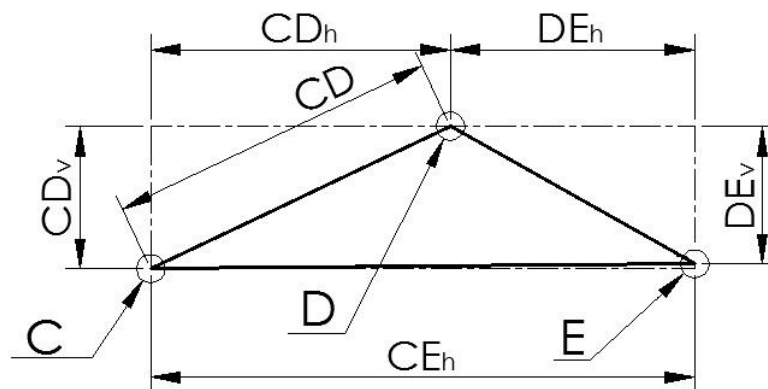


Figura A.3 - Triângulo CDE

As dimensões demonstradas com o índice “v” (dimensões verticais) podem ser determinadas em função da altura das longarinas do chassi e da posição dos mancais em relação a estas longarinas, por isso, nesta abordagem são considerados valores conhecidos, apesar de poderem sofrer pequenas variações, como será abordado mais adiante. Já a distância entre os mancais **C** e **D** é dada pelo comprimento do braço CD, que por sua vez é escolhido com base nos critérios construtivos que limitam o comprimento mínimo e máximo para este componente. Portanto, a dimensão **CD** pode ser variada entre os valores mínimo e máximo com o objetivo de encontrar o comprimento ideal do braço em função das forças que agem no sistema.

$$CD_h = \sqrt{CD^2 - CD_v^2} \quad (21)$$

$$DE_h = CE_h - CD_h \quad (22)$$

A Figura A.4 a seguir, é construída a partir da posição dos mancais **C**, **D**, **E** e **F**. Em virtude das dimensões do chassi, o valor da distância vertical entre os mancais **D** e **F**, denominada **DF_v**, é conhecido.

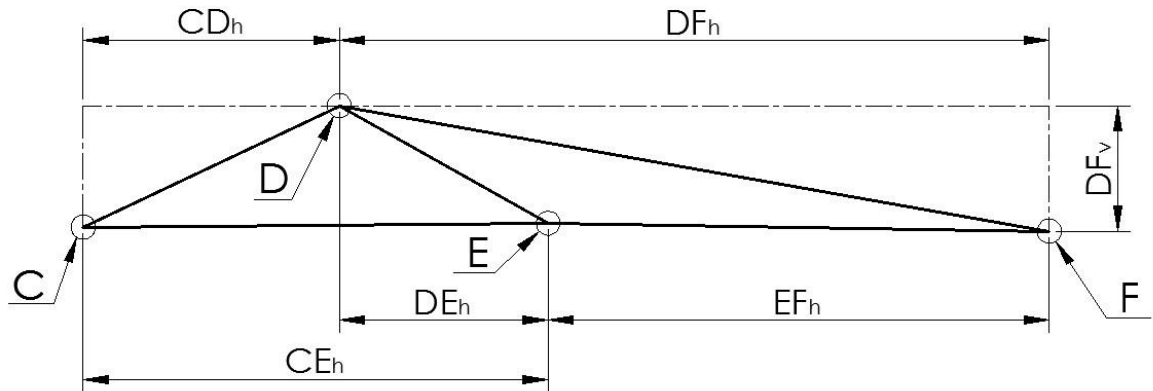


Figura A.4 - Disposição dos mancais C, D, E e F

A partir da Figura A.4, obtém-se:

$$DF_h = EF_h + DE_h \quad (23)$$

Onde **DF_h** é a distância horizontal entre os mancais **D** e **F**.

Portanto, qualquer que seja o comprimento do braço **CD**, a Condição Inicial é garantida se a Equação (23) for considerada.

2. Análise Geométrica do Sistema com Base na Condição Final:

A partir dos parâmetros e das equações obtidas analisando a Condição Inicial, deve-se determinar os parâmetros e as equações que vão satisfazer as restrições estabelecidas pela Condição Final. A Figura A.5 abaixo apresenta o triângulo formado pelos mancais **A**, **B** e **E** na condição final, com cilindro totalmente aberto e a caçamba basculhada a 45°.

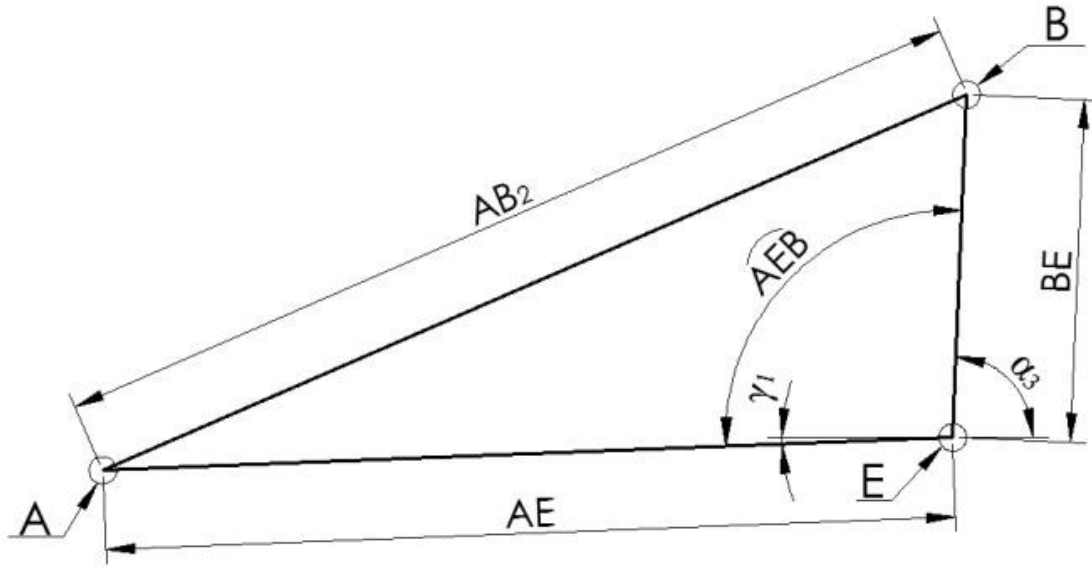


Figura A.5 - Triângulo ABE após o basculamento

As distâncias **AE** e **BE** e o ângulo γ_1 , que são determinadas pelas equações (14), (8) e (11) respectivamente, permanecem inalteradas, mas a distância entre os mancais **A** e **B** aumenta em virtude da abertura dos cilindros. Neste caso, pode-se calcular:

$$AB_2^2 = AE^2 + BE^2 - 2 \times AE \times BE \times \cos \widehat{AEB} \quad (24)$$

$$\cos \widehat{AEB} = \frac{AE^2 + BE^2 - AB^2}{2 \times AE \times BE} \quad (25)$$

$$\alpha_3 = \pi + \gamma_1 - \widehat{AEB} \quad (26)$$

Onde:

AB2 – Distância entre os mancais **A** e **B** após a abertura completa dos cilindros;

$\widehat{AEB}$ – Ângulo entre os segmentos **AE** e **BE**;

α_3 – Ângulo entre a reta **BE** e a horizontal.

Acrescentando os mancais **C**, **D** e **F** à análise anterior, tem-se a geometria demonstrada na Figura A.6:

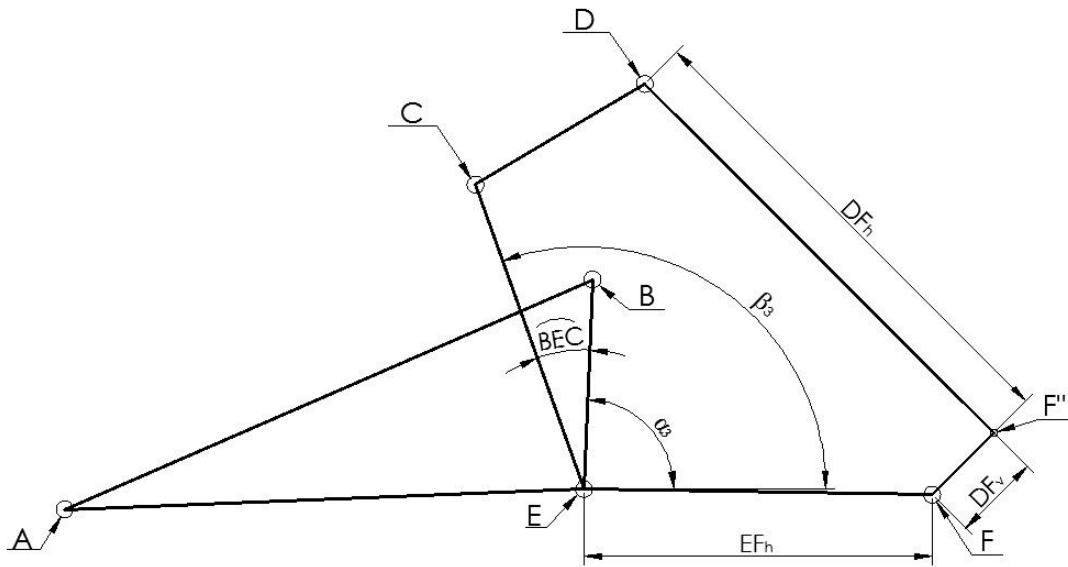


Figura A.6 - Geometria composta pelos mancais A, B, C, D, E e F

A partir da Figura A.6 e da equação (26), obtém a equação (27) abaixo:

$$\beta_3 = \alpha_3 + \widehat{BEC} \quad (27)$$

Onde:

β_3 – Ângulo que o braço **CD** faz com a horizontal;

$\widehat{BEC}$ – Ângulo entre os segmentos **CE** e **BE**;

Ainda na Figura A.6 é definido o ponto **F''**, que está localizado no encontro das distâncias **DF_h** e **DF_v**. A Figura A.7 demonstra uma ampliação do segmento que vai do mancal **F** ao ponto **F''**. O ponto **F'** é a projeção do mancal **F** sobre o segmento horizontal que passa pelo mancal **E**. O ponto **F'''** é o ponto de encontro dos prolongamentos dos segmentos **EF_h** e **DF_h**. O ângulo final de basculamento é o ângulo que o chassi superior forma com o chassi inferior após a abertura completa do cilindro **AB**, e deve ser no mínimo de 45°, mas este é um valor será melhor analisado posteriormente, por isso será definido na Figura A.7 como **θ**.

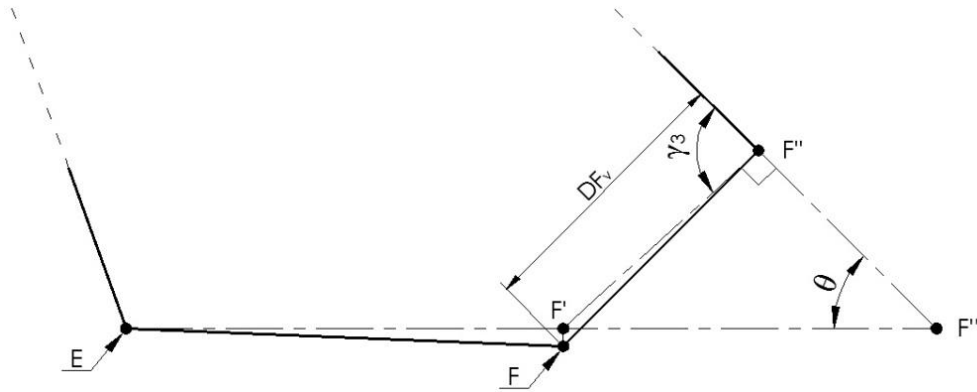


Figura A.7 - Detalhe formado por F, F', F'' e F'''

Estabelecidos os pontos **F'**, **F''** e **F'''**, pode-se formar a Figura A.8, que mostra estes pontos e os mancais **C**, **D** e **E** ligados por segmentos de retas.

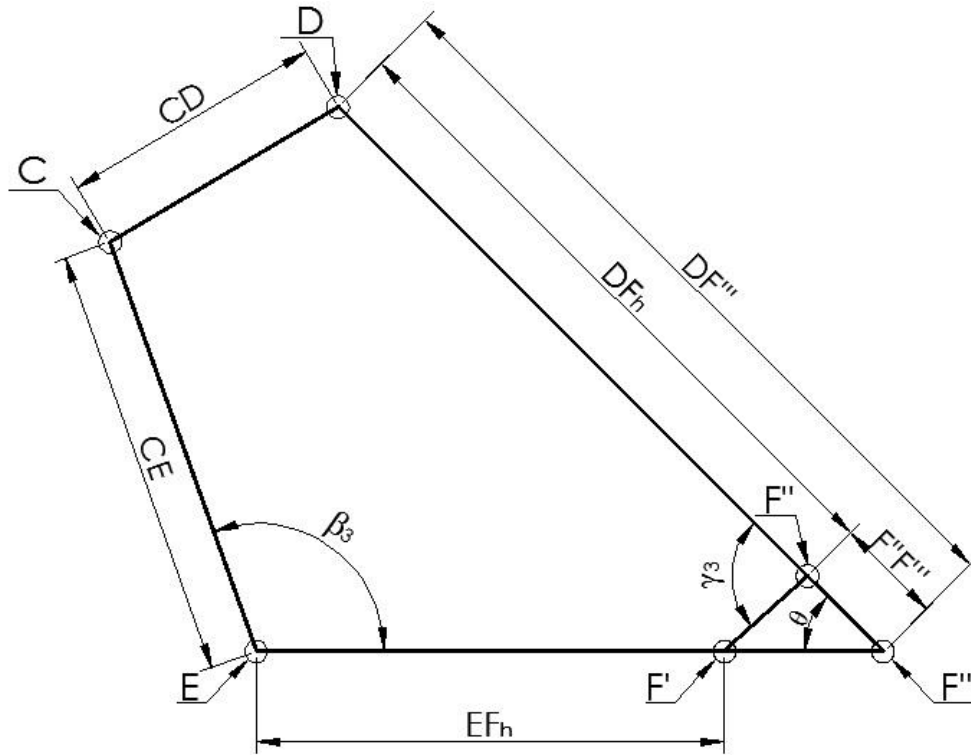


Figura A.8 - Mancais C, D e E com os pontos F', F'' e F'''

Com base na Figura A.8, são estabelecidas as seguintes equações:

$$DF''' = DF_h + F''F''' \quad (28)$$

Onde:

DF''' – Distância do mancal **D** até o ponto **F'''**;

F''F''' – Distância entre os pontos **F''** e **F'''**;

Substituindo DF_h , obtido na Equação (23) estabelecida na Condição Inicial, tem-se:

$$DF''' = EF_h + DE_h + F''F''' \quad (29)$$

Observando o segmento que vai do mancal **E** até o ponto **F'''**, tem-se:

$$EF''' = EF_h + F'F''' \quad (30)$$

$$EF_h = EF''' - F'F''' \quad (31)$$

Onde $F'F'''$ é a distância entre os pontos **F'** e **F'''**.

Substituindo a Equação (31) na Equação (29), tem-se:

$$DF''' = EF''' - F'F''' + DE_h + F''F''' \quad (32)$$

Como o objetivo de facilitar o equacionamento seguinte, será estabelecida uma constante “**a**” para substituir parte da Equação (32).

$$a = -F'F''' + DE_h + F''F''' \quad (33)$$

Substituindo a Equação (33) na Equação (32), tem-se:

$$DF''' = EF''' + a \quad (34)$$

Elevando a Equação (34) ao quadrado, obtém-se:

$$DF'''^2 = EF'''^2 + 2 \times EF''' \times a + a^2 \quad (35)$$

A Figura A.9 é uma derivação da Figura A.8, na qual foram eliminados os pontos **F'** e **F''**. Além disso, o ângulo θ foi dividido em dois ângulos α_1 e α_2 pelo segmento que vai do ponto **C** até o ponto **F'''**, cuja dimensão é dada por **CF'''**. Esta figura ainda demonstra um triângulo retângulo formado pelas projeções horizontal e vertical do segmento **CE** que liga os mancais **C** e **E**, onde “**b**” é a dimensão da projeção horizontal de **CE** e “**c**” a dimensão da projeção vertical deste **CE**.

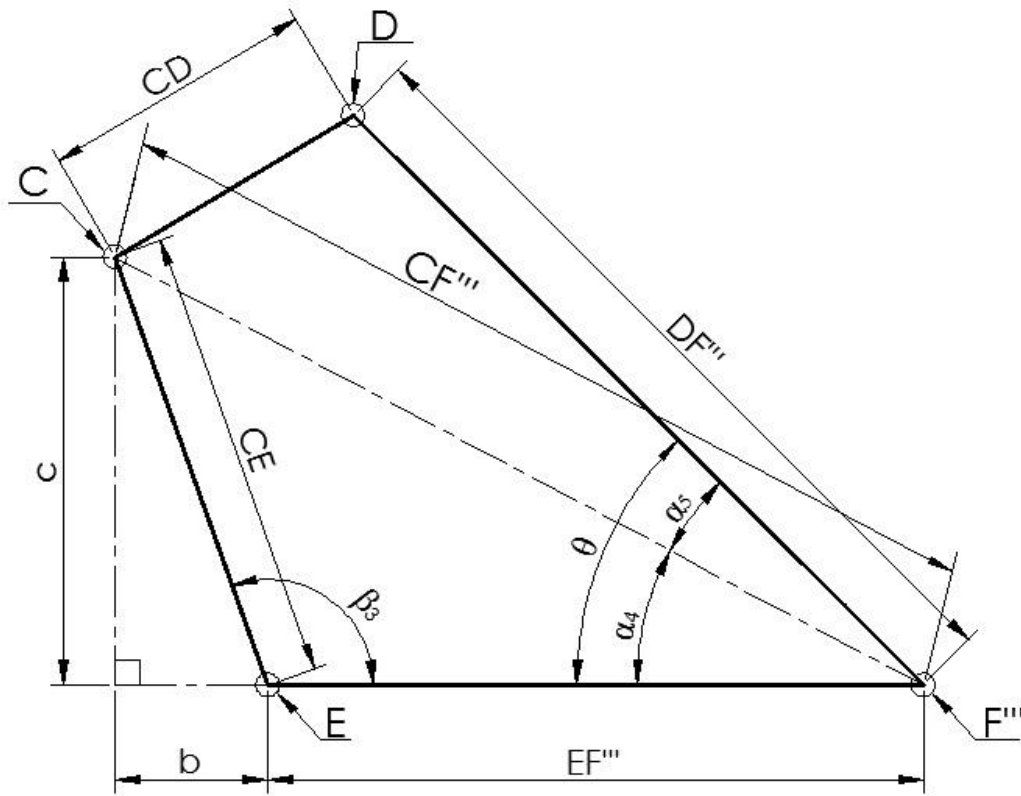


Figura A.9 - Polígono CDF'''E

Assim, dada a Figura A.9, são estabelecidas as seguintes relações:

$$b = CE \times \cos(\pi - \beta_3) \quad (36)$$

$$c = CE \times \sin(\pi - \beta_3) \quad (37)$$

$$\theta = \alpha_4 + \alpha_5 \quad (38)$$

$$\alpha_5 = \theta - \alpha_4 \quad (39)$$

Pela Lei dos Cossenos, obtêm-se:

$$CE^2 = EF'''^2 + CF'''^2 - 2 \times EF''' \times CF''' \times \cos \alpha_4 \quad (40)$$

$$CD^2 = DF'''^2 + CF'''^2 - 2 \times DF''' \times CF''' \times \cos \alpha_5 \quad (41)$$

Deixando as equações (40) e (41) em termos de $(CF''')^2$, obtém-se:

$$CF'''^2 = CE^2 - EF'''^2 + 2 \times EF''' \times CF''' \times \cos \alpha_4 \quad (42)$$

$$CF'''^2 = CD^2 - DF'''^2 + 2 \times DF''' \times CF''' \times \cos \alpha_5 \quad (43)$$

Igualando as equações (42) e (43):

$$CE^2 - EF''''^2 + 2 \times EF''' \times CF''' \times \cos \alpha_4 = CD^2 - DF''''^2 + 2 \times DF''' \times CF''' \times \cos \alpha_5 \quad (42)$$

Substituindo $(DF''')^2$ obtida na Equação (35) :

$$CE^2 - EF''''^2 + 2 \times EF''' \times CF''' \times \cos \alpha_4 = CD^2 - EF''''^2 - 2 \times EF''' \times a - a^2 + 2 \times DF''' \times CF''' \times \cos \alpha_5 \quad (43)$$

$$CE^2 + 2 \times EF''' \times CF''' \times \cos \alpha_4 - CD^2 + 2 \times EF''' \times a + a^2 - 2 \times DF''' \times CF''' \times \cos \alpha_5 = 0 \quad (44)$$

Aplicando a Lei dos Senos ao triângulo formado pelos mancais **C** e **E** e o ponto **F'''**, obtém-se as seguintes equações:

$$\frac{CF'''}{\sin \beta_3} = \frac{CE}{\sin (\alpha_4)} \quad (45)$$

$$CF''' = \frac{CE \times \sin \beta_3}{\sin \alpha_4} \quad (46)$$

Substituindo a Equação (46) na Equação (44), tem-se:

$$CE^2 + 2 \times EF''' \times \frac{CE \times \sin \beta_3}{\sin \alpha_4} \times \cos \alpha_4 - CD^2 + 2 \times EF''' \times a + a^2 - 2 \times DF''' \times \frac{CE \times \sin \beta_3}{\sin \alpha_4} \times \cos \alpha_5 = 0 \quad (47)$$

$$CE^2 - CD^2 + a^2 + 2 \times EF''' \times a + \frac{2 \times EF''' \times CE \times \sin \beta_3 \times \cos \alpha_4 - 2 \times DF''' \times CE \times \sin \beta_3 \times \cos \alpha_5}{\sin \alpha_4} = 0 \quad (48)$$

Separando o termo destacado da Equação (48) e substituindo α_5 dado pela Equação (39):

$$\frac{2 \times EF''' \times CE \times \sin \beta_3 \times \cos \alpha_4 - 2 \times DF''' \times CE \times \sin \beta_3 \times \cos (\theta - \alpha_4)}{\sin \alpha_4} \quad (49)$$

Como o objetivo de facilitar o equacionamento seguinte, será estabelecida uma constante “**d**” para substituir parte da Equação (49).

$$d = 2 \times CE \times \sin \beta_3 \quad (50)$$

Substituindo a Equação (50) na Equação (49):

$$\frac{d \times EF''' \times \cos \alpha_4 - d \times DF''' \times \cos(\theta - \alpha_4)}{\text{sen } \alpha_4} \quad (51)$$

Substituindo a Equação (34) na Equação (51):

$$\frac{d \times EF''' \times \cos \alpha_4 - d \times (EF''' + a) \times \cos(\theta - \alpha_4)}{\text{sen } \alpha_4} \quad (52)$$

$$\frac{d \times [EF''' \times \cos \alpha_4 - (EF''' + a) \times \cos(\theta - \alpha_4)]}{\text{sen } \alpha_4} \quad (53)$$

Aplicando a relação trigonométrica do cosseno da soma:

$$\frac{d \times [EF''' \times \cos \alpha_4 - (EF''' + a) \times (\cos \theta \times \cos \alpha_4 + \text{sen } \theta \times \text{sen } \alpha_4)]}{\text{sen } \alpha_4} \quad (54)$$

$$\frac{d \times [EF''' \times \cos \alpha_4 - (EF''' + a) \times \cos \theta \times \cos \alpha_4 - (EF''' + a) \times \text{sen } \theta \times \text{sen } \alpha_4]}{\text{sen } \alpha_4} \quad (55)$$

$$\frac{d \times \{ \cos \alpha_4 \times [EF''' - (EF''' + a) \times \cos \theta] - (EF''' + a) \times \text{sen } \theta \times \text{sen } \alpha_4 \}}{\text{sen } \alpha_4} \quad (56)$$

Tomando a definição da cotangente:

$$\cot g \alpha_4 = \frac{\cos \alpha_4}{\text{sen } \alpha_4} \quad (57)$$

$$d \times \left\{ \frac{\cos \alpha_4 \times [EF''' - (EF''' + a) \times \cos \theta]}{\text{sen } \alpha_4} - \frac{(EF''' + a) \times \text{sen } \theta \times \text{sen } \alpha_4}{\text{sen } \alpha_4} \right\} \quad (58)$$

$$d \times \{ \cot g \alpha_4 \times [EF''' - (EF''' + a) \times \cos \theta] - (EF''' + a) \times \text{sen } \theta \} \quad (59)$$

Da Figura A.9, é obtida a cotangente de α_4 :

$$\cot g \alpha_4 = \frac{\text{cateto adjacente}}{\text{cateto oposto}} = \frac{b + EF'''}{c} \quad (60)$$

Substituindo a Equação (60) na Equação (59):

$$d \times \left\{ \frac{b + EF'''}{c} \times [EF''' - (EF''' + a) \times \cos \theta] - (EF''' + a) \times \text{sen } \theta \right\} \quad (61)$$

$$d \times \left\{ \frac{b + EF'''}{c} \times [EF''' - EF''' \times \cos \theta - a \times \cos \theta] - (EF''' \times \text{sen } \theta + a \times \text{sen } \theta) \right\} \quad (62)$$

$$d \times \left\{ \frac{EF'''' \times b - EF'''' \times \cos \theta \times b - a \times \cos \theta \times b + EF''''^2 - EF''''^2 \times \cos \theta - a \times \cos \theta \times EF''''}{c} - (EF'''' \times \operatorname{sen} \theta + a \times \operatorname{sen} \theta) \right\} \quad (63)$$

$$d \times \left\{ EF''''^2 \times \frac{(1-\cos \theta)}{c} + EF'''' \times \frac{(b-b \times \cos \theta - a \times \cos \theta)}{c} - \frac{(a \times b \times \cos \theta)}{c} - (EF'''' \times \operatorname{sen} \theta + a \times \operatorname{sen} \theta) \right\} \quad (64)$$

$$d \times \left\{ EF''''^2 \times \frac{(1-\cos \theta)}{c} + EF'''' \times \left[\frac{(b-\cos \theta \times (a+b))}{c} - \operatorname{sen} \theta \right] - \frac{(a \times b \times \cos \theta)}{c} - a \times \operatorname{sen} \theta \right\} \quad (65)$$

Retomando a Equação (48) substituindo o termo em destaque pela Equação (65) e distribuindo “d”:

$$CE^2 - CD^2 + a^2 + 2 \times EF'''' \times a + d \times EF''''^2 \times \frac{(1-\cos \theta)}{c} + d \times EF'''' \times \left[\frac{(b-\cos \theta \times (a+b))}{c} - \operatorname{sen} \theta \right] - d \times \frac{(a \times b \times \cos \theta)}{c} - d \times a \times \operatorname{sen} \theta = 0 \quad (66)$$

Reorganizando a Equação (66) para destacar a incógnita **EF''''**, tem-se:

$$\left(d \times \frac{(1-\cos \theta)}{c} \right) \times EF''''^2 + \left\{ 2 \times a + d \times \left[\frac{(b-\cos \theta \times (a+b))}{c} - \operatorname{sen} \theta \right] \right\} \times EF'''' + CE^2 - CD^2 + a^2 + \times - d \times \frac{(a \times b \times \cos \theta)}{c} - d \times a \times \operatorname{sen} \theta = 0 \quad (67)$$

Visto que a equação acima se trata de uma equação do 2º grau na forma $A^2 = B^2 + C^2$, pode ser resolvida pelo teorema de bháskara, cuja solução é dada por: $x = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$

Assim, os termos A, B e C da equação do segundo grau são separados nas Equações (68), (69) e (70) respectivamente:

$$A = d \times \frac{(1-\cos \theta)}{c} \quad (68)$$

$$B = 2 \times a + d \times \left[\frac{(b-\cos \theta \times (a+b))}{c} - \operatorname{sen} \theta \right] \quad (69)$$

$$C = CE^2 - CD^2 + a^2 + \times - d \times \frac{(a \times b \times \cos \theta)}{c} - d \times a \times \operatorname{sen} \theta \quad (70)$$

Assim, resolvendo a Equação (67), é encontrado o valor de **EF''''**, que por sua vez é retomado na Equação (30), de onde determina-se **EF_n**, que retorna a Equação (23) e assim por diante, até que todas as posições dos mancais, que respeitem as condições inicial e final

impostas pelo problema, podem ser calculadas. Com isso, as forças F_1 e F_2 serão conhecidas qualquer que seja o dimensionamento do sistema indireto.

3. Cálculo de D_1 , D_2 , D_3 e D_4 para a determinação das forças

Para calcular F_1 e F_2 é necessário relacionar as dimensões D_1 , D_2 , D_3 e D_4 , indicadas na Figura 5.10 e na Figura 5.11 com a solução do problema geométrico encontrada na Equação (67).

Para calcular D_1 é necessário voltar ao triângulo formado pelos mancais **A**, **B** e **C**, e prolongar o segmento **AB** até o segmento perpendicular a **AB** que passa pelo mancal **E**, conforme mostrado na Figura A.10.

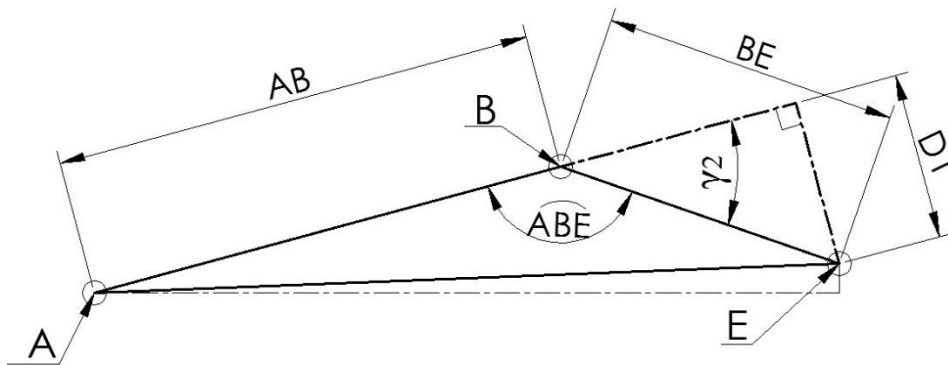


Figura A.10 - Cálculo da dimensão D_1

Os ângulos $\widehat{ABE}$ (dado pela Equação (12) e γ_2 são suplementares, ou seja, sua soma é igual a 180° . Por isso o seno destes dois ângulos são iguais, portanto:

$$\text{sen } \gamma_2 = \frac{D_1}{BE} = \text{sen } (\widehat{ABE}) \quad (71)$$

$$D_1 = BE \times \text{sen } (\widehat{ABE}) \quad (72)$$

O cálculo de D_2 é realizado observando o triângulo formado pelos mancais **C**, **D** e **E**, e pelo prolongamento do segmento **CD** até o segmento perpendicular a **CD** que passa pelo mancal **E**, conforme mostrado na Figura A.11.

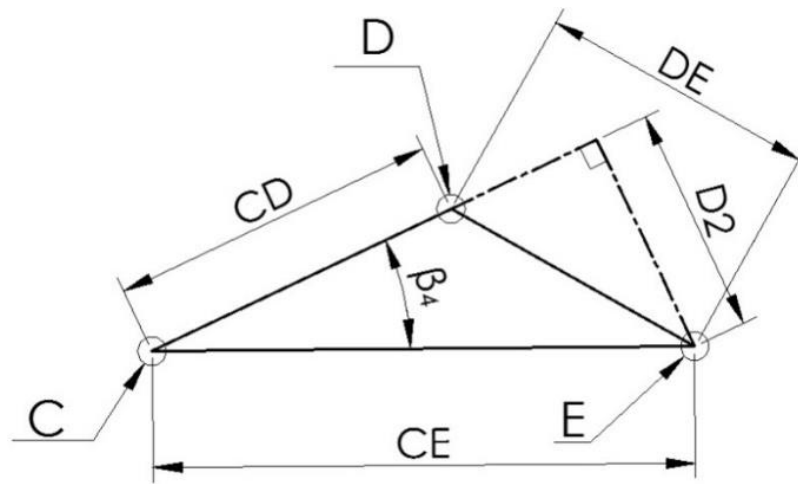


Figura A.11 - Cálculo da dimensão D_2

Seguem as equações:

$$DE^2 = CD^2 + CE^2 - 2 \times CD \times CE \times \cos \beta_4 \quad (73)$$

$$\beta_4 = \cos^{-1} \left(\frac{DE^2 - CD^2 - CE^2}{2 \times CD \times CE} \right) \quad (74)$$

$$\text{sen } \beta_4 = \frac{D_2}{CE} \rightarrow D_2 = CE \times \text{sen } \beta_4 \quad (75)$$

A dimensão D_4 pode ser obtida através do posicionamento dos mancais **C**, **D**, **E**, e **F**. Este posicionamento está demonstrado na Figura A.12 e na Figura A.13 a seguir.

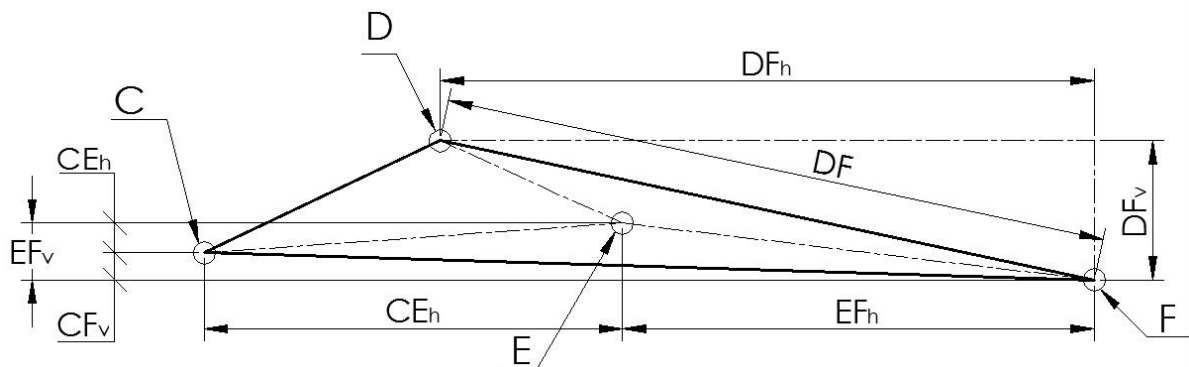


Figura A.12 - Cálculo de D_4 (parte 1)

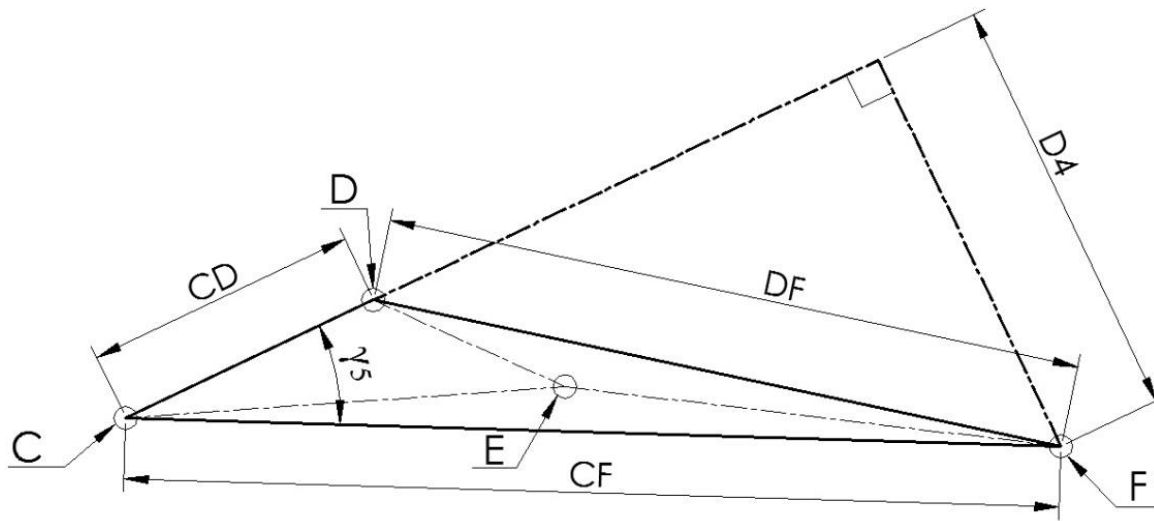


Figura A.13 - Cálculo de D_4 (parte 2)

Observando a Figura A.12, pode-se determinar:

$$DF^2 = DF_v^2 + DF_h^2 \quad (76)$$

$$CF^2 = (CE_h + EF_h)^2 + (EF_v + CE_v)^2 \quad (77)$$

Da Figura A.13, obtêm-se:

$$DF^2 = CD^2 + CF^2 - 2 \times CD \times CF \times \cos \gamma_5 \quad (78)$$

$$\gamma_5 = \cos^{-1} \left(\frac{DF^2 - CD^2 - CF^2}{2 \times CD \times CF} \right) \quad (79)$$

$$\text{sen } \gamma_5 = \frac{D_4}{CF} \rightarrow D_4 = CF \times \text{sen } \gamma_5 \quad (80)$$

O cálculo da dimensão D_3 é feito com base no comprimento L e no balanço traseiro **BT** que a caçamba apresenta, conforme é demonstrado na Figura A.14 abaixo. A variável D_3 é a dimensão que vai do centro de gravidade da carga W aplicada sobre a caçamba, sendo que W nada mais é do que o peso da carga líquida que a caçamba transporta, mais o peso de todos os componentes do implemento, considerado como sendo uniformemente distribuído sobre o comprimento L da caixa de carga.

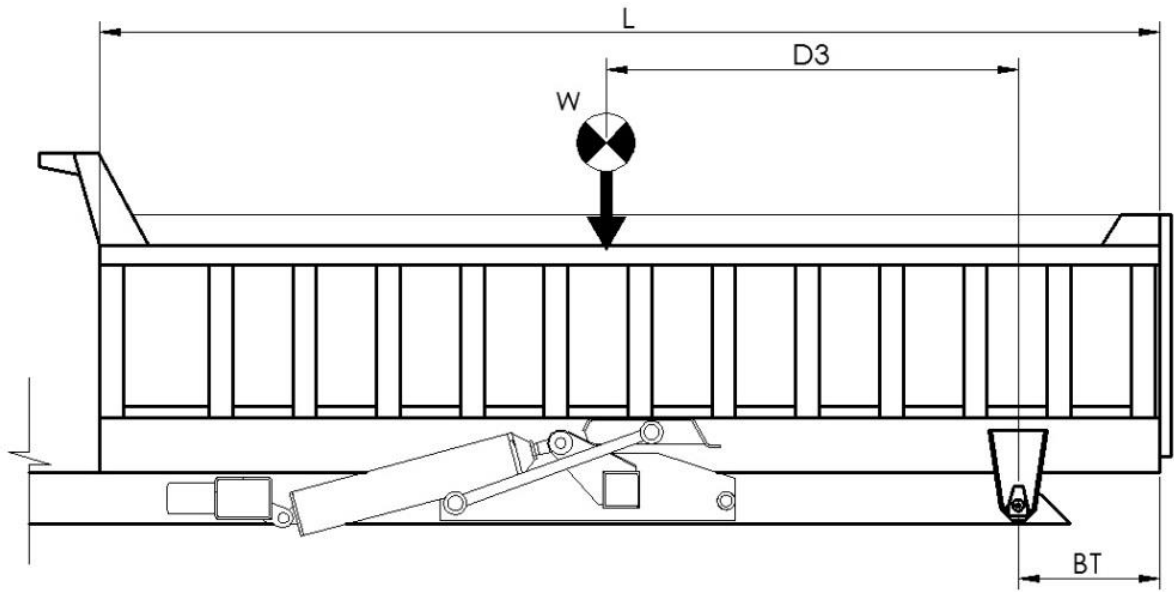


Figura A.14 - Cálculo da dimensão D3

Desta forma, observando a Figura A.14, tem-se:

$$D_3 = \frac{L}{2} - BT \quad (81)$$

Portanto, é preciso encontrar a equação que determina o ângulo β_5 . A Figura A.15 apresenta a disposição dos mancais C, D, E e F no ponto máximo de basculamento:

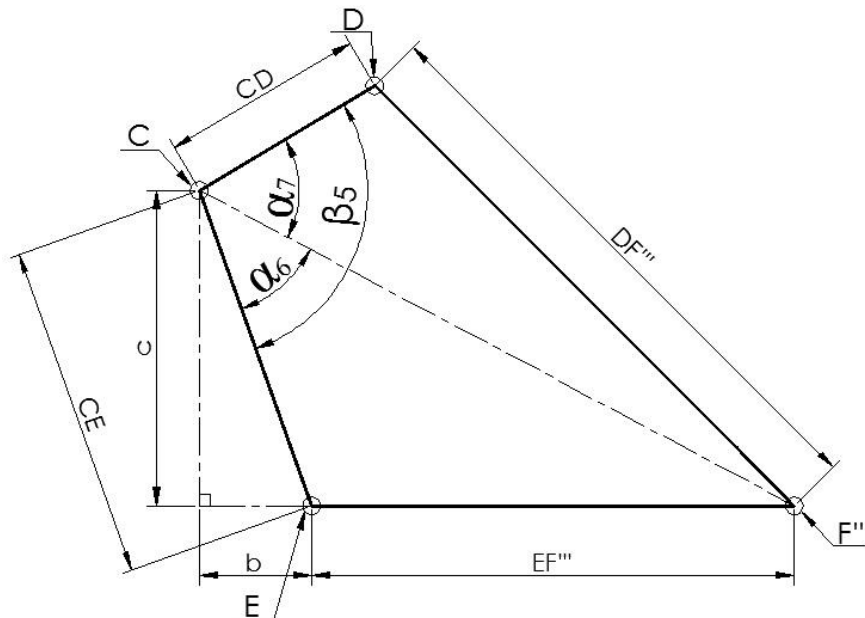


Figura A.15 - Cálculo de β_5

Observando a Figura A.15, obtêm-se:

$$\beta_5 = \alpha_6 + \alpha_7 \quad (6.16)$$

APÊNDICE B

ALGORITMO

Implementação do algoritmo em linguagem MATLAB®:

```
%%% Programa Freddy
tic

clear all
close all
clc
warning off

Div=20; %Número de divisões do intervalo
COND=200; %Condição limite p/ CEh
teta_grau=46; %ângulo final de basculamento em graus
(FIXO)
teta= (pi.*teta_grau)./180; %0.802851456 %ângulo final de
basculamento em radianos (FIXO)
AEv=53; %distância vertical entre os mancais A
e E (FIXO)
AB1=1500; %comprimento do cilindro fechado (FIXO)
P./ 1ª AVALIAÇÃO
AB2=2678; %comprimento do cilindro aberto (FIXO)
P./ 1ª AVALIAÇÃO
CEv=10; %dist.vertical dos macais C e E (FIXO)
Ey=80; %posição vertical do mancal E (FIXO)
Fy=80; %posição vertical do mancal F (FIXO)
Dy=170; %posição vertical do mancal D (FIXO)
LONG_INF=220; %altura da longarina inferior (FIXO)

carga=21000; %carga da caçamba em quilogramas (FIXO)
BT=1200; %balanço traseiro da caçamba (FIXO)
comp=9000; %comprimento da caçamba em milímetros
(FIXO)

BEh=linspace(0,7087,Div); %950; %dist. horizontal dos mancais B e
E (mínimo: 200; máximo: 2000)
BEv=310; %dist. vertical dos mancais B e E
(FIXO)
CEh=linspace(200,7800,Div); %800; %dist.horizontal dos macais C e E
(mínimo: 200; máximo: 2000)
```

```

CD=linspace(310,1500,Div);           %600; %comprimento do braço CD(k)
(minimo: 310; máximo: 1500)

m=1;
cont=1;

for i=1:Div
for j=1:Div
for k=1:Div

%% Determinação das dimensões do sistema

EFv=Ey-Fy;                           %dist.vertical dos
macais E e F (RESULTADO DIRETO)
DFv=Dy+LONG_INF-Fy;                 %dist.vertical dos
macais D e F (RESULTADO DIRETO)
F1F2=(DFv.^2+EFv.^2-2.*DFv.*EFv.*cos(teta)).^(1./2); %dist entre F' e F''
gama2=acos((F1F2.^2+DFv.^2-EFv.^2)/(2.*F1F2.*DFv)); %âng. entre F'F'' e
FF''
h=F1F2.*sin((pi./2)-teta-gama2);      % dist.vertical
entre F' e F''
F2F3=h./sin(teta);                   %dist. entre F'' e
F'''
F1F3=F1F2.*cos((pi./2)-teta-gama2)+F2F3.*cos(teta); %dist. entre F' e
F'''

BE = (BEh(i).^2+BEv.^2).^(1./2);      %dist.entre os
macais B e E
betal=asin((BEv+AEv)./AB1);           %âng. entre AB e
ABv
alfal=atan(BEv./BEh(i));              %âng. entre BE e
BEh(i)
AE=(AB1.^2+BE.^2-2.*AB1.*BE.*cos(pi-alfal-betal)).^(1./2); %dist.entre
os macais A e E
gamal=asin(AEv./AE);                 %âng. entre AE e
AEh

AEBi=acos((AE.^2+BE.^2-AB2.^2)/(2.*AE.*BE)); %âng. do triângulo
ABE (aberto) no vértice E

if isreal(AEBi)==1 %para eliminar os valores imaginários
AEB=AEBi;

alfa3=pi+gamal-AEB;                  %âng. BE (aberto)
com a horizontal
beta2=atan(CEh(j)./CEv);              %âng. entre CE e
CEv
alfa2=atan(BEh(i)./BEv);              %âng. ente BE e BEv
BEC=pi-alfa2-beta2;                  %âng. do triângulo
BCE no vértice E
beta3=BEC+alfa3;                     %ângulo CE com
horizontal (aberto)
CDv=Dy+LONG_INF-Ey+CEv;              %dist.vertical dos
macais C e D
CDh=(CD(k).^2-CDv.^2).^(1./2);       %dist.horozontal
dos macais C e D

```

```

DEh=CEh(j)-CDh; %dist.horizontal
dos macaís D e E
CE=(CEh(j).^2+CEv.^2).^(1./2); %dist. dos macaís C
e E

a=-F1F3+DEh+F2F3; %constante da
equação
b=CE.*cos(pi-beta3); %constante da
equação
c=CE.*sin(pi-beta3); %constante da
equação
d=2.*CE.*sin(beta3); %constante da
equação

A=(d.*(1-cos(teta)))./c; %termo "a" da eq.
do 2º grau
B=2.*a+d.*((b-(cos(teta)).*(a+b))./c)-sin(teta)); %termo "b" da eq.
do 2º grau
C=CE.^2-CD(k).^2+a.^2-((d.*a.*b.*cos(teta))./c)-d.*a.*sin(teta); %termo
"c" da eq. do 2º grau
delta=B.^2-4.*A.*C;

EF3=(-B+(delta).^(1./2))./(2.*A); %dist. E e F''
EFh=EF3-F1F3; %dist. horizontal
dos macaís E e F (EFh>200)

if EFh>200 %segunda condição

DFh=EFh+DEh; %dist. horizontal
dos macaís D e F (DFh>200)

%% cálculo das forças

DEv=Dy+LONG_INF-Ey; %dist. vertical dos
macaís D e E
DE=(DEh.^2+DEv.^2).^(1./2); %dist. dos macaís D
e E
ABE=pi-alfa1-beta1; %âng. do triângulo
ABE no vértice B
D1=BE.*sin(ABE); %projeção de BE
perpendicular com segmento AB no triâng. ABE
beta4=acos((DE.^2-CD(k).^2-CE.^2)./(-2.*CD(k).*CE)); %suplemento do âng.
ABE
D2=CE.*sin(beta4); %projeção de DE
perpendicular com segmento CD(k) no triâng. CD(k)E
DF=(DFv.^2+DFh.^2).^(1./2); %dist. dos macaís D
e F
CF=((CEh(j)+EFh).^2+(EFv-CEv).^2).^(1./2); %dist. dos macaís C
e F
gama5=acos((DF.^2-CD(k).^2-CF.^2)./(-2.*CD(k).*CF)); %âng. entre CD(k) e
CF
D4=CF.*sin(gama5); %projeção de DF
perpendicular com segmento CD(k) no triâng. CD(k)F
D3=(comp./2)-BT; %dist. horizontal
do centro de gravidade da carga ao mancal

%% Cálculo do ângulo final entre CD(k) e CE (condição de ponto morto)

```

```

DF3=DFh+F2F3; %dit. entre D e
F'''
CF3=((EF3+b).^2+c.^2).^(1./2); %dit. entre C e
F'''
alfa6=acos((CE.^2+CF3.^2-EF3.^2)./(2.*CE.*CF3)); %âng. entre CE e
CF'''
alfa7=acos((CD(k).^2+CF3.^2-DF3.^2)./(2.*CD(k).*CF3)); %âng. ente CD(k) e
CF'''
beta5=alfa7+alfa6; %âng. entre o braço
CD(k) e o braço do Sit. Indireto
beta5_grau=(180.*beta5)./pi; %âng. entre o braço
CD(k) e o braço do Sit. Indireto em 'graus' (máximo 145°)

if beta5_grau<145 %condição limite para o ângulo

%% Outras condições

AEh=AE.*cos(gamal); %dist. horizontal
dos macais A e E (Não pode ser menor que o comprimento fechado do cilindro
AEh > AB1)

if CEh(j)<AEh-COND
if AEh>AB1
mancalA=comp-BT-AEh+EFh; %posição do mancal
A em relação ao chassi (não pode estar a frente do do final do chassi
superior (mancalA > comp - BT)

if mancalA>comp-BT

F2(m)=(carga.*D3)./D4; %Força no braço
CD(k)
F1(m)=(F2(m).*D2)./D1; %Força exercida
pelo cilindro

comparacao(m)=F1(m)/F2(m);

if comparacao(m) <= 1.2
F1_cont(cont)=F1(m);
F2_cont(cont)=F2(m);

soma(cont)=F1_cont(cont)+F2_cont(cont);
%Soma das forças

BEhi(cont)=BEh(i);
CEhi(cont)=CEh(j);
CDi(cont)=CD(k);
EFhi(cont)=EFh;
DFhi(cont)=DFh;
AEhi(cont)=AEh;
beta5_graui(cont)=beta5_grau;
cont=cont+1;
end

BEhi(m)=BEh(i);
CEhi(m)=CEh(j);
CDi(m)=CD(k);
EFhi(m)=EFh;

```

```

DFhi(m)=DFh;
AEhi(m)=AEh;
beta5_graui(m)=beta5_grau;
m=m+1;

end
end
end
end
end
end
end
end

%% Comparação

F1_minimo=min(F1);
F2_minimo=min(F2);
soma_minimo=min(soma);
F1_minimo_cont=min(F1_cont);
F2_minimo_cont=min(F2_cont);

for i=1:m-1
if F1(i)==F1_minimo
    posicao1=i;
end
if F2(i)==F2_minimo
    posicao2=i;
end
end

for i=1:cont-1
if soma(i)==soma_minimo
    posicao3=i;
end
end

%% Gráficos

contador=linspace(1,m-1,m-1);
contador2=linspace(1,cont-1,cont-1);

figure(1)
subplot(3,1,1)
plot(contador,F1); hold on
plot(posicao1,F1_minimo,'ro')
title('F1')
subplot(3,1,2)
plot(contador,F2); hold on
plot(posicao2,F2_minimo,'ro')
title('F2')
subplot(3,1,3)
plot(contador2,soma); hold on
plot(posicao3,soma_minimo,'ro')
title('F1+F2 com F1/F2<=1.2')

```

```

figure(2)
subplot(3,1,1)
plot(BEhi); hold on
title('BEh')
subplot(3,1,2)
plot(CEhi)
title('CEh')
subplot(3,1,3)
plot(CDi)
title('CD')
hold on

%% Saída de Resultados

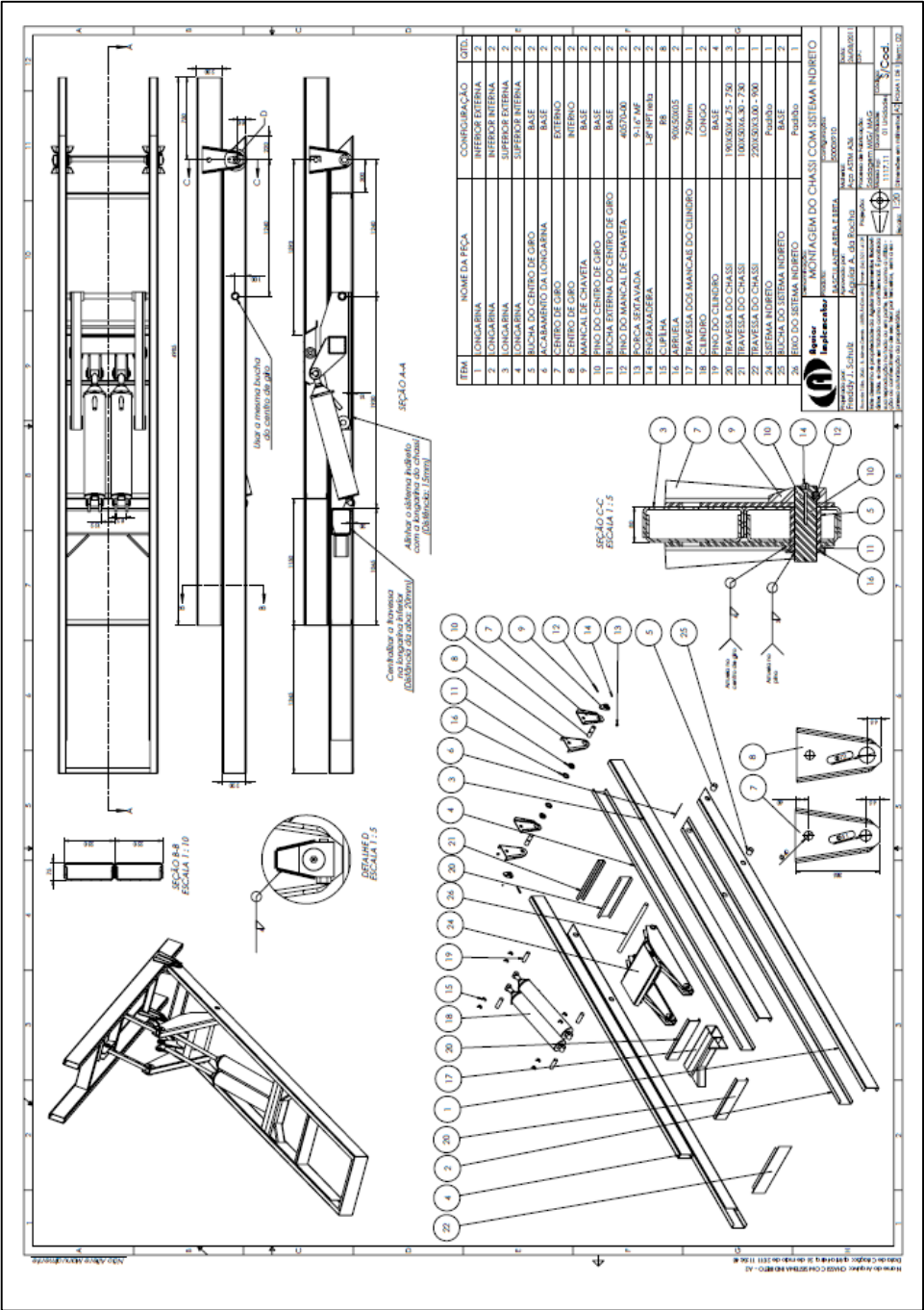
fprintf('O valor mínimo de F1 é %4.4f[kgf]
para\F2=%4.4f[kgf]\nBEh=%4.4f[mm]\nCEh=%4.4f[mm]\nCD=%4.4f[mm]\nEFh=%4.4f[
mm]\nDFh=%4.4f[mm]\nAEh=%4.4f[mm]\nbeta5_grau=%4.4f\n\n',F1_minimo,F2(posic
ao1),BEhi(posicao1),CEhi(posicao1),CDi(posicao1),EFhi(posicao1),DFhi(posica
o1),AEhi(posicao1),beta5_grau1(posicao1));
fprintf('O valor mínimo de F2 é %4.4f[kgf]
para\F1=%4.4f[kgf]\nBEh=%4.4f[mm]\nCEh=%4.4f[mm]\nCD=%4.4f[mm]\nEFh=%4.4f[
mm]\nDFh=%4.4f[mm]\nAEh=%4.4f[mm]\nbeta5_grau=%4.4f\n\n',F2_minimo,F1(posic
ao2),BEhi(posicao2),CEhi(posicao2),CDi(posicao2),EFhi(posicao2),DFhi(posica
o2),AEhi(posicao2),beta5_grau1(posicao2));
fprintf('O valor mínimo da soma F1+F2 com F1/F2<= 1.2 é %4.4f[kgf]\ncom
diferença de %4.4f %%
para\F1=%4.4f[kgf]\nF2=%4.4f[kgf]\nBEh=%4.4f[mm]\nCEh=%4.4f[mm]\nCD=%4.4f[
mm]\nEFh=%4.4f[mm]\nDFh=%4.4f[mm]\nAEh=%4.4f[mm]\nbeta5_grau=%4.4f\n\n',som
a_minimo,((F1_cont(posicao3)/F2_cont(posicao3))-
1)*100,F1_cont(posicao3),F2_cont(posicao3),BEhi(posicao3),CEhi(posicao3),CD
i(posicao3),EFhi(posicao3),DFhi(posicao3),AEhi(posicao3),beta5_grau1(posica
o3));

toc

```

APÊNDICE C

PROJETO ATUAL



ANEXO I

FOLHA DE DADOS TÉCNICOS DO CAMINHÃO VW 24-280



Especificações Técnicas Constellation 24.280

MOTOR

Indicador / Modelo	MAN / D08 30 300
Nº de cilindros / Cilindrada (cm³)	6 / 247 (2470)
Potência (kW) / CV	225 / 307 (3070)
Velocidade máxima (km/h)	100 / 120
Consumo (litros / 100 km) - ciclo urbano / ciclo urbano + extra-urbano / ciclo urbano + extra-urbano + misto	25,0 / 20,0 / 22,5
Sistema de injeção	Common rail
Arrefecimento da água	Water-cool
Norma de emissões	Provisional IV
Temperatura ambiente máxima (°C)	40
Altitude máxima (m)	1100
Velocidade máxima (km/h)	100 / 120

TRANSMISSÃO

Indicador / Modelo	ZF / 6S 110 TD
Nº de marchas	6
Nº de marchas	9,1 freio (desaceleração) 1 x 6
Relação de transmissão	1º 12,93
	2º 8,83
	3º 6,41
	4º 4,64
	5º 3,43
	6º 2,54
	7º 1,91
	8º 1,56
	9º 1,24
Sistema de Trocção	6 x 2

EMBREAGEM

Indicador / Tipo	Sinclair / Transmissão a seco, acionamento apêndice
Adiantamento	Push type, hidráulico assistido a ar
Diâmetro do disco (mm)	395

EIXO DIANTEIRO

Indicador / Modelo	SIN / 1 RK
Tipo	Viga 2ª com eixo torçoso

EIXO TRASEIRO MOTOR

Indicador / Modelo	Martini / MS 211/5
Tipo	Eixo 1000 em aço laminado
Relação de redução	3,53 (com 6,251 tipo 7)

SUSPENSÃO

Dianteiro	Molas semi-elásticas de duplo estágio, amortecedores hidráulicos independentes de duplo estágio, barra estabilizadora
Traseiro	Eixo 1000 em aço laminado com amortecedores hidráulicos independentes de duplo estágio, molas semi-elásticas independentes de duplo estágio, amortecedores hidráulicos independentes de duplo estágio

DIREÇÃO

Indicador / Modelo	ZF / 8007
Tipo	Hidráulica integrada com rodagem recirculadora

CHASSIS

Tipo	Varado, longarinas retas de perfil "U" em aço, eixos e parafusos
Modelo	40
Modelo	40

RODAS E PNEUS

Tipo	Aço (25" x 2007)
Pressão	2,5 / 2,5 (2,5 / 2,5)
Pressão	11,00 / 12,00

Todos os dados são apenas para referência. Imagens meramente ilustrativas.

FEIOS

Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso

SISTEMA ELÉTRICO

Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso

VOLUMES DE ABASTECIMENTO (l)

Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso

DIMENSÕES (mm)

Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso

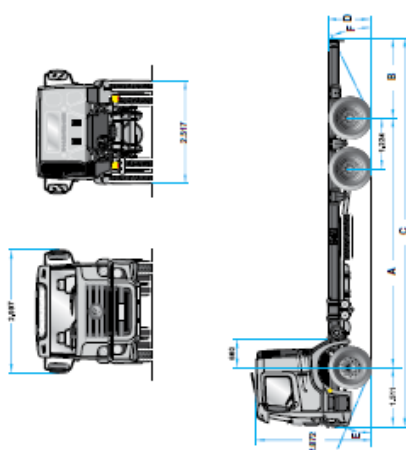
PESOS (kg)

Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso

DESEMPENHO (Cálculo Teórico)

Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso
Indicador / Serviço	Ar, tambor nas rodas dianteiras e traseiras
Tipo / Circuito	S-Lame / circuito duplo, independente, maculoso

Cabine Estendida



Cabine Leito Teto Alto

