

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
FACULDADE DE ARQUITETURA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM DESIGN**

Tiago Rodrigues Cesa

**DESIGN DE UMA ESTRUTURA DE PROTEÇÃO CONTRA
CAPOTAMENTO PARA TRATORES AGRÍCOLAS UTILIZANDO
SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**

Porto Alegre

2010

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
FACULDADE DE ARQUITETURA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM DESIGN**

Tiago Rodrigues Cesa

**DESIGN DE UMA ESTRUTURA DE PROTEÇÃO CONTRA
CAPOTAMENTO PARA TRATORES AGRÍCOLAS UTILIZANDO
SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL**

Dissertação apresentada ao curso de Pós-Graduação em Design da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Design.

Orientadora: Prof^a. Dr^a. Branca Freitas de Oliveira

Porto Alegre

2010

C421d Cesa, Tiago Rodrigues

Design de uma estrutura de proteção contra capotamento para tratores agrícolas utilizando simulação computacional / Tiago Rodrigues Cesa. – 2011.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Escola de Engenharia. Faculdade de Arquitetura. Programa de Pós-Graduação em Design. Porto Alegre, BR-RS, 2010.

Orientadora: Prof^a. Dr^a. Branca Freitas de Oliveira

1. Elementos finitos. 2. Simulação computacional. 3. Design de produto. 4. Tratores agrícolas. I. Oliveira, Branca Freitas de, orient. III. Título.

CDU-744(043)

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
FACULDADE DE ARQUITETURA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM DESIGN

A Banca Examinadora, abaixo assinada, aprova a Dissertação Intitulada “Design De Uma Estrutura De Proteção Contra Capotamento Para Tratores Agrícolas Utilizando Simulação Computacional” elaborada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre em Design.

Porto Alegre, 17 de dezembro de 2010.

Prof. Dr. Wilson Kindlein Júnior – Coordenador PgDesign - UFRGS

Prof^a. Dr^a. Branca Freitas de Oliveira – Orientadora - UFRGS

Prof. Dr. José Luis Farinatti Aymone - UFRGS

Prof. Dr. Fábio Gonçalves Teixeira - UFRGS

Prof. Dr. Luiz Antonio Bragança da Cunda - FURG

AGRADECIMENTOS

À Professora Branca Freitas de Oliveira, por sempre estar presente e me ajudar sempre que necessário.

À todos os amigos da AGCO do Brasil pelo suporte para a realização deste trabalho.

À minha esposa Jamile pelo apoio, compreensão e paciência durante esta jornada.

À todos amigos que sempre estão ao meu lado.

Ao CNPq, a CAPES e a PROPESQ/UFRGS pelo suporte financeiro para realização dessa pesquisa.

RESUMO

A ênfase deste trabalho está voltada à utilização da simulação computacional dentro do contexto do processo de desenvolvimento de produto. Foi utilizado o método dos elementos finitos para simular o teste de bancada que é realizado para validar a resistência mecânica e a capacidade de absorção de energia de estruturas de proteção contra capotamento (EPCC) de tratores agrícolas. Foi feita uma proposta de design de uma cabina para tratores estreitos e a partir dela foi executado o teste virtual para a sua validação.

A simulação foi feita considerando as características não lineares dos materiais, uma vez que a deformação atinge o regime plástico dos mesmos. Como a cabina é uma estrutura soldada relativamente complexa, foram feitas idealizações para se reduzir o tempo computacional.

De posse dos resultados virtuais, foi possível prever as regiões mais e menos solicitadas da estrutura sem a necessidade de realizar o teste real, propondo assim alterações de design e de materiais da cabina para tornar a absorção da energia de deformação mais eficiente.

Palavras chave: EPCC, Trator, MEF, CAE, Elementos Finitos, Simulação virtual, PDP.

ABSTRACT

The emphasis of this work is focused on the use of computer simulation within the context of product development. The finite element method was used to simulate the real test that is conducted to validate the strength and energy absorption capacity of rollover protective structures (ROPS) of agricultural tractors. From a design proposal of a cab to a narrow tractor, the test was performed to validate it.

The simulation was made by adopting the nonlinear characteristics of the materials, since the deformation reaches the plastic regime. As the cab is a welded structure relatively complex, idealizations were made to reduce the computational time.

With the results virtual, it was possible to predict the most and least requested regions of the structure without the need to run the real test, proposing design and material changes to make the absorption of strain energy more efficiently.

KEYWORDS: *ROPS, Tractor, FEA, CAE, Finite Elements, Virtual Simulation, PDP.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Trator com típico ROPS de dois postes.....	6
Figura 2.2 - Trator Massey Ferguson plataformado com ROPS de dois postes.....	6
Figura 2.3 - Trator com típico ROPS de quatro postes	6
Figura 2.4 - Trator típico com cabina de seis postes.	7
Figura 2.5 - Trator Massey Ferguson cabinado com ROPS de seis postes	7
Figura 2.6 - Vista lateral das medidas do "Espaço Livre"	8
Figura 2.7 - Vista frontal das medidas do "Espaço Livre".	8
Figura 2.8.1 - Ensaio de carregamento traseiro.....	13
Figura 2.8.2 - Ponto de aplicação da carga traseira.	14
Figura 2.9.1 - Ensaio de esmagamento das colunas traseiras.....	15
Figura 2.9.2 - Vista frontal do ponto de aplicação das forças nas colunas traseiras e dianteiras.....	15
Figura 2.10.1 - Ensaio de carregamento lateral.....	16
Figura 2.10.2 - Ponto de aplicação da carga no ensaio de carregamento lateral.....	16
Figura 2.11 - Ensaio de esmagamento das colunas dianteiras.	17
Figura 2.12 - Força e energia aplicada no carregamento lateral aprovado.....	18
Figura 2.13 - Força e energia aplicada no carregamento lateral reprovado	19
Figura 2.14 - O processo de desenvolvimento de produto.	23
Figura 2.15 - O processo de desenvolvimento de produto segundo APQP.....	24
Figura 2.16 - Fases do desenvolvimento de produtos de acordo com alguns autores.....	25
Figura 2.17 - Exemplos comuns do comportamento não linear	29
Figura 2.18 - Processo de análise por Elementos Finitos.....	30
Figura 2.19 - Modelo (contínuo) discretizado por elementos finitos de uma cabina.	32
Figura 2.20 - Forma básica dos elementos	33
Figura 2.21 - Elementos tridimensionais.....	Error! Bookmark not defined.
Figura 2.22 - Diferentes funções de interpolação para os elementos.....	34
Figura 2.23 - Gráfico Tensão x Deformação linear.....	35
Figura 2.24 - Curva Tensão x Deformação Bilinear.	36

Figura 2.25 - Gráfico de curva Tensão x Deformação Multilinear.	37
Figura 2.26 - Gráfico $F=Kx$ linear.....	40
Figura 2.27 - Gráfico $F=K(x).x$	40
Figura 4.1 - Imagem em perspectiva do lay-out do trator estreito com a cabina e o teto já montados.....	50
Figura 4.2 - Vista lateral do lay-out do trator estreito com a cabina e o teto já montados.....	51
Figura 4.3 - Vista frontal do lay-out do trator estreito com a cabina e o teto já montados. ...	51
Figura 4.4 - Estrutura da cabina para trator estreito.	52
Figura 4.5 - Estrutura da cabina para trator estreito sem o assoalho.....	53
Figura 4.6 - Cabina antes da simplificação (a) e depois da simplificação (b).....	54
Figura 4.7 - Detalhe da cabina antes da simplificação (a) e depois da simplificação (b).	55
Figura 4.8 - Forma como um raio é discretizado. (a) Objeto contínuo. (b) Aproximação discreta. (c) Elemento desconectado.	55
Figura 4.9 - Vãos de uma peça que serão soldados.....	57
Figura 4.10 - Peça inteiramente remodelada sem os vãos.....	57
Figura 4.11 - Vãos entre componentes que serão preenchidos por solda.....	58
Figura 4.12 - Manipulação da geometria dos componentes para eliminar os vãos entre eles.....	58
Figura 4.13 - Malha da cabina gerada automaticamente pelo Ansys.....	59
Figura 4.14 - Componente da cabina sem os vãos com elementos hexaédricos de 12 mm de tamanho médio. Elementos: 2289. Nós: 2438.....	60
Figura 4.15 - Componente da cabina com os vãos e elementos hexaédricos de 12 mm de tamanho médio. Elementos: 3328. Nós: 6456.....	61
Figura 4.16 - Componente da cabina com os vãos e elementos tetraédricos de 12 mm de tamanho médio. Elementos: 37442. Nós: 18470.....	62
Figura 4.17 - Malha gerada da cabina do trator estreito com elementos de casca.	63
Figura 4.18 - Detalhe da malha gerada da cabina do trator estreito com elementos de casca.....	64
Figura 4.19 - Vigas da cabina destacadas em vermelho.....	65
Figura 4.20 - Peças estampadas da cabina destacadas em vermelho.	66
Figura 4.21 - Curva Tensão x Deformação para os aços ASTM A36 e ASTM A242.....	67
Figura 4.22 - Peças da cabina que serão usadas como suporte.	68
Figura 4.23 - Regiões de aplicação das forças.	69

Figura 4.24 - Ponto remoto criado para a aplicação da carga no esmagamento das colunas traseiras.....	71
Figura 4.25 - Região com mais deformação plástica após as quatro etapas do ensaio, indicada com “ <i>Max</i> ”.....	74
Figura 4.26 - Resultados de tensões de von Mises no final da análise.....	75
Figura 4.27 - Gráfico da energia absorvida pela cabina em função do deslocamento na primeira etapa.....	76
Figura 4.28 - Gráfico da energia absorvida pela cabina em função do deslocamento na terceira etapa.....	76
Figura 4.29 - Gráfico da massa aplicada em função do deslocamento na segunda etapa.....	77
Figura 4.30 - Gráfico da massa aplicada em função do deslocamento na quarta etapa.....	77
Figura 4.31 - Reforços adicionados na estrutura.....	78
Figura 4.32 - Deformação plástica de 0,36mm/mm máxima no ponto de aplicação da carga no final das quatro etapas.....	79
Figura 4.33 - Deformação plástica de 0,358mm/mm máxima no ponto de aplicação da carga na terceira etapa.....	81
Figura 4.34 - Gráfico da energia absorvida pela cabina em função do deslocamento na primeira etapa para a segunda proposta de alteração.....	82
Figura 4.35 - Gráfico da massa aplicada em função do deslocamento na segunda etapa para a segunda proposta de alteração.....	82
Figura 4.36 - Gráfico da energia absorvida pela cabina em função do deslocamento na terceira etapa para a segunda proposta de alteração.....	83
Figura 4.37 - Gráfico da massa aplicada em função do deslocamento na quarta etapa para a segunda proposta de alteração.....	83
Figura 4.38 - Vigas da cabina que tiveram sua espessura modificada de 3 para 2mm.....	84
Figura 4.39 - Deformação plástica com as regiões em vermelho representando onde a deformação ultrapassou 35mm/mm.....	85
Figura 4.40 - Gráfico da energia absorvida em relação ao deslocamento na primeira etapa do teste para a terceira proposta de alteração.....	86
Figura 4.41 - Gráfico da massa suportada em relação ao deslocamento na segunda etapa do teste para a terceira proposta de alteração.....	86

Figura 4.42 - Gráfico da energia absorvida em relação ao deslocamento na terceira etapa do teste para a terceira proposta de alteração.	87
Figura 4.43 - Gráfico da massa suportada em relação ao deslocamento na quarta etapa do teste para a terceira proposta de alteração.	87
Figura 4.44 - Colunas laterais que sofreram alteração de espessura de 3mm para 4,75mm. .	88
Figura 4.45 - Deformação plástica de 0,28mm/mm máxima no ponto de aplicação da carga na terceira etapa.	89
Figura 4.46 - Gráfico da energia absorvida em relação ao deslocamento na primeira etapa do teste para a quarta proposta de alteração.	90
Figura 4.47 - Gráfico da massa em relação ao deslocamento na segunda etapa do teste para a quarta proposta de alteração.	90
Figura 4.48 - Gráfico da energia absorvida em relação ao deslocamento na terceira etapa do teste para a quarta proposta de alteração.	91
Figura 4.49 - Gráfico da massa suportada em relação ao deslocamento na quarta etapa do teste para a quarta proposta de alteração.	91
Figura 4.50 - Distâncias entre a viga superior lateral e superior traseira da cabina e o espaço livre do operador.....	92
Figura 4.51 - Distâncias entre a viga superior traseira e superior dianteira da cabina e o espaço livre do operador.....	92
Figura 4.52 - Curva do teste real da energia absorvida pela cabina e da força aplicada em função do deslocamento na primeira etapa do teste.	94
Figura 4.53 - Curva do teste real da energia absorvida pela cabina e da força aplicada em função do deslocamento na terceira etapa do teste.....	94

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

EPCC – Estrutura de Proteção Contra Capotamento

ROPS – Roll Over Protective Structure

FEA – Finite Element Analysis

MEF – Método de elementos finitos

CAE – Computer Aided Engineering

CAD – Computer Aided Design

CAM – Computer Aided Manufacturing

SAE – Society of Automotive Engineers

NBR – Norma Brasileira Regulamentadora

OECD – Organization for Economic Co-operation and Development

ISO – International Standards Organization

ASTM – American Society for Testing and Materials

Cv – Cavalo Vapor

mm - Milímetros

MPa – Mega Pascal

kg - Quilograma

J - Joule

DLV – Deflection Limiting Volume

LAP – Load Application Point

TDP – Tomada de Potência

MT – Massa de referência de teste

MSL – Massa de operação sem lastro

MCL – Massa de operação com lastro

PRA – Ponto de referência de assento

ABNT – Associação Brasileira de Normas técnicas

APQP – Advance Product Quality Planning

PDP – Processo de Desenvolvimento de Produto

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO DO TEMA	1
1.2	JUSTIFICATIVA	2
1.3	DELIMITAÇÃO DO TEMA	3
1.4	PROBLEMA DE PESQUISA	3
1.5	HIPÓTESE DE PESQUISA	3
1.6	OBJETIVOS	4
1.6.1	OBJETIVOS GERAIS	4
1.6.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	4
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	5
2.1	DEFINIÇÕES	5
2.2	HISTÓRICO DAS NORMAS	10
2.3	NORMAS UTILIZADAS	12
2.4	PROCEDIMENTO DO TESTE	13
2.5	O PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO	21
2.6	HISTÓRICO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	26
2.7	NÃO LINEARIDADE EM ANÁLISES DE ELEMENTOS FINITOS	28
2.8	O PROCESSO DE ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS	30
2.8.1	PRÉ-PROCESSAMENTO	31
2.8.2	SOLUÇÃO (SOLVER)	38
2.8.3	PÓS-PROCESSAMENTO	44
2.9	ESCOLHA DOS ELEMENTOS	44
3	METODOLOGIA DE PESQUISA	47
4	SIMULAÇÃO DA CABINA	49
4.1	PROJETO CONCEITUAL DA CABINA PARA TRATOR ESTREITO	49
4.2	PRÉ-PROCESSAMENTO	53
4.2.1	TRATAMENTO DA GEOMETRIA	53
4.2.2	GERAÇÃO DA MALHA	59
4.2.3	MATERIAIS DA ESTRUTURA DA CABINA	64
4.2.4	APLICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO	67
4.2.5	APLICAÇÃO DOS CARREGAMENTOS	68

4.3 SOLUÇÃO	72
4.4 PÓS-PROCESSAMENTO	73
4.4.1 PRIMEIRA PROPOSTA DE ALTERAÇÃO	78
4.4.2 SEGUNDA PROPOSTA DE ALTERAÇÃO	80
4.4.3 TERCEIRA PROPOSTA DE ALTERAÇÃO.....	83
4.4.4 QUARTA PROPOSTA DE ALTERAÇÃO	87
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	96
REFERÊNCIAS	99

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO DO TEMA

A preocupação com a saúde e a segurança dos operadores de máquinas está cada vez mais no foco dos consumidores e, conseqüentemente, dos fabricantes das máquinas. Esta preocupação tem levado os comitês de normas a elaborarem testes e procedimentos para padronizar sistemas presentes em máquinas que por ventura possam causar algum dano ao ser humano.

Atualmente, os fabricantes de máquinas agrícolas, florestais, de mineração, pavimentação, etc, têm dado uma especial atenção aos acidentes causados pela capotagem das máquinas que, segundo Thambiratnam, Clark, e Perera (2008), na sua grande maioria, são devidos à operação em terrenos inclinados e ao centro de gravidade muito elevado dessas máquinas. Muitas vezes esses acidentes são fatais.

Para minimizar os efeitos destas capotagens e com o intuito de preservar a integridade física do operador, foram criadas normas de teste para assegurar que a estrutura que circunda o operador, conhecida como ROPS (Roll Over Protective Structure) ou EPCC (Estrutura de Proteção Contra Capotamento), seja eficaz em protegê-lo caso a máquina capote. Mesmo essa estrutura sendo um opcional para alguns países, ela é obrigatória para o Brasil.

Estas estruturas apresentam uma complexidade de dimensionamento muito grande, pois, ao mesmo tempo em que devem garantir que durante a deformação nenhuma parte da estrutura invada uma área pré-determinada para sobrevivência do operador, também devem deformar-se para conseguir absorver a energia de um capotamento.

Existem atualmente muitos órgãos que especificam normas para testar a EPCC, como SAE, NBR, ISO e OECD, e todas elas são muito semelhantes, consistindo em aplicação de cargas laterais, longitudinais e verticais na estrutura, que variam de acordo com a potência do motor do trator. Quanto mais potente for o trator, mais a estrutura deve resistir. Por ser um teste de bancada e

destrutivo, possui um custo muito elevado para sua execução, pois além do custo da estrutura que será destruída, somam-se as horas de laboratório que são caras e costumam ser muitas e, na maioria dos casos, são feitos vários testes em estruturas diferentes buscando conseguir-se a homologação.

Neste trabalho será dada atenção a um modelo novo de cabina climatizada para ser utilizado em tratores estreitos, que têm por característica possuírem menores dimensões tanto em comprimento, quando em largura e altura comparados aos demais tratores, pois são feitos para trabalharem no cultivo de frutas e hortaliças. Normalmente esses tratores possuem potência entre 15 e 82cv, e no mercado brasileiro, nenhum deles é fabricado com cabina climatizada, apenas com plataformas sem climatização.

1.2 JUSTIFICATIVA

Na intenção de diminuir o número de testes de bancada destrutivos que normalmente são necessários para se aprovar uma estrutura, conseqüentemente reduzindo também o custo e o tempo de projeto, será feito uso de uma tendência mundial do mercado automobilístico, naval e aeroespacial, onde cada vez mais se tem utilizado ferramentas computacionais de elementos finitos para simular o comportamento estático e dinâmico de componentes e estruturas, prevendo seu comportamento de acordo com as cargas solicitadas para somente depois realizar o teste físico. Mas para se conseguir um resultado virtual condizente com o real, no caso do presente estudo, é necessário um software de elementos finitos que consiga trabalhar com grandes deformações mecânicas em regime não linear dos materiais. A modelagem de problemas complexos como a da cabina possui muitas variáveis, fazendo-se necessárias simplificações e idealizações para se reduzir o tempo computacional sem que isso afete significativamente os resultados. Ainda existem as condições de contorno, os tipos de elementos, tipos de contato e tipos de curvas características de materiais que podem ser manipuladas para chegar a um resultado mais condizente. Esse tipo de software costuma ter um custo muito alto, porém paga-se muito rápido se feita uma

análise do retorno do investimento devido à economia gerada pela diminuição do número de testes reais que a empresa faria para a homologação da estrutura.

De posse de um modelo virtual condizente com o real, será possível analisar com mais facilidade as melhorias que podem ser feitas na cabina para que sua deformação seja mais eficiente, absorvendo mais energia sem invadir o espaço do operador, utilizando reforços estruturais em locais realmente necessários e retirando-se excesso de material onde não são necessários, conseqüentemente podendo assim projetar cabinas com um custo mais baixo por se ter um melhor aproveitamento dos materiais utilizados.

No contexto do processo de desenvolvimento de produto, as simulações da cabina via elementos finitos se inserem como um auxílio para redução de custo e tempo do projeto, pois reduz o número de protótipos a serem ensaiados nas etapas de desenvolvimento do projeto e testes de protótipos.

1.3 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Esta pesquisa delimita-se a proposta de design de uma estrutura de proteção contra capotamento para tratores agrícolas estreitos empregando a simulação computacional do teste de capotamento através do método dos elementos finitos como ferramenta de apoio.

1.4 PROBLEMA DE PESQUISA

Como simular computacionalmente, através do método dos elementos finitos, o teste de capotamento de uma cabine de um trator agrícola e empregar estes resultados no design e aperfeiçoamento da cabine?

1.5 HIPÓTESE DE PESQUISA

É possível simular o teste de proteção contra capotamento de uma cabina de um trator agrícola com o uso de um software comercial de cálculo estrutural

pelo método dos elementos finitos e utilizar esta simulação como ferramenta de apoio ao design e aperfeiçoamento da cabina antes da realização dos testes com protótipos reais?

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 OBJETIVOS GERAIS

Representar virtualmente, através do método dos elementos finitos, todas as etapas do teste de capotamento de uma cabine de um trator agrícola de acordo com normas internacionais e empregar os resultados obtidos como ferramenta para o design e aperfeiçoamento da cabina.

1.6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Determinar os elementos, tipos de contato, materiais e condições de contorno mais apropriados para a análise virtual representar com mais precisão o que ocorre na realidade.

Explorar os parâmetros de controle que o software dispõe com o intuito de obter um resultado mais fidedigno.

Propor modificações no design e nos materiais da cabina com o intuito de fazer com que ela absorva a quantidade necessária de energia para aprovação nos requisitos do teste de ROPS.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresenta o embasamento teórico necessário para uma melhor compreensão do que será tratado no desenvolvimento deste trabalho.

Primeiro serão explicados alguns termos técnicos e definições que serão utilizadas ao longo deste trabalho. Logo após será apresentado o histórico das normas de teste internacionais que são utilizadas para validar as estruturas de proteção e também um histórico da utilização do método dos elementos finitos.

Após o histórico do método dos elementos finitos, ainda serão explicadas as não linearidades existentes no problema da simulação da cabina, assim como o processo que é utilizado para executar a análise por elementos finitos e uma idéia de como é feita a escolha dos elementos que vão compor o modelo a ser simulado.

2.1 DEFINIÇÕES

Para uma melhor compreensão de como funciona o teste para avaliar a EPCC de um trator, é importante conhecer algumas definições utilizadas para se estabelecer como o teste será realizado.

ROPS – *Roll Over Protective Structure*

Em português EPCC (Estrutura de Proteção Contra Capotagem), é a cabina, plataforma ou estrutura para proteção do operador da máquina, utilizada para minimizar a possibilidade de dano físico ao operador, resultante de capotagem acidental. A estrutura é caracterizada por oferecer espaço livre no interior do envelope da estrutura ou dentro de um espaço delimitado por uma série de linhas a partir da extremidade exterior da estrutura de qualquer parte do trator que podem entrar em contato com chão, e é capaz de suportar o trator na posição em que ele capotar.

As figuras 2.1 e 2.2 exemplificam um trator com um típico ROPS de dois postes. Já a figura 2.3 exemplifica um trator com um típico ROPS de quatro

postes, e as figuras 2.4 e 2.5 mostram tratores dotados de cabines com seis postes.

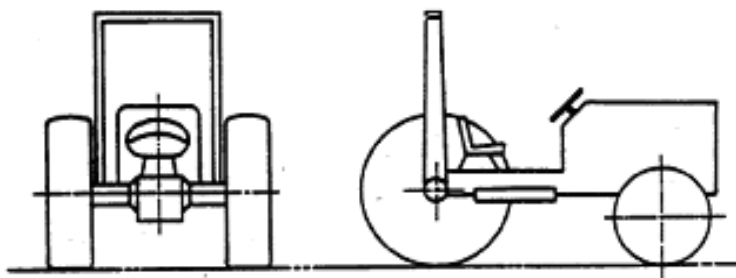


Figura 2.1 - Trator com típico ROPS de dois postes
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)



Figura 2.2 - Trator Massey Ferguson plataformado com ROPS de dois postes.
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

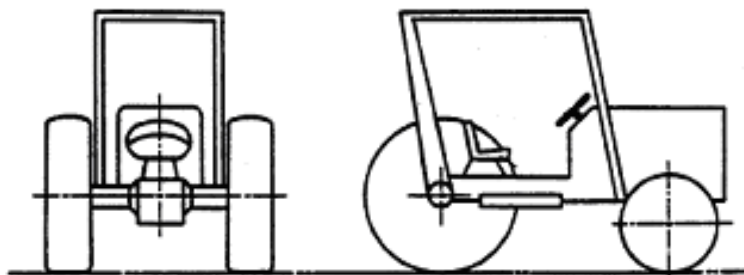


Figura 2.3 - Trator com típico ROPS de quatro postes
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

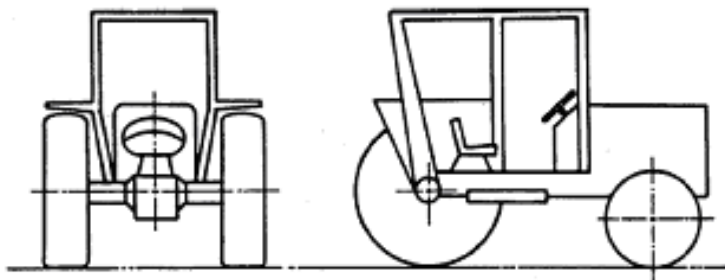


Figura 2.4 - Trator típico com cabina de seis postes.
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)



Figura 2.5 - Trator Massey Ferguson cabinado com ROPS de seis postes
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

DLV – Deflection Limiting Volume

Conhecido em português como Espaço Livre, é um volume mínimo contido na EPCC para proteção do operador, onde nenhuma parte da cabina pode penetrar durante o teste de deformação. Tanto o tamanho quanto a localização são definidos pelas normas. O Espaço Livre determinado pela norma SAE J2194 está exemplificado nas imagens 2.6 e 2.7.

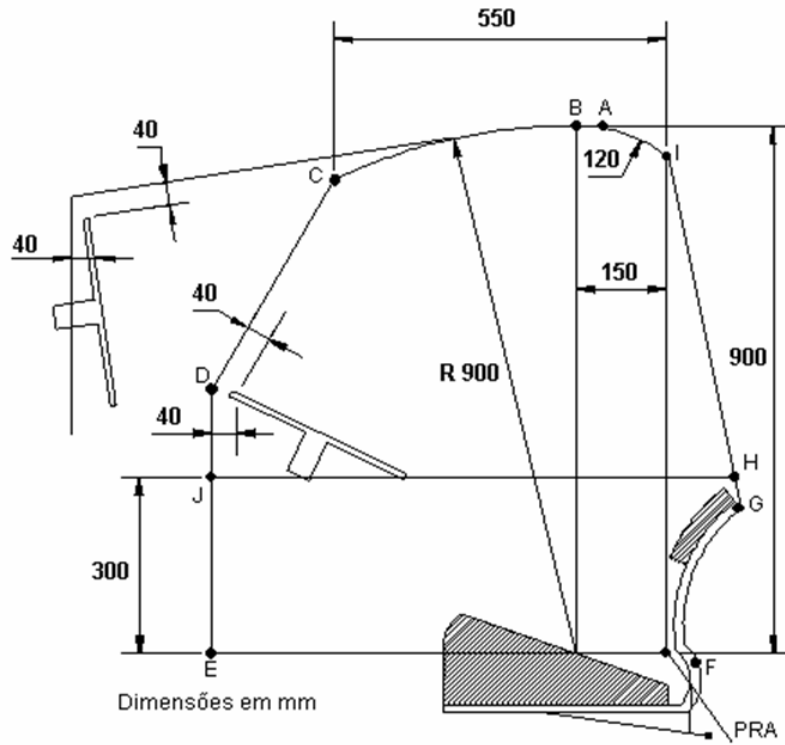


Figura 2.6 - Vista lateral das medidas do "Espaço Livre".
Fonte: Norma SAE J2194

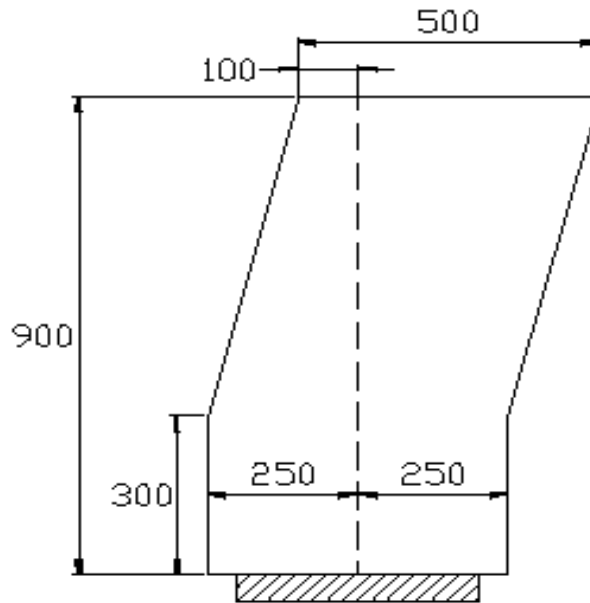


Figura 2.7 - Vista frontal das medidas do "Espaço Livre".
Fonte: Norma SAE J2194

LAP - *Load Application Point*

Ponto no ROPS onde a carga é aplicada e onde é medido o deslocamento.

MSL - *Massa De Operação Sem Lastro*

Massa do trator, totalmente abastecido de combustível, líquidos de sistema hidráulicos, de arrefecimento e lubrificantes. Inclui também os pesos indispensáveis para o funcionamento normal do trator (suporte e pesos dianteiros) e acabamento interno. Não é incluso o peso do operador, pesos opcionais de lastro e equipamentos adicionais de roda e eixo dianteiro.

MCL - *Massa De Operação Com Lastro*

Massa do trator, totalmente abastecido de combustível, líquidos de sistemas hidráulicos, de arrefecimento e lubrificantes, incluindo a massa do operador equivalente a 75 kg, massa do lastro de água nos rodados dianteiros e traseiros, pesos de rodas dianteiros e traseiros.

MT - *Massa De Referência De Teste*

É a massa que será usada como referência nos cálculos das energias a serem absorvida pela estrutura ou força de esmagamento. A MT deverá ser igual ou superior à MSL. Pode-se usar a equivalência de 50 kg/CV obtido na TDP do maior trator que usará a EPCC.

TDP - *Tomada De Potência*

Sistema responsável por transmitir potência do trator aos implementos a ele conectados.

2.2 HISTÓRICO DAS NORMAS

As normas do teste de ROPS foram desenvolvidas por uma necessidade de proteger o operador, pois o rápido aumento do uso de máquinas móveis na década de 1950 levou a problemas de segurança devido a mortes resultantes de capotamentos. Estas mortes foram atribuídas a uma variedade de fatores, incluindo erro do operador, falta de formação do operador e inclinação do terreno onde a máquina trabalha. Várias tentativas foram feitas para desenvolver dispositivos que impediriam uma capotagem, usando sensores de instabilidade que ativariam um mecanismo para estabilizar a máquina. No entanto, com um espaço de tempo muito curto para uma capotagem acontecer, tipicamente de 3 a 5 segundos, a ativação dos estabilizadores revelou-se demasiado lenta. A educação e a formação têm sido tentadas, mas pode ser difícil para o operador sentir ou ficar alerta de que as condições tenham mudado o suficiente para afetar a estabilidade e comprometer a segurança. Estas condições incluem, por exemplo, alterações na quantidade de combustível transportada, as mudanças no peso da carga transportada e ação secante do sol sobre o terreno. Todos esses fatores podem mudar sutilmente e, em combinação, podem conduzir a uma grande mudança nas condições da estabilidade global. Devido a esses fatores, diversas autoridades em nível mundial decidiram que a instalação do ROPS foi a melhor opção, pois isso iria eliminar tanto o julgamento do operador quanto a incerteza de um dispositivo de segurança que opere com rapidez e precisão (Silsoe Research Institute, 2002).

O primeiro país a reconhecer os benefícios do emprego da EPCC foi a Suécia, e o desenvolvimento de EPCC para tratores agrícolas começou neste país no início dos anos 1950. Os primeiros testes "anti-esmagamento" de estruturas foram realizadas em 1955. Na indústria da construção civil, os EUA fizeram os primeiros movimentos para proteger os operadores contra o capotamento e desenvolver os procedimentos de testes.

Convém notar que com a introdução de estruturas de proteção contra capotamento, não era esperada a prevenção de todas as mortes. Tal projeto seria

quase impossível para a concepção e também proibitivo em termos de custo. A intenção era que a estrutura deveria impedir ou minimizar os efeitos da maioria dos acidentes típicos, como também proporcionar uma proteção contra os acidentes mais graves, porém menos freqüentes. Os principais passos que podem ser identificados no desenvolvimento dos procedimentos de ensaio foram para a construção e setores agrícolas, respectivamente. As normas ROPS que, mais tarde, foram desenvolvidos para o setor florestal baseiam-se nas normas de máquinas de terraplenagem (por exemplo, ISO 3471) e não nas máquinas agrícolas. Assim, o desenvolvimento precoce de normas da agricultura não foi integrado com os de terraplenagem, mineração e máquinas florestais.

Os estudos iniciais, tanto na construção quanto na agricultura, foram feitos com capotamentos reais de máquinas, em uma variedade de pistas e terrenos para estabelecer a quantidade de energia que seria necessário ser absorvida pelo ROPS. Diversos parâmetros foram considerados para simular o carregamento na máquina. O nível de lastro para uma máquina é um assunto em que tem havido diferença no desenvolvimento de padrões e normas, porque diferentes países não entraram em acordo na seleção das possíveis combinações, que vão desde a opção mais pesada até configuração padrão com fatores que levam em conta diferentes cargas e condições. Durante todo o período de ensaios de capotamento, os dados de acidentes reais também foram coletados para validar os parâmetros escolhidos e os níveis de desempenho que fundamentam o desenvolvimento de normas de ensaio. Os dados de acidentes reais incluem a incidência de capotamento, o tipo de máquina, a localização, o estado do terreno, a atividade realizada, o prejuízo para o operador, as condições meteorológicas e os danos à máquina. Todas estas fontes de informação permitiram aos investigadores estabelecerem critérios para formular e testar normas para uma segurança eficaz da estrutura. Certas incertezas e problemas com a repetibilidade do capotamento com máquinas levaram ao desenvolvimento de testes laboratoriais. Inicialmente, esses foram baseados em impactos, definidos como métodos dinâmicos, mas ultimamente também foram concebidos métodos estáticos, que são definidos por terem as cargas aplicadas a uma

velocidade inferior à 5mm/s. Atualmente os órgãos responsáveis pelas normas deixam a opção de escolha entre a realização do teste dinâmico ou estático por possuírem resultados semelhantes. Existem fabricantes de cabinas que realizam os dois tipos de testes para poder avaliar melhor os resultados, pois apesar de serem semelhantes, o teste estático permite uma avaliação mais detalhada dos pontos fracos e fortes da estrutura, enquanto o teste dinâmico permite representar melhor as reais condições de deformação pois leva em consideração a fragilização dos materiais devido à alta velocidade de deformação da estrutura.

2.3NORMAS UTILIZADAS

Devido à possibilidade de avaliação mais detalhada da deformação da estrutura e à existência de relatórios de testes estáticos previamente realizados em estruturas semelhantes, foi escolhida a metodologia de teste estático para a realização deste trabalho. Como todas as normas seguem um mesmo padrão, porém variando com o valor da carga a ser aplicada, será utilizado nos cálculos sempre o pior caso de todas elas para fazer com que o trator passe em todas automaticamente. Serão tomadas como base as normas ABNT-NBR10001, a SAE J2194 e a ISO 5700.

Com a cabina fixa em seus coxins e suportes, são utilizados pistões hidráulicos para simular as forças de esmagamento que a cabine sofreria no caso de um capotamento. As cargas aplicadas são calculadas de acordo com a massa de referencia de teste (MT), assim como os pontos exatos de aplicação dessas forças, os *Load Application Points* (LAP).

A seqüência de aplicação das forças varia de acordo com a distribuição do peso nas rodas. Para tratores com 50% ou mais de massa nas rodas traseiras, a seguinte seqüência deverá ser seguida:

- 1) Ensaio estático com carga longitudinal aplicada na traseira;
- 2) Esmagamento na traseira;
- 3) Ensaio estático com carga lateral;
- 4) Esmagamento frontal.

Para tratores com menos de 50% de massa nas rodas traseiras, a seguinte seqüência deverá ser seguida:

- 1) Ensaio estático com carga longitudinal aplicada na dianteira;
- 2) Esmagamento frontal;
- 3) Ensaio estático com carga lateral;
- 4) Esmagamento na traseira.

2.4 PROCEDIMENTO DO TESTE

Como a grande maioria dos tratores possui mais de 50% do seu peso nas rodas traseiras, o teste é feito nas quatro etapas abaixo. As cargas aplicadas e energias a serem absorvidas que estão descritas foram escolhidas por serem as mais exigentes dentro de cada norma.

- Carregamento traseiro: Deve ser aplicada uma energia $E = 1,4 \times MT$ (Joules) na parte traseira através de uma viga rígida de 250mm de largura conforme a figura 2.8.1, em um ponto localizado a 1/6 da largura total da cabina, conforme a figura 2.8.2.



Figura 2.8.1 - Ensaio de carregamento traseiro.

Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

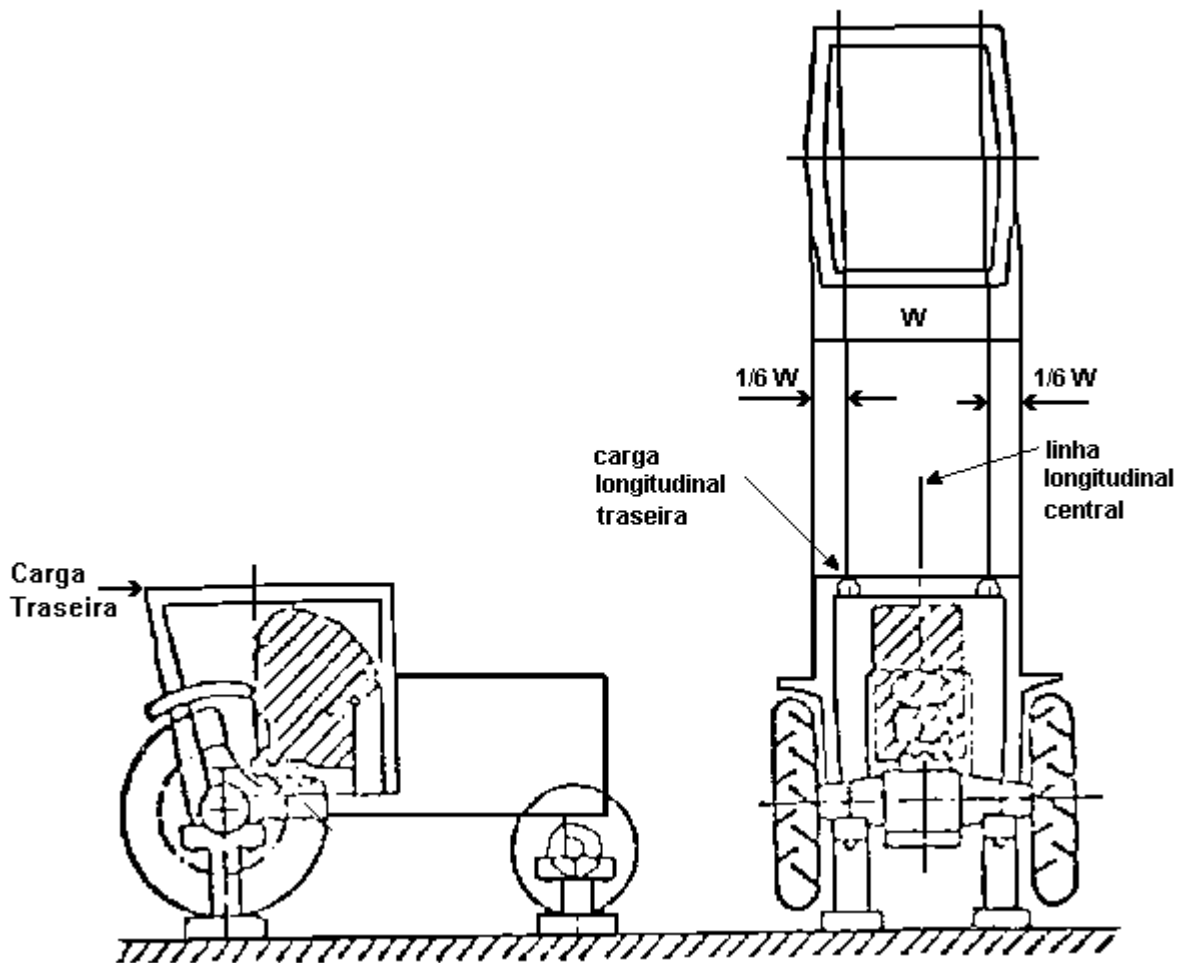


Figura 2.8.2 - Ponto de aplicação da carga traseira.

Fonte: O autor

- Esmagamento das colunas traseiras: Deve suportar durante 30 segundos o peso de duas vezes a MT do trator nas colunas traseiras através de uma viga rígida de comprimento entre 250 e 700mm, sempre em múltiplos de 50mm conforme a figura 2.9.1, e deverá ser aplicada na extremidade traseira da cabina, conforme figura 2.9.2.



Figura 2.9.1 - Ensaio de esmagamento das colunas traseiras.
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

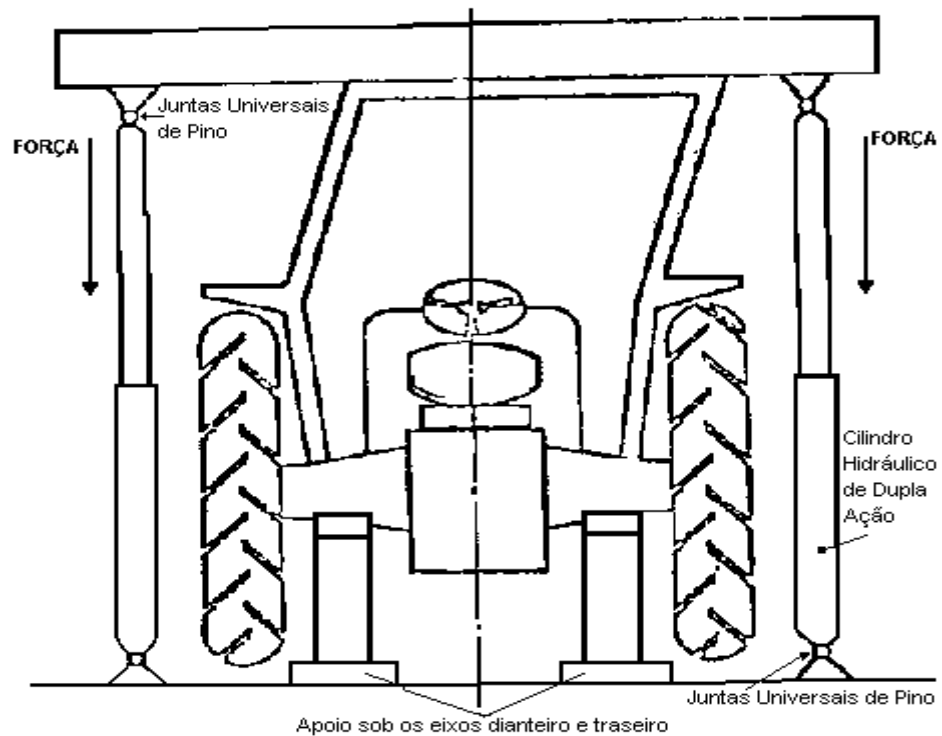


Figura 2.9.2 - Vista frontal do ponto de aplicação das forças nas colunas traseiras e dianteiras.
Fonte: O autor

- Carregamento lateral: Deve ser aplicada uma energia $E = 1,75 \times MT$ (Joules), através de uma viga de 250mm de comprimento conforme figura 2.10.1,

em um ponto localizado a 300mm do PRA (ponto de referência do assento), conforme figura 2.10.2

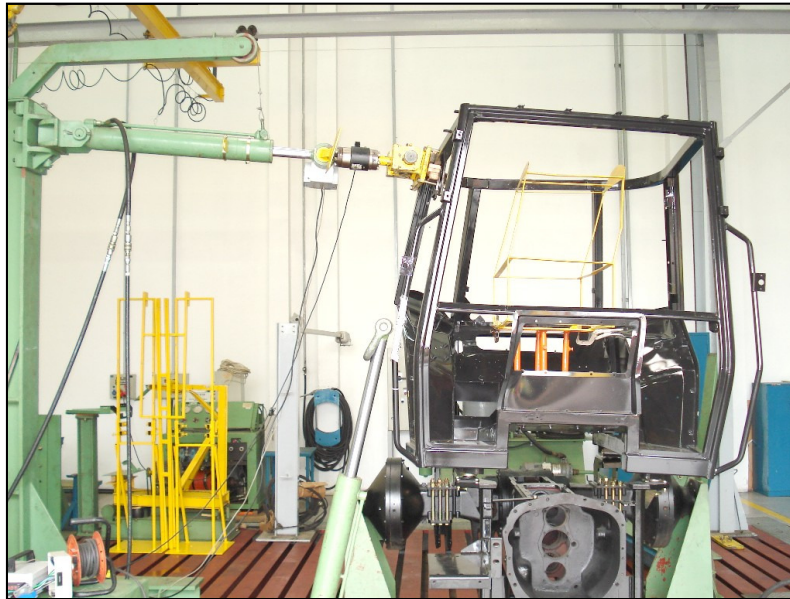


Figura 2.10.1 - Ensaio de carregamento lateral.
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

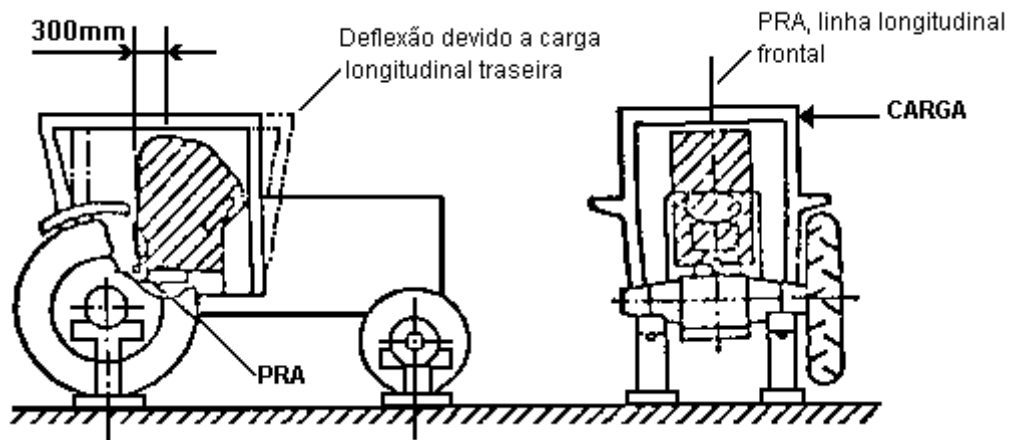


Figura 2.10.2 - Ponto de aplicação da carga no ensaio de carregamento lateral.
Fonte: O autor.

- Esmagamento das colunas dianteiras: agüentar durante 30 segundos o peso de duas vezes a MT do trator nas colunas dianteiras, através de uma viga rígida de comprimento entre 250 e 700mm, sempre em múltiplos de 50mm conforme a figura 2.11, e deverá ser aplicada na extremidade dianteira da cabina, conforme figura 2.9.2.



Figura 2.11 - Ensaio de esmagamento das colunas dianteiras.
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

Tomando como base o trator com MT igual a 8.250kg, o valor da energia que deve ser aplicada no carregamento lateral é a de MT multiplicado por 1,75, ou seja, 14437,5 Joules. A seguir na Fig. 2.12 apresenta-se um gráfico exemplificando um ensaio de carregamento lateral onde, com esses valores, a estrutura foi aprovada.

Nota-se no gráfico que a energia absorvida (curva vermelha) atingiu a energia pretendida de 14437,5 Joules (reta verde) depois de deslocar praticamente 400mm no ponto de aplicação da carga. A força aplicada (curva azul) é a força que o pistão hidráulico exerce sobre a estrutura.

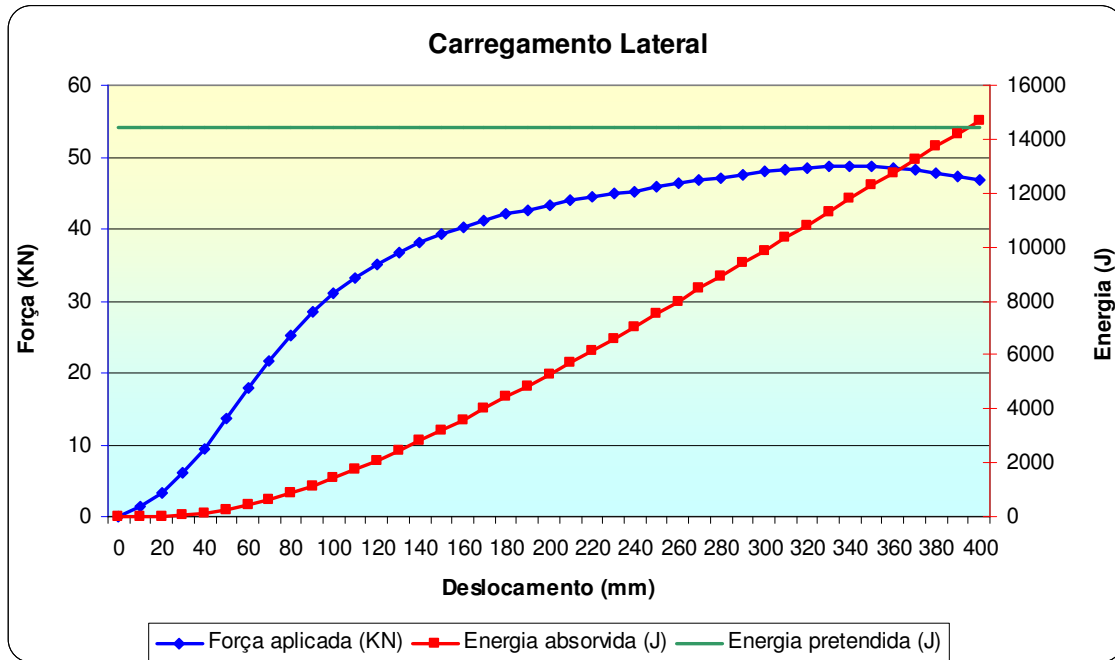


Figura 2.12 - Força e energia aplicada no carregamento lateral aprovado.
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

Mesmo a estrutura estando aprovada, percebe-se que no final do ensaio a força aplicada começa a diminuir, mas o deslocamento continua aumentando, não sendo mais proporcional o deslocamento em função da força aplicada. Este fenômeno é o início de um escoamento da estrutura, e ocorreu devido a uma trinca em um poste. Neste caso, o poste em questão estava em escoamento até que rompeu, mas os demais componentes da cabina estavam absorvendo a energia requerida, fazendo com que a cabina como um todo não escoasse. Caso fosse necessário obter uma energia maior do que os 14437,5 Joules, provavelmente a estrutura escoaria, e só não foi classificada como escoamento porque não chegou aos limites estipulados pela norma. Estes limites para caracterizar o escoamento da estrutura são um dos requerimentos gerais do teste, que, no caso de ocorrência de trincas, rasgos, fissuras ou dobramentos durante a aplicação das cargas horizontais (traseira ou lateral), que provoque um escoamento da carga, deverá ser efetuado um ensaio de sobrecarga antes de proceder ao próximo ensaio da seqüência. O escoamento é definido como um decréscimo de mais de 3% de carga, medido nos últimos

5% de deflexão quando a energia requerida for absorvida. O teste de sobrecarga é constituído por incrementos de 5% na energia original requerida, até no máximo de 20% (quatro incrementos de 5%). Caso continuar escoando, a estrutura será considerada reprovada.

Usando os mesmos números do exemplo anterior, a Fig. 2.13 a seguir apresenta um gráfico exemplificando o escoamento da estrutura, pois a partir dos 250 mm de deformação a energia absorvida continua aumentando enquanto a força aplicada diminui, entrando nos valores estabelecidos pela norma como escoamento. Percebe-se que ela continuou escoando no ensaio de sobrecarga após os 4 incrementos de 5%, atingindo a uma energia pretendida de 17.325 Joules. Isso faz a estrutura reprovar.

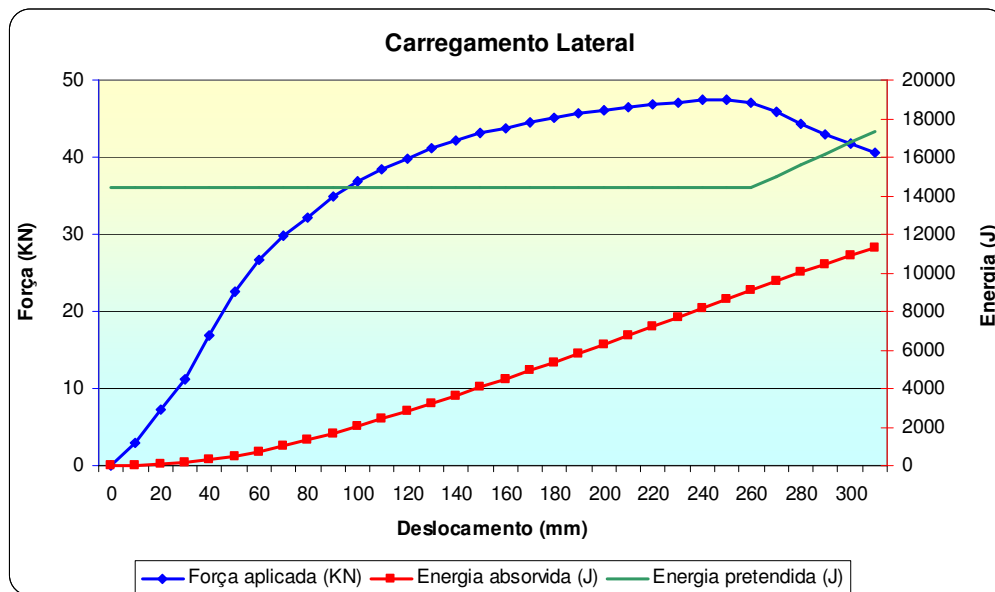


Figura 2.13 - Força e energia aplicada no carregamento lateral reprovado
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

Também são requerimentos gerais para a execução do teste:

- A EPCC deverá estar conforme as especificações de produção e deverá ser ajustada ao trator apropriado, de acordo com o método de montagem indicado pelo fabricante.

- Todas as janelas, painéis e elementos removíveis, não estruturais, deverão ser retirados para que não contribuam para a resistência da EPCC. (Nos casos em que seja possível manter portas e janelas abertas ou removê-las durante a operação de campo, estas deverão ser retiradas ou fixadas na posição aberta, durante o ensaio, para que não contribuam para a resistência da EPCC.).
- Todas as etapas do teste deverão ser feitas com uma mesma EPCC. Nenhum reparo ou endireitamento de qualquer elemento poderá ser feito durante ou após as etapas do teste.
- A montagem do trator deverá ser fixada ao suporte, de tal maneira que as conexões de montagem e o suporte não sofram deflexões significativas, em relação à EPCC, durante a carga. A montagem não deverá ter nenhum adicional, durante a carga, além da fixação.
- A regulagem da bitola do trator, caso exista, deverá ser escolhida de maneira a não interferir com a EPCC durante o teste.
- As deflexões elásticas e permanentes da EPCC deverão ser medidas e registradas para cada ensaio.
- Após cada ensaio a EPCC deverá ser inspecionada visualmente com a carga removida.
- As cargas aplicadas a EPCC deverão ser distribuídas através de uma viga rígida, localizada perpendicularmente à direção de aplicação da carga. Deverão ser previstos meios para evitar que a viga se desloque lateralmente.

- A razão de deflexão sob carga deverá ser menor que 5mm/s para que ela possa ser considerada estática.
- À medida que a carga for aplicada, a força e a deflexão deverão ser registradas simultaneamente, em incrementos de deflexão de 15 mm ou menos, para assegurar precisão. Uma vez iniciada a aplicação de carga, esta não poderá ser reduzida até que o ensaio tenha sido completado, entretanto, é permissível interromper o aumento da carga se for desejado, por exemplo, para registrar as medições.
- Se não existir nenhum elemento estrutural transversal na região de aplicação da carga, uma viga de ensaio adicional que não acrescente resistência a EPCC deverá ser utilizada para complementar o procedimento de ensaio.

2.5 O PROCESSO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO

Atualmente, devido à competitividade cada vez maior entre as empresas, elas se obrigam a lançar novos produtos inovadores e atrativos para conquistar os consumidores que estão cada vez mais exigentes. Em um mundo globalizado, a velocidade de informação, execução e implementação de um projeto são fundamentais para o sucesso de uma empresa. A gradual redução do tempo de vida de um produto faz com que as empresas necessitem desenvolver novos produtos num espaço de tempo cada vez menor com um custo também cada vez menor.

Juran (1990) preconiza que “as organizações existem para atender às necessidades humanas a partir de seus produtos e serviços”. Pine (1994) afirma que a expectativa de sobrevivência da organização em uma economia de mercado livre é proporcional a sua capacidade de desenvolver produtos. Essa idéia é reforçada por Yoshimura e Kondo (1995): “companhias de classe

mundial esperam ter de 40 a 70% de sua receita gerada por produtos que foram desenvolvidos dentro dos últimos três anos”. Este cenário faz com que as empresas utilizem de muitas metodologias e ferramentas para o desenvolvimento de produtos.

Uma dessas ferramentas é o sistema de CAE (*Computer Aided Engineer*), que é tratado neste trabalho, e que também está associado ao sistema de CAD (*Computer Aided Design*), que também é tratado aqui.

Clausing (1994) discute o desenvolvimento de produtos como uma abordagem que inclui as necessidades dos clientes, a seleção do conceito, a robustez funcional do produto, a integração deste com todo o sistema, as características de re-uso do produto, a facilidade de produção, a prevenção de problemas, o trabalho em equipe, o gerenciamento eficiente e a coerência estratégica. Todos esses elementos devem estar alinhados para atingir o sucesso corporativo em todo o ciclo de vida do produto e não apenas no seu desenvolvimento.

Rozenfeld *et al* (2006) desenvolveu o Modelo Unificado de Processo de Desenvolvimento de Produto (PDP), estando baseado em diferentes autores, como Clark (1991), Fujimoto (1991), Wheelwright (1993), Ulrich (2001) entre outros. Neste modelo, as atividades do PDP estão divididas em três etapas que compreendem o pré-desenvolvimento, o desenvolvimento e o pós-desenvolvimento, conforme ilustrado na Figura 2.14.

- Pré-desenvolvimento: é a fase do planejamento e definição do produto a ser desenvolvido; avaliação econômica do projeto; definição de indicadores para monitoramento do projeto e definição de planos de negócios. Antes dessa fase existe, ainda, o planejamento estratégico do produto, no qual são definidos os produtos que podem alcançar os objetivos propostos pela empresa.

- Desenvolvimento: esta fase é dividida em quatro etapas. No Projeto Informacional é feita a aquisição de informações junto ao cliente (necessidades e desejos) sobre o projeto em questão e sua posterior interpretação. Na fase de Projeto conceitual, com base nas informações obtidas na fase anterior, é proposto o conceito a ser adotado pelo produto. No Projeto Preliminar,

conhecendo-se o conceito e a estrutura do produto, pode-se dimensioná-lo, selecionando-se materiais, formas, componentes, processos de fabricação e montagem, podendo realizar simulações computacionais (CAE) e testes reais. Ao final desta fase, os produtos estão totalmente estruturados. No Projeto Detalhado, a disposição, a forma, as dimensões e as tolerâncias são finalmente fixadas. Com esses recursos em mãos, realiza-se o lançamento oficial do produto.

- Pós-desenvolvimento: nessa fase ocorre inicialmente um planejamento de como o produto será acompanhado e retirado do mercado. Definem-se as equipes e os recursos necessários para as alterações de engenharia, visando correções de potenciais falhas e/ou adições de melhorias requisitadas pelos clientes.

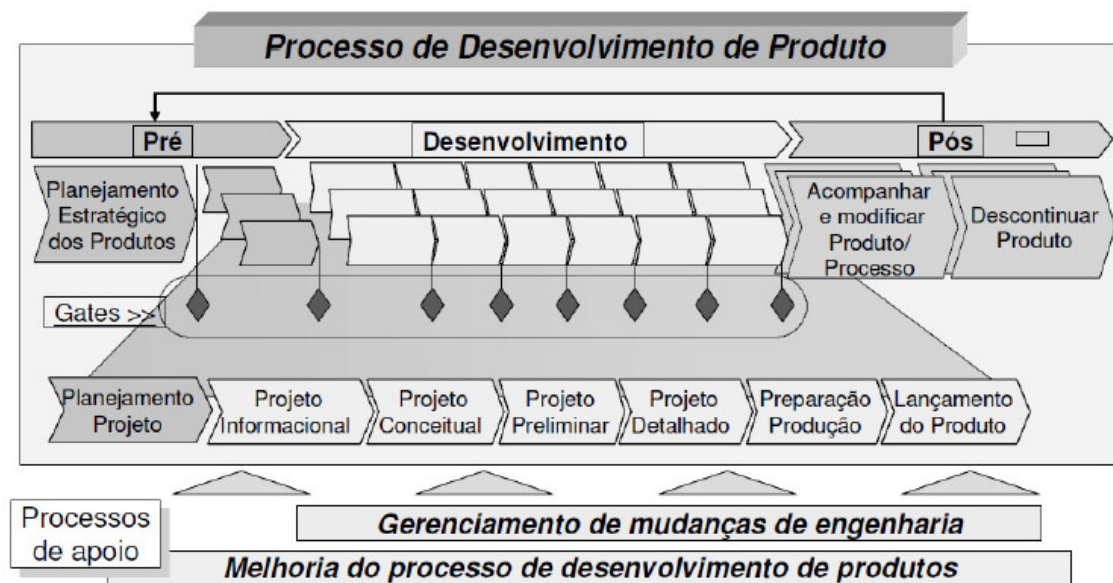


Figura 2.14 - O processo de desenvolvimento de produto.

Fonte: Rozenfeld et al (2006).

Existem ainda propostas institucionais, sendo a mais conhecida na área automotiva o APQP (*Advanced Product Quality Planning*). O APQP (1997) foi estabelecido pela antiga QS-9000, depois substituída pela TS16949 (2002), norma de qualidade baseada na ISO-9000 e acrescida de requisitos adicionais específicos do setor automotivo.

No APQP (1997) são sugeridas 23 etapas (ou atividades) agrupadas em 6 fases a serem cumpridas até que o sistema ou componente esteja totalmente liberado e aprovado para seu uso em produção. A divisão do APQP (1997) é mostrada na Figura 2.15.

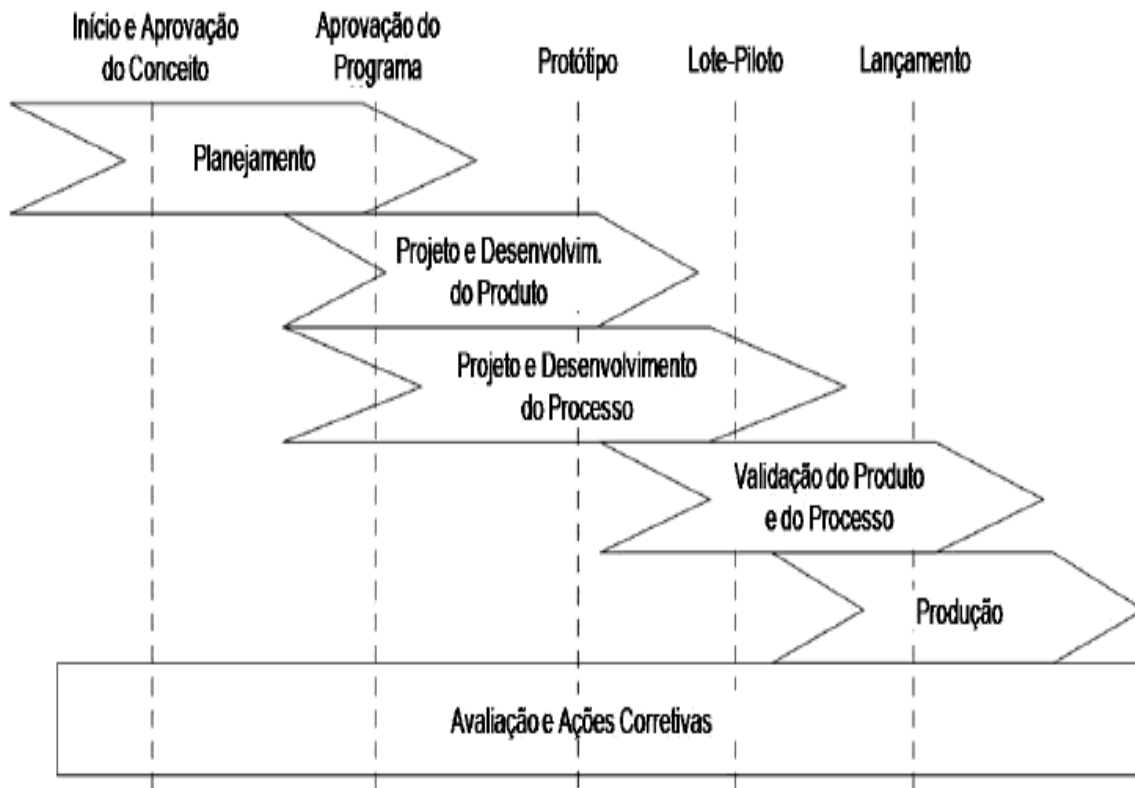


Figura 2.15 - O processo de desenvolvimento de produto segundo APQP.

Fonte: APQP (1997)

Na literatura, é possível citar vários autores que tratam do processo de desenvolvimento de produtos. A Figura 2.16 mostra as principais referências encontradas na literatura e as fases propostas por cada um dos autores. As fases estão numeradas de acordo com a numeração proposta pelos próprios autores.

WHEELWRIGHT e CLARK (1992)	ULRICH e EPPINGER (2007)	ROZENFELD et al. (2006),	APQP (1997)	COOPER (1993)
1. Desenvolvimento do conceito 2. Planejamento do produto 3. Engenharia do produto e processo 4. Produção lote piloto e aumento da produção	0. Planejamento 1. Desenvolvimento conceitual 2. Projeto dos sistemas do produto 3. Projeto detalhado do produto 4. Teste e refinamento 5. Homologar o processo 6. Treinar a empresa	1. Pré-desenvolvimento 1.1. Planejamento estratégico dos produtos 1.2. Planejamento do projeto 2. Desenvolvimento 2.1. Projeto informacional 2.2. Projeto conceitual 2.3. Projeto detalhado 2.4. Preparação da produção 2.5. Lançamento do produto 3. Pós-desenvolvimento 3.1. Acompanhar produto e processo 3.2. Descontinuar o produto	1. Planejamento 2. Desenvolvimento e projeto do produto 3. Desenvolvimento e projeto do processo 4. Validação do produto e processo 5. Produção 6. Retroalimentação e ação corretiva	1. Avaliação preliminar 2. Detalhamento da idéia 3. Desenvolvimento 4. Validação e testes 5. Lançamento no mercado

Figura 2.16 - Fases do desenvolvimento de produtos de acordo com alguns autores.
Fonte: Brigantini (2008)

Verifica-se que todos os autores citados consideram que no desenvolvimento de produto existe uma fase de testes ou validação, onde se encaixa o CAE, representado nesse trabalho pelo método dos elementos finitos, que são testes estruturais de resistência feitos com o auxílio do computador, com o intuito de diminuir o tempo de desenvolvimento e custo dessa fase, diminuindo o número de protótipos a serem testados.

2.6 HISTÓRICO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Segundo Maoveni (1999), o método dos Elementos Finitos é um procedimento numérico que pode ser aplicado para obter soluções dos mais variados problemas de engenharia. Problemas estáticos, transientes, lineares e não lineares, em análises de tensão, transferência de calor, escoamento de fluidos e eletromagnetismo podem ser analisados por elementos finitos. As idéias e teorias que deram origem ao que hoje se conhece como método de elementos finitos surgiram no início do século passado, quando alguns investigadores modelaram um continuo elástico usando barras elásticas discretas equivalentes. Não se atribui a ninguém especificamente a autoria deste método, nem a data precisa em que surgiu. Contudo, Courant (1943) foi creditado como sendo a primeira pessoa a desenvolver o método dos elementos finitos, com um artigo publicado no início dos anos 40, onde usou interpolação polinomial sobre regiões triangulares para investigar problemas de torção. O próximo passo importante na utilização do método dos elementos finitos foi por volta de 1950, quando a *Boeing* usou elementos triangulares para modelar asas de aviões. Contudo, Matemáticos, Físicos e Engenheiros trabalharam desde o início na elaboração e evolução do método.

Segundo Huebner (1982) “em engenharia este método foi usado pela primeira vez em 1960 por Clough num estudo sobre problemas de elasticidade plana”. A partir do trabalho de Clough (1960), o método de elementos finitos foi usado extensivamente para análise de tensões lineares, deflexão e vibração em diversas áreas da engenharia, já que na época começava a se reconhecer a eficácia do método. Foi o próprio Clough que tornou popular o termo Elementos Finitos. Nessa mesma década, investigadores começaram a aplicar o método dos Elementos Finitos em outras áreas da engenharia, com problemas de trocas de calor e fluxo de fluidos. Zienkiewicz e Cheung (1967) escreveram o primeiro livro inteiramente voltado ao método dos Elementos finitos. Já em 1971, seria lançado o software de elementos finitos Ansys.

O Ansys, software que é usado como ferramenta para o desenvolvimento deste trabalho, segundo Maoveni (1999), é um software abrangente de propósitos gerais que utiliza o método dos elementos finitos que contém mais de 100.000 linhas de código. O Ansys é capaz de desempenhar análises estáticas, dinâmicas, de transferência de calor, de fluxo de fluidos e eletromagnéticas. Atualmente encontra-se o Ansys em uso em diversos campos da engenharia, incluindo aeroespacial, automotiva, eletrônica e nuclear. No propósito de usar o Ansys ou outro software de FEA (Finite Element Analysis) de forma correta, é imperativo que se entendam os conceitos básicos e limitações desse método. O Ansys é uma ferramenta de engenharia poderosa capaz de resolver uma infinidade de problemas, porém, o usuário sem o entendimento do método dos elementos finitos se achará igual a um técnico de computador com acesso a vários instrumentos e ferramentas poderosas, mas que não consegue consertar nada porque não entende o funcionamento interno de um computador.

O método dos elementos finitos teve grande evolução nos últimos anos devido à evolução paralela da computação (que disponibilizou novos programas e hardware compatível) e um melhor entendimento do comportamento de plasticidade de chapas metálicas e o surgimento de novos materiais. Desde então o método tem sido utilizado extensivamente. Huebner (1982) afirma que “FEM (Finite Element Method) é uma técnica de análise numérica para obterem-se soluções aproximadas para uma ampla variedade de problemas de engenharia”.

Para Gandhi (1996) “A maior vantagem deste método é a capacidade de representar detalhes geométricos, materiais da estrutura, assim como a aplicação de múltiplos conceitos de projeto. Sua maior desvantagem é o custo/tempo”.

Segundo Aparício Sánchez (2001), o método dos elementos finitos considera a região (contínuo) de solução do problema formada por pequenos elementos interligados entre si. A região em estudo é modelada ou aproximada por um conjunto de elementos discretos pré-definidos. Uma vez que estes

elementos podem ser colocados juntos em um número incontável de diferentes configurações, podem-se modelar formas geométricas bastante complexas. Além disso, possibilita que o projetista tenha bastante flexibilidade na aplicação de cargas e condições de contorno, o que torna este método o mais amplamente utilizado para análises estruturais.

O Método dos Elementos Finitos pode ser aplicado numa grande faixa de problemas de engenharia que envolvem valores de contorno. Em um problema de valor de contorno, uma solução é procurada na região do corpo (domínio), enquanto nos contornos desta região os valores das variáveis dependentes (ou suas derivadas) são conhecidos.

2.7 NÃO LINEARIDADE EM ANÁLISES DE ELEMENTOS FINITOS

Uma característica que deve ser levada em conta quando se propõe realizar simulações que envolvem grandes deformações é o comportamento não linear do fenômeno. Segundo Reddy (1985), a não linearidade ocorre por várias causas (plasticidade, grandes deslocamentos, grandes rotações, deformações não-infinitesimais e os efeitos derivados do contato e atrito entre componentes), as quais podem ser agrupadas em três categorias:

- Não linearidade geométrica: Comportamento não linear do tipo cinemático devido a grandes deslocamentos, rotações e deformações que ocorrem no processo;
- Não linearidade de material: Comportamento linear do tipo constitutivo, devido ao caráter inelástico (plástico, viscoplástico, degradação) que caracteriza as deformações do material;
- Mudanças de status (contato): Caráter não linear das condições de contorno devido à interação (contato e atrito) que se produz entre os

sólidos que atuam no processo ao longo de uma superfície de contato que não é conhecida inicialmente e que varia ao longo do processo.

Pode-se observar o fenômeno da não-linearidade quando se grampeia papéis, o metal do grampo sempre se dobra de diferentes formas (figura 2.17 (a)) ou se sobrecarrega uma prateleira de madeira, com o passar do tempo esta irá cedendo (figura 2.17 (b)) ou ainda, se for adicionado peso a um carro, o contato superficial entre os pneus e o pavimento muda de acordo com o carregamento adicionado (figura 2.17 (c)). Nos gráficos de carregamento/deflexão de cada um destes exemplos, podem-se notar as características fundamentais do comportamento de não linearidade estrutural, pela mudança de rigidez estrutural. A não linearidade torna o processo tão complexo que requer o auxílio de sofisticados algoritmos numéricos e de poderosos recursos computacionais.

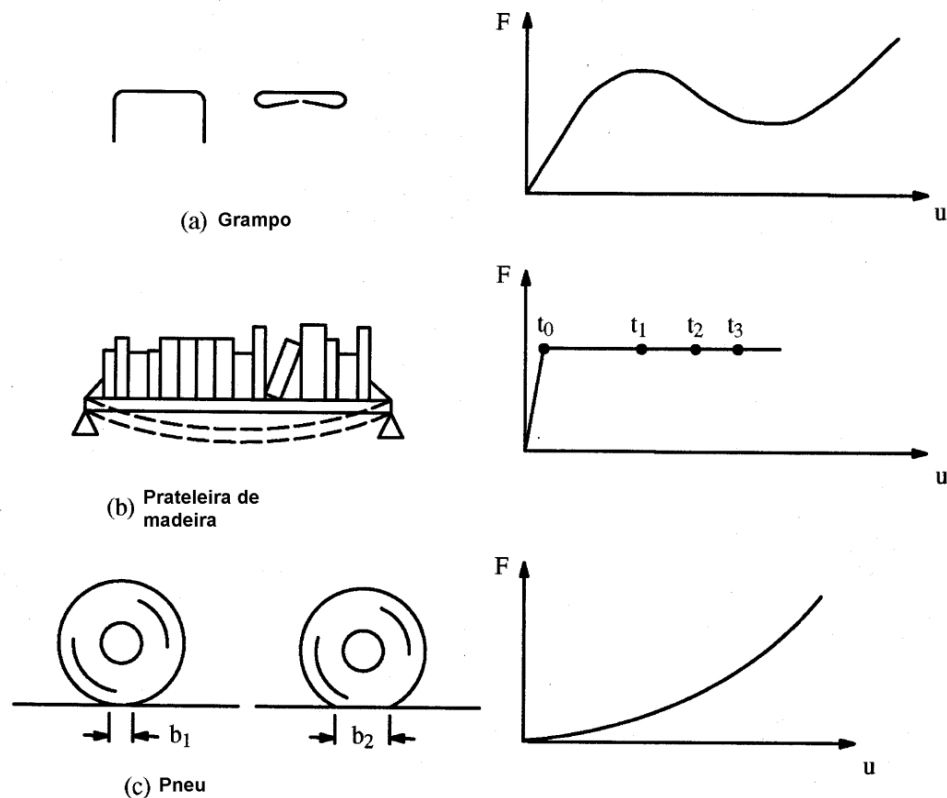


Figura 2.17 - Exemplos comuns do comportamento não linear
Fonte: ANSYS USER GUIDE (2009)

2.8 O PROCESSO DE ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

O processo de análise por Elementos Finitos é esquematizado na Figura 2.18 (BATHE, 1996).

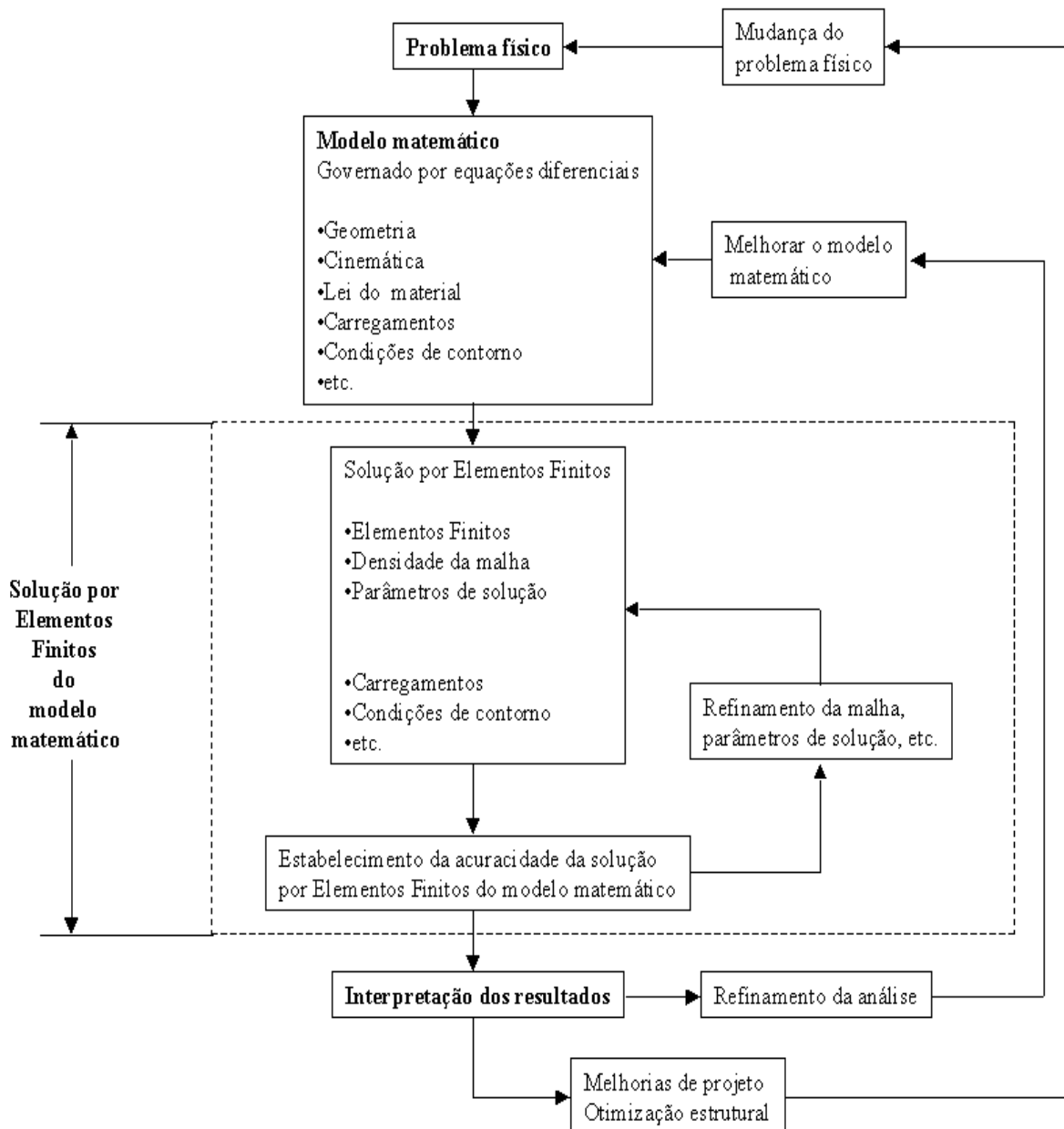


Figura 2.18 - Processo de análise por Elementos Finitos
Fonte: BATHE (1996)

Este processo é utilizado no desenvolvimento deste trabalho, pois a partir do problema físico, a geometria da cabina foi modelada em CAD. Partindo para solução do problema por elementos finitos, foram aplicadas as condições de contorno de fixações e interface entre corpos, definidos os pontos de aplicação dos carregamentos e seus valores, definidos os parâmetros da análise e das propriedades dos materiais, e feita a malha de elementos da estrutura. Para a convergência dos resultados, será necessário analisar os resultados, para assim refinar a malha ou mudar os parâmetros de condições de contorno ou aplicação das cargas, ou ainda alterar o modelo matemático, com intuito de conseguir um resultado mais condizente com o real.

De acordo com Huebner (1994) o método de elementos finitos pode ser resumido essencialmente em três etapas: pré-processamento, solução e pós-processamento.

2.8.1 PRÉ-PROCESSAMENTO

É a etapa onde se prepara o problema que será solucionado. Modelar-se o fenômeno, introduzem-se condições iniciais e de contorno, carregamentos, escolhe-se os elementos, propriedades dos materiais e são feitas simplificações que venham a diminuir o tempo de processamento da análise sem influir significativamente nos resultados. Esta etapa subdivide-se em:

a) Discretização do modelo (geração da malha) - O modelo ou contínuo é subdividido em um número equivalente de elementos finitos (figura 2.19), os quais podem ser barras, vigas ou tubos para problemas de uma dimensão, triângulos ou quadriláteros para problemas em duas dimensões ou tetraedros, hexaedros, prismas e pirâmides para três dimensões (figura 2.21). Elementos piramidais são normalmente formados quando células tetraédricas encontram com células hexaédricas e elementos prismáticos são normalmente formados com a extrusão de malhas tetraédricas (figura 2.20).

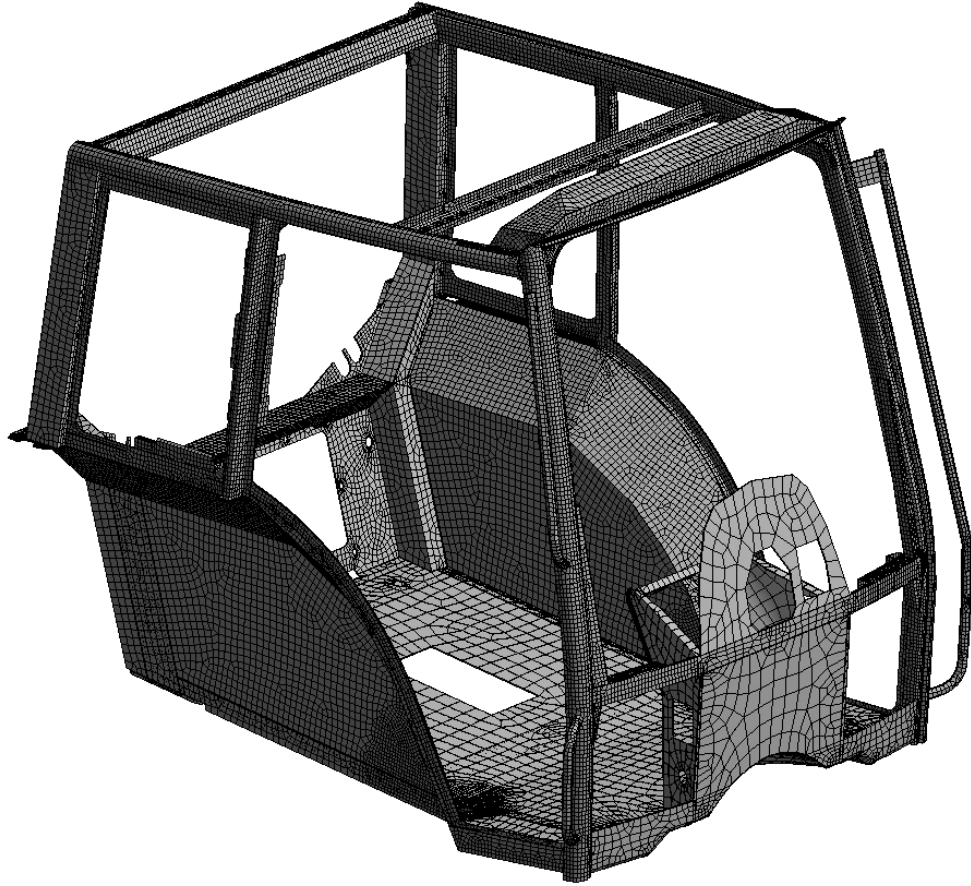


Figura 2.19 - Modelo (contínuo) discretizado por elementos finitos de uma cabina.
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

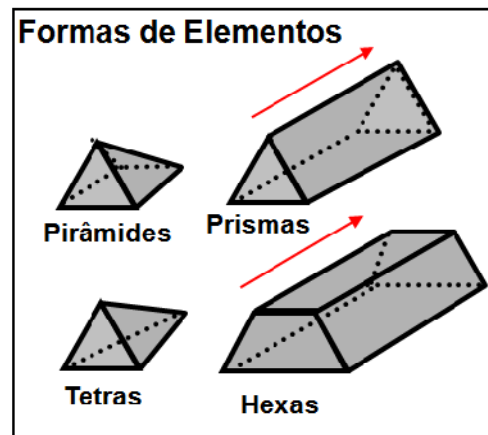


Figura 2.20 - Elementos tridimensionais
Fonte: ANSYS USER GUIDE (2009)



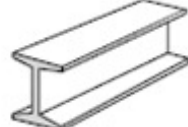



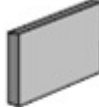
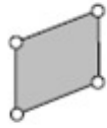
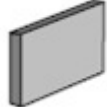


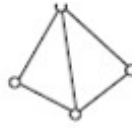
Componente Estrutural Físico	Nome do Modelo Matemático	Discretização em Elementos Finitos
	Barra	
	Viga	
	Tubo	
	Placa ou Casca 2D	
	Elementos 3D Sólidos Hexaédricos	
	Elementos 3D Sólidos Tetraédricos	

Figura 2.21 - Forma básica dos elementos

Fonte: o Autor

Os elementos possuem nós, os quais podem ser internos ou externos, isto é, pertencem ao interior do elemento ou estão localizados nas arestas do mesmo. Assume-se que estes elementos são interligados entre si por nós localizados no contorno dos mesmos, conforme figura 2.22 (os deslocamentos destes nós são as incógnitas básicas do problema). O processo de discretização do contínuo depende primordialmente do julgamento e do conhecimento do engenheiro.

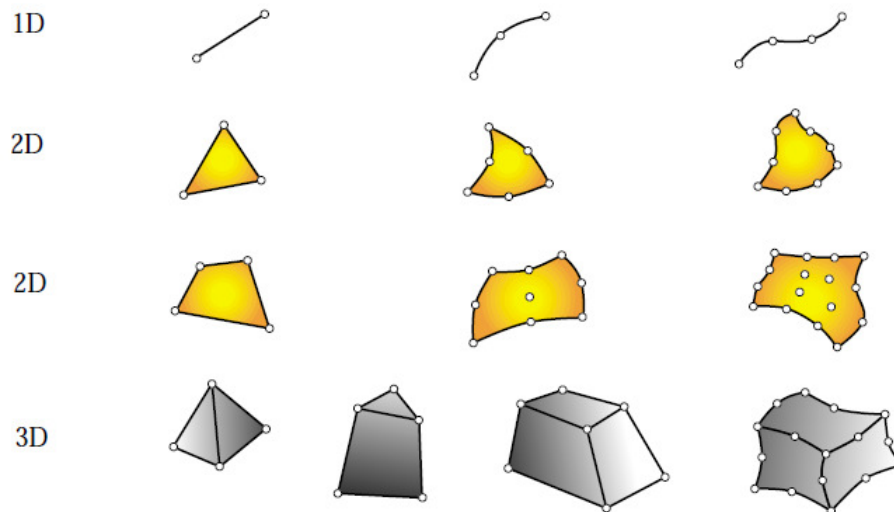


Figura 2.22 - Diferentes funções de interpolação para os elementos.
Fonte: FELIPPA (1986)

b) Seleção das funções de interpolação - De acordo com o tipo de elemento escolhido na primeira etapa, existem funções de interpolação ou deslocamento associadas classicamente aceitas. Portanto, não é preciso determiná-las para cada problema. As funções assumidas representam aproximadamente a distribuição exata ou real dos deslocamentos. Geralmente, a forma adotada para as funções de interpolação é a polinomial, pela simplicidade de manipulação matemática.

Existem três fatores inter-relacionados que influenciam a seleção da função de interpolação: escolha do tipo e do grau da função (como normalmente o tipo adotado é o polinomial, apenas o grau deve ser escolhido), o tipo das variáveis de campo que descrevem o modelo (normalmente, os deslocamentos nos nós ou suas derivadas) e finalmente, o modelo deve satisfazer certos requisitos que garantam que o resultado numérico se aproxime da solução correta.

c) Propriedades dos materiais - Existem basicamente três modos de se inserir as propriedades dos materiais, no que diz respeito a curva tensão x deformação, dentro dos softwares de elementos finitos. Pode-se considerar, por exemplo, o material como sendo linearmente elástico (isotrópico ou

anisotrópico), plástico (bilinear ou multilinear, com encruamento isotrópico ou cinemático) ou hiperelástico (muito utilizado para caracterização de borrachas, compósitos e polímeros).

Quando o material é linearmente elástico, ele não possui tensão de escoamento, sendo linear a relação entre a sua deformação e tensão, conforme Figura 2.23. É necessário inserir apenas o seu módulo de elasticidade (Young), coeficiente de *Poisson* e sua densidade.

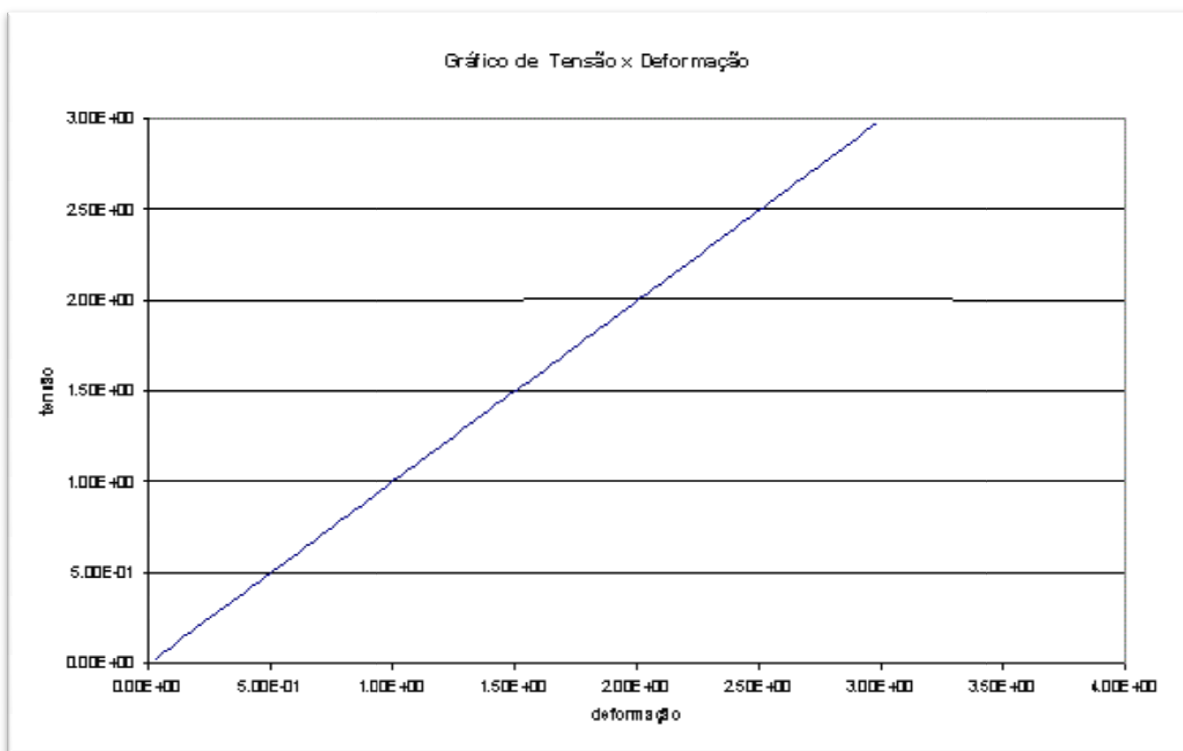


Figura 2.23 - Gráfico Tensão x Deformação linear.

Fonte: O Autor

A curva Bilinear da Figura 2.24 é uma simplificação da curva real do material. Faz-se uma aproximação do comportamento real do material utilizando uma reta inicial para representar o regime elástico e outra reta final para representar o regime plástico. Para se caracterizar essa curva, são necessários os dados da curva linearmente elástica, acrescido do valor do Limite de Escoamento e o valor do Módulo Tangente, que representa o encruamento do material. No modelo de encruamento isotrópico assume-se que a superfície de escoamento

subseqüente é uma expansão uniforme da superfície de escoamento inicial. Como resultado o centro das superfícies é o mesmo e a anisotropia introduzida pela deformação plástica inicial nas superfícies subseqüentes é desprezada. O modelo de encruamento isotrópico é o mais simples, mas não prediz o efeito Bauschinger, do qual existem evidências experimentais irrefutáveis. Por este motivo, Prager (1956) sugeriu o modelo de encruamento cinemático no qual se assume que a superfície de escoamento translada-se como um corpo rígido durante a deformação plástica.

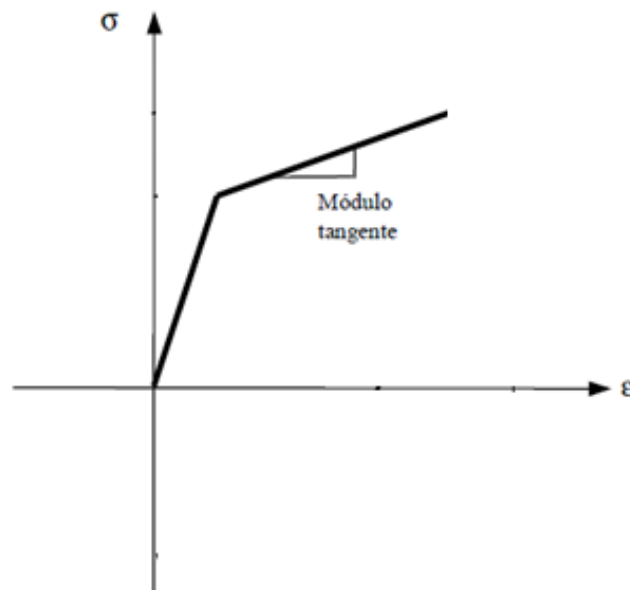


Figura 2.24 - Curva Tensão x Deformação Bilinear.
Fonte: O Autor

A curva Multilinear é usada quando se deseja trabalhar com a curva real do material, conforme exemplo da Figura 2.25. Para defini-la, atribuem-se valores de tensão para uma determinada deformação em uma temperatura.

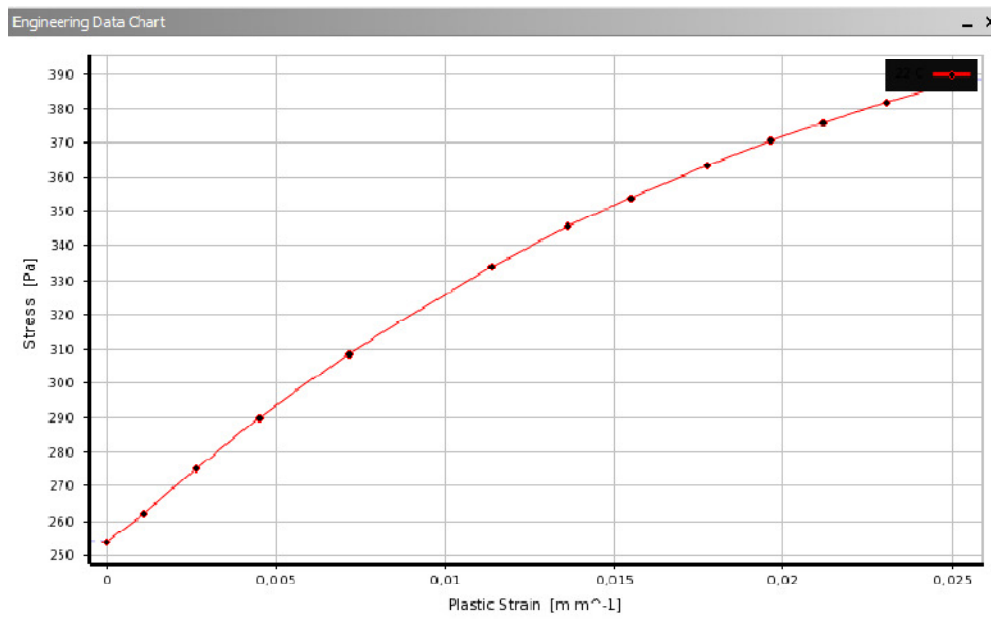


Figura 2.25 - Gráfico de curva Tensão x Deformação Multilinear.
Fonte: O Autor

d) Condições iniciais, de contorno e carregamentos - É possível aplicar-se à geometria uma força, uma pressão, um momento, uma aceleração, uma velocidade, um deslocamento, uma pré-tensão de parafuso, assim como é possível restringir graus de liberdade de superfícies, corpos, arestas e pontos. A interface entre corpos pode ser feita por contatos rígidos ou por contato com atrito, com diferentes formulações para cálculo.

Os contatos são geralmente feitos por algoritmos que buscam os pontos de contato entre as malhas, para uni-los sem fazer com que ocorra penetração entre eles. O contato pode ser considerado como contato generalizado, onde ocorre interação entre sólidos deformáveis, ou contato unilateral, onde o contato ocorre entre sólidos deformáveis e sólidos rígidos.

Segundo Agelet de Saracibar e Oñate (1991), existem dois métodos bem estabelecidos nos programas de Elementos Finitos comerciais para considerar o problema de contato entre sólidos. São eles o método dos multiplicadores de Lagrange e o método de penalização.

O método dos multiplicadores de Lagrange obriga que as restrições de contato se verifiquem de forma exata, através dos multiplicadores de Lagrange. Este método tem como inconveniente o aumento do número de incógnitas e o

aparecimento de zeros na diagonal principal da matriz de rigidez associada aos multiplicadores de Lagrange, o que pode trazer dificuldades num processo de solução direta.

O método de penalização impõe que as condições de contato se verifiquem de forma aproximada, por meio do fator de penalização. Este método não conduz a um aumento do número de incógnitas, mas leva a um mau condicionamento da matriz de rigidez. Do ponto de vista prático, o problema fundamental deste método está na escolha de um valor apropriado para o fator de penalização. Pode-se dizer que este valor depende da precisão do computador, número total de incógnitas do sistema de equações e da rigidez do menor dos elementos envolvidos no contato.

2.8.2 SOLUÇÃO (SOLVER)

Esta etapa depende da configuração do modelo na etapa anterior. A solução baseia-se num algoritmo numérico que objetiva solucionar eficientemente uma equação diferencial com todas as restrições (condições) impostas ao modelo na primeira etapa. Esta etapa subdivide-se em:

a) Obtenção da matriz de rigidez elementar - A matriz de rigidez é constituída pelos coeficientes das equações de equilíbrio derivadas das propriedades geométricas e do material de um elemento e pode ser obtida pelo uso do princípio da mínima energia potencial. A rigidez relaciona os deslocamentos nodais às forças aplicadas nos nós. A relação de equilíbrio entre a matriz de rigidez $[k]$, o vetor força nodal $\{F\}$ e o vetor deslocamento nodal $\{u\}$ é expressa como um conjunto de equações algébricas lineares simultâneas, $F=k.u$. A matriz de rigidez para um elemento depende da função de interpolação, da geometria do elemento e das propriedades locais do material selecionadas na etapa anterior.

b) Montagem das equações algébricas para todo o domínio - Inclui a montagem da matriz de rigidez global para todo o modelo a partir das matrizes de rigidez elementares e do vetor força global a partir dos vetores força elementares. A base para um método de montagem é a existência das interconexões nodais. Os deslocamentos em um nó devem ser os mesmos para todos os elementos adjacentes.

c) Soluções para os deslocamentos desconhecidos - As equações algébricas montadas no passo anterior são resolvidas para os deslocamentos desconhecidos. Em problemas lineares, esta é uma aplicação relativamente direta das técnicas de álgebra matricial. Entretanto, para problemas não-lineares, as soluções desejadas são obtidas por uma seqüência de passos, cada qual envolvendo a modificação da matriz de rigidez e/ou do vetor força.

d) Cálculo das deformações e tensões elementares a partir dos deslocamentos nodais - Em certos casos (deformação de corpos elásticos), os deslocamentos nodais são as variáveis em estudo para a solução. Muitas vezes, entretanto, outras quantidades derivadas das variáveis desconhecidas, tais como tensões e deformações, devem ser calculadas. Em geral, tensão e deformação são proporcionais às derivadas dos deslocamentos.

Em análises lineares de mecânica dos sólidos e estrutural, os deslocamentos dos elementos são infinitesimalmente pequenos e o material apresenta linearidade elástica. Nesse caso a equação de equilíbrio do elemento deriva da análise estática, sendo que o deslocamento x é linear, o vetor de cargas externas aplicadas é \mathbf{F} e \mathbf{K} é a matriz de rigidez do elemento de acordo com a Figura 2.26 e a Equação [1].

$$F = Kx \quad [1]$$

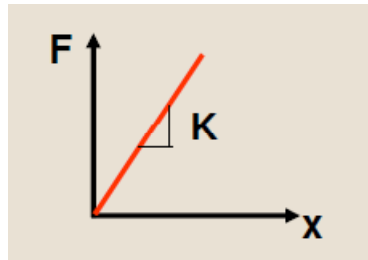


Figura 2.26 - Gráfico $F=Kx$ linear
Fonte: O Autor

As análises lineares são muito limitadas no que diz respeito a sua aplicação, já que para análises que envolvem grandes deslocamentos, rotações e materiais com curva tensão-deformação não linear, elas não são válidas, como é o caso da simulação apresentada nesse trabalho. Nesses casos é necessário adotar uma abordagem com formulação de elementos para análise não lineares, com a rigidez do material K sendo uma função não linear que varia de acordo com o deslocamento x , resultando em forças F diferentes das anteriores, de acordo com a Figura 2.27 e a Equação [2].

$$F = K(x).x \quad [2]$$

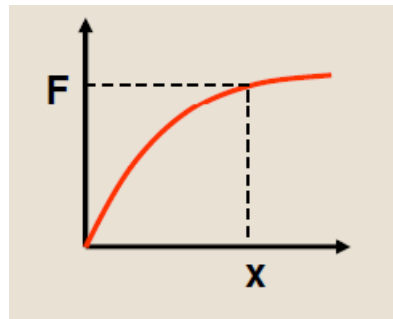


Figura 2.27 - Gráfico $F=K(x).x$
Fonte: O Autor

Também é possível simular o comportamento das estruturas de maneira dinâmica, de modo que é acrescentado na equação a aceleração e a velocidade em que ocorre o fenômeno:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F \quad [3]$$

Onde \mathbf{M} é a matriz de massa (independe do tempo) que multiplica o vetor de acelerações nodais e \mathbf{C} é a matriz de amortecimento que multiplica o vetor de velocidade.

Em problemas lineares regidos pela equação $F = Kx$, os deslocamentos dos nós são calculados por técnicas de decomposição de matriz de rigidez.

Problemas não lineares podem utilizar o Método Implícito de forma iterativa, decompondo a matriz \mathbf{K} na equação [3]. Dessa forma calculam-se os deslocamentos nodais e utiliza-se um método numérico para verificar os erros. Este método é assim classificado por que a solução da equação que rege o equilíbrio é obtida pela consideração no tempo $t + \Delta t$. Nele, o carregamento é prescrito, por exemplo, o deslocamento é dividido em pequenos incrementos e em cada um destes é calculado o vetor deslocamento. Este método requer a montagem e a inversão da matriz de rigidez a cada novo incremento, o que representa um aumento no tempo de processamento e uma maior requisição de memória na análise de modelos tridimensionais. Além disso, a cada incremento onde é calculada a matriz de rigidez, também são calculadas as não linearidades, tornando num sistema de equações muito grande.

Os operadores implícitos mais conhecidos são: Newmark-beta, Wilson-theta, Hilber-Hughes-Talyor e Houbolt. Pesquisadores demonstraram que alguns desses operadores apresentam problemas numéricos de amortecimento, sensibilidade ao tamanho do passo de tempo ou problemas de estabilidade. Por isso o usuário deve ser extremamente cauteloso na sua utilização.

Já de acordo com Schweizerhof et al (1991) a integração explícita no tempo é para problemas específicos, pois é mais eficiente uma vez que integra a variável tempo em conjunto com o espaço discretizado por elementos finitos em problemas de mecanismos estruturais que dependem do tempo. É interessante notar que este método de integração não necessita de uma fatorização efetiva da matriz de rigidez a cada passo, fato este que é a chave de sua eficiência computacional, a matriz de massa \mathbf{M} é dita concentrada (lumped mass). Além

disso, as não linearidades são tratadas depois que o passo foi tomado (PALMEIRA, HABIBE e JÁCOBE, 2006).

O uso do procedimento explícito requer um tempo de incremento muito pequeno, pois o método de integração faz necessário o uso de um passo de tempo (“time step” – Δt) que deve ser menor que um valor crítico – Δt_{cr} que pode ser calculado em função das propriedades características do sistema (rigidez, amortecimento, massa específica, etc.). Este parâmetro limite de estabilidade, Δt_{cr} , é dado em termos dos autovalores do sistema, isto é

$$\Delta t_{cr} \leq \frac{2}{\omega_{max}} \quad [4]$$

Segundo Rebelo et al (1992), o limite de estabilidade pode ser aproximado pelo menor tempo necessário para que uma onda elástica atravesse qualquer elemento da malha. Em uma análise que dure T segundos, o programa deve executar N incrementos com duração de Δt segundos cada um, ou seja, o número total de incrementos, N, requeridos para completar a análise é dado por $T/\Delta t$. De acordo com a velocidade de aplicação da força requerida nas normas dos testes de ROPS, o tempo estável Δt_{cr} é muito pequeno se comparado com o tempo natural de duração de um ensaio. Qualquer abordagem para redução do tempo de processamento requerido para analisar uma dada malha precisará aumentar o incremento de tempo Δt ou reduzir o tempo total T (PALMEIRA, HABIBE e JÁCOBE, 2006).

Na prática, os métodos explícitos são utilizados para eventos de curta duração e altas deformações, como *crashtests*, onde o automóvel vem em alta velocidade e se choca contra uma parede, absorvendo energia e se deformando quase que por completo, tendo como duração alguns segundos ou até mesmo alguns milésimos de segundos.

Já o método implícito é mais utilizado onde a carga não é aplicada tão rapidamente e a deformação não é tão alta, não levando em conta a velocidade de aplicação das forças, podendo ser de minutos ou até anos.

A escolha de se utilizar a integração no tempo explícita ou implícita é muito sutil e depende usualmente da natureza da dinâmica do problema, o tipo de elemento finito que compõe o modelo e as velocidades do problema em relação à velocidade do som no material.

Abaixo estão algumas vantagens e desvantagens entre os métodos implícitos e explícitos.

Vantagens do algoritmo implícito

- a) É incondicionalmente convergente: a convergência é garantida independentemente do tamanho do passo de tempo (time step);
- b) É a solução natural e completa do problema: não faz simplificações (matrizes não são diagonais) e a solução tem embutida todo o fenômeno.

Desvantagens do algoritmo implícito:

- a) Utiliza mais recursos computacionais: mais potência computacional, mais memória.
- b) É mais lento pois não faz simplificações
- c) É mais sensível que o explícito à instabilidade quando em situações especiais em que a matriz de rigidez tende à singularidade.

Vantagens do algoritmo explícito:

- a) Algoritmo robusto e mais simples de programar
- b) É mais rápido que o algoritmo estático implícito para eventos de curta duração
- c) Pode ser paralelizado
- d) Tem bom desempenho para instabilidade da rigidez e, portanto prevê bem o surgimento de rugas.

Desvantagens do algoritmo explícito:

- a) Algoritmo é condicionalmente convergente

b) Para melhorar a convergência, passos extremamente pequenos são freqüentemente usados.

2.8.3 PÓS-PROCESSAMENTO

É a última etapa do método. Depende somente das necessidades do engenheiro que está modelando o problema. Pode fornecer dados como

- Deslocamentos nodais;
- Deformações da geometria;
- Gradientes de tensão de acordo com o critério de resistência escolhido;
- Gradientes de temperatura;
- Deslocamentos nodais ao longo do tempo;
- Freqüências naturais e modos de vibração da estrutura.

2.9 ESCOLHA DOS ELEMENTOS

Segundo Alves Filho (2000), a escolha dos elementos que representam cada trecho da estrutura constitui o ponto central da elaboração de qualquer modelo. Deve-se tentar identificar inicialmente o comportamento físico dos trechos da estrutura. A partir deste, surge a questão: qual o elemento que representa esse comportamento físico? Está dado, portanto, o primeiro passo para a escolha do elemento finito na Biblioteca de Elementos do Software. Claro que para a mesma situação física tem-se algumas opções de elementos.

Em uma primeira análise, convém estabelecer uma divisão entre as classes de comportamentos básicos estruturais, de acordo com a sua característica espacial. Essa identificação permite obter a primeira orientação da escolha do elemento, a saber:

2.9.1 Corpos Sólidos - São corpos contínuos elásticos que preenchem as três dimensões do espaço, como certos componentes de máquinas e

estruturas. Na prática, se tem como exemplos: estruturas complicadas de espessura variável ou espessuras consideráveis em relação ao tamanho da estrutura, como eixos, componentes de máquinas, suportes fundidos, carcaças de embreagem e transmissão, blocos de motor, cabeçotes, volantes, etc. Para a representação deste comportamento, visando o cálculo das deformações e tensões, são adequados os Elementos sólidos (3D).

2.9.2 Chapas - São corpos que possuem uma dimensão (por exemplo, a altura) muito menor que as outras duas (largura e comprimento) que, por sua vez, são da mesma ordem de grandeza. Na prática, se tem como exemplos: chapas, lajes finas, cascas de várias formas amplamente utilizadas em engenharia estrutural, aviação e construção naval, caixa estrutural veicular completa, etc. Para a representação deste comportamento, visando o cálculo de deformações e tensões, são adequados os elementos de estado plano de tensões, placa e casca, que são indicados para análise detalhada de estruturas metálicas de chapa.

2.9.3 Vigas sólidas - São corpos que contém uma dimensão (comprimento) muito maior que as duas outras (largura e altura). Os elementos de viga são indicados para a representação desse tipo de comportamento.

2.9.4 Vigas de paredes finas - São corpos que apresentam três dimensões de ordem de grandeza diferentes. Por exemplo, um perfil C de uma longarina de caminhão tem espessura muito menor que a altura e largura da seção transversal que, por sua vez, é bem menor que seu comprimento. Do ponto de vista da flexão, as vigas sólidas e as vigas de paredes delgadas apresentam comportamentos semelhantes, porém, quanto à torção, seus comportamentos são muito diferentes. As vigas de paredes finas empenam ao sofrerem torção, podendo resultar no aparecimento de tensões normais na torção, fenômeno esse não coberto

pela teoria elementar das vigas. Por isso, longarinas e travessas do chassi de um caminhão são modeladas por elementos de casca, que permitem representar o comportamento detalhado das chapas que constituem a alma e as abas das longarinas e travessas, quando empenam. Os elementos de viga, formulados a partir da teoria elementar, não cobrem esse efeito.

3 METODOLOGIA DE PESQUISA

O presente trabalho caracteriza-se por ser exploratório, realizado através de procedimentos técnicos de pesquisa e revisão bibliográfica para fundamentação teórica dentro do tema proposto e de estudo de caso para modelagem, simulação, validação e aplicação da metodologia proposta, apresentada conforme estrutura abaixo.

3.1 Fundamentação teórica para caracterização das estruturas de proteção contra capotamento de tratores agrícolas, normas de testes existentes para estas estruturas, o processo de desenvolvimento de produto com o uso da simulação virtual como ferramenta de apoio e o método dos elementos finitos, conforme apresentado no capítulo 2.

3.2 Realização da modelagem em CAD, no software comercial *Pro-Engineer Wildfire 4.0*, de uma cabina conceitual para trator agrícola estreito, fazendo as simplificações necessárias na geometria para a diminuição do tempo de processamento dos cálculos da simulação via elementos finitos.

3.3 Simulação do comportamento da cabina durante o teste de ROPS, empregando o software comercial de elementos finitos *Ansys 12.1*, utilizando os materiais com as suas propriedades não lineares de plastificação, realizando e explicando as três etapas essenciais de uma análise por elementos finitos: pré-processamento, solução e pós-processamento.

3.4 Análise dos resultados da simulação e propostas de melhorias estruturais que podem ser implementadas no projeto da cabina com o intuito de obter a aprovação da mesma de acordo com as normas de teste e também de redução no custo do projeto. As propostas realizadas também são simuladas no *Ansys 12.1*.

3.5 Comparação dos resultados da simulação virtual da cabina do trator estreito com os do teste real de outras cabinas, a fim de estabelecer uma coerência entre os resultados, já que a cabina ainda está em fase inicial de desenvolvimento e não se possui dados de ensaios da mesma.

4 SIMULAÇÃO DA CABINA

A simulação da cabina proposta seguirá o esquema proposto por Bathe (1996), e será dividido em três etapas conforme Huebner (1999), conforme visto no item 2.8.

A cabina para o trator estreito que foi modelada para realizar o estudo desse trabalho já foi concebida com a intenção de realizar as análises por elementos finitos antes de ter seu detalhamento final, ou seja, já é um modelo direcionado para CAE, por isso, a primeira e, parte da segunda etapa do pré-processamento, que são o tratamento da geometria e a geração da malha respectivamente, serão exemplificados com outro modelo de cabina que já teve seu processo de detalhamento terminado, ou seja, é um modelo CAD para fabricação. As diferenças entre modelos CAD e CAE serão explicadas no item 4.2.1. A preocupação na modelagem foi de manter um espaçamento nulo ou muito próximo de zero entre as peças, afim de evitar o uso de contatos entre elas.

4.1 PROJETO CONCEITUAL DA CABINA PARA TRATOR ESTREITO

Quando se cultivam frutas, é necessário economizar espaço na plantação, pois os galhos das árvores ocupam uma grande área. Assim a distância entre as árvores é extremamente curta, não permitindo a entrada de um trator comum, pois ele colidiria com os galhos, danificando as flores e frutas. Além de estreitos devem ser baixos, para impedir contato com galhos e com culturas que ficam suspensas, e caso haja contato, que seja fácil dos galhos deslizarem sobre a cabina para evitar danos tanto para a própria cabina quanto para as frutas.

Portanto, o projeto de uma cabina para um trator estreito deve conciliar dimensões diminutas com um espaço livre para a deformação no caso de uma capotagem e também com espaço suficiente para a montagem dos mecanismos e acessórios necessários para sua operação de forma ergonômica.

Apesar de não ser o foco do trabalho a ergonomia interna da cabina, visto que o projeto realizado não contempla o acabamento interno e mecanismos, as dimensões da cabina foram estendidas até o máximo em comprimento e largura, respeitando as dimensões já existentes de tratores estreitos vendidos sem cabina. A dimensão delimitante para a cabina seria sua altura, que foi admitida como máxima em 2,4 metros a contar do chão até o teto. Para conseguir-se essa altura, foi necessário construir o assoalho da cabina envolvendo o *Power Train* (conjunto do motor e transmissão) do trator, deixando espaço nas laterais frontais para os pedais de embreagem, freio e acelerador, conforme ilustram as Figuras 4.1 e 4.2.



Figura 4.1 - Imagem em perspectiva do lay-out do trator estreito com a cabina e o teto já montados.

Fonte: O Autor

O teto da cabina também foi modelado de uma forma conceitual para prever em suas dimensões a montagem do sistema de ar condicionado em seu interior.

Todos os seis postes foram projetados para diminuir a largura da cabina no topo mantendo a largura na base, utilizando perfis curvados, conforme

figura 4.3, assim como os dois postes frontais também são inclinados para trás, sempre com o intuito de não danificar as frutas nas plantações.

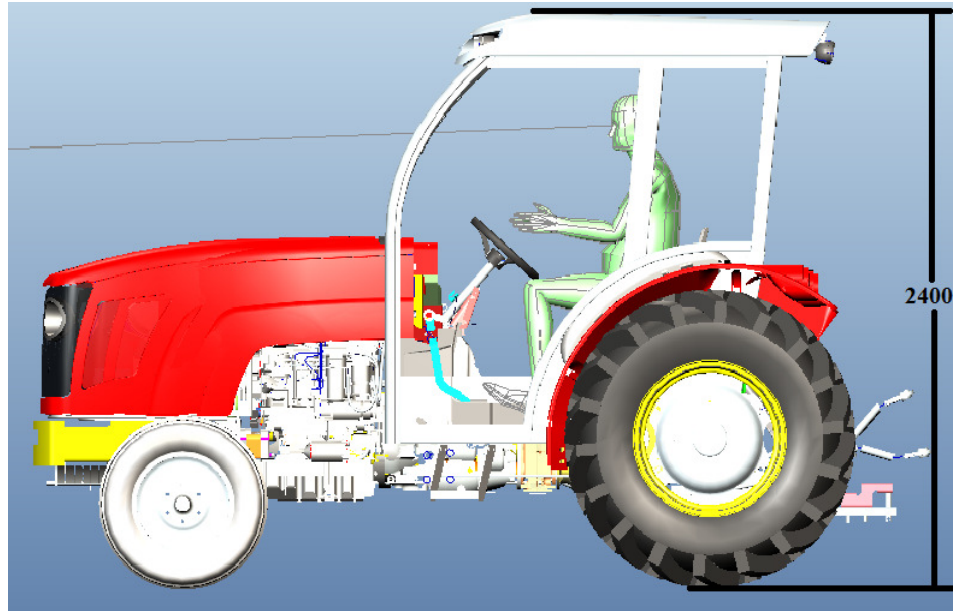


Figura 4.2 - Vista lateral do lay-out do trator estreito com a cabina e o teto já montados.
Fonte: O Autor

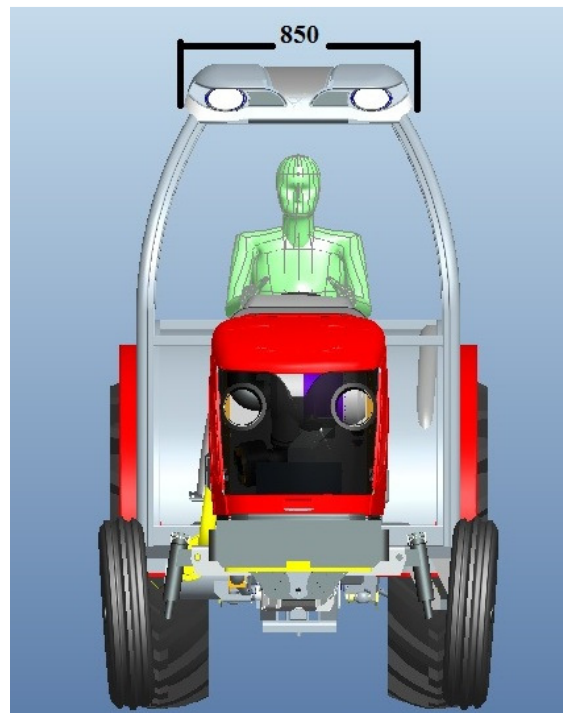


Figura 4.3 - Vista frontal do lay-out do trator estreito com a cabina e o teto já montados.
Fonte: O Autor

A estrutura da cabina pode ser melhor visualizada na Figura 4.4.

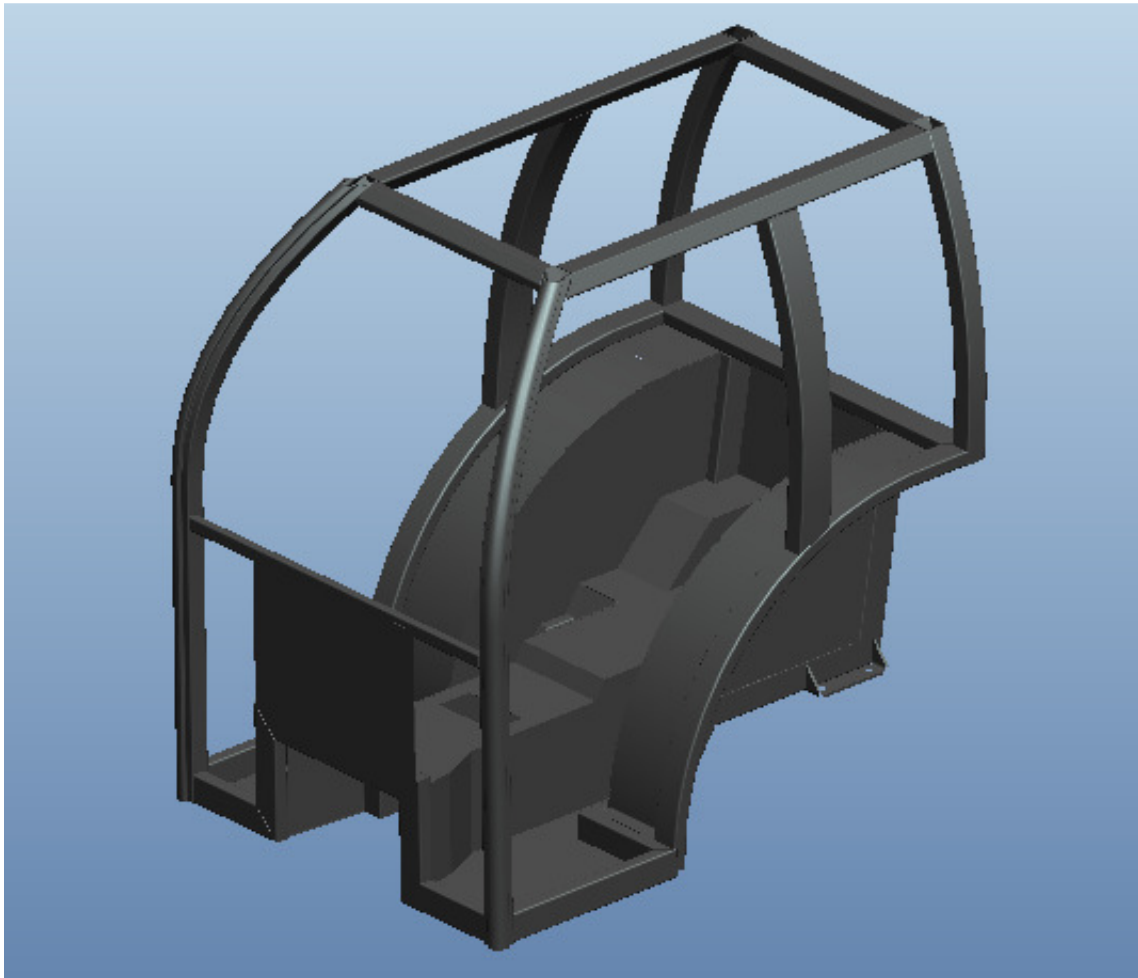


Figura 4.4 - Estrutura da cabina para trator estreito.

Fonte: O Autor

Devido à complexidade de fabricação e ao custo que teria o assoalho da cabina, optou-se por fabricá-lo em fibra de vidro ou plástico, sendo posteriormente colado à estrutura. Em vista disto, as análises serão feitas com a cabina sem esses componentes, conforme a Figura 4.5.

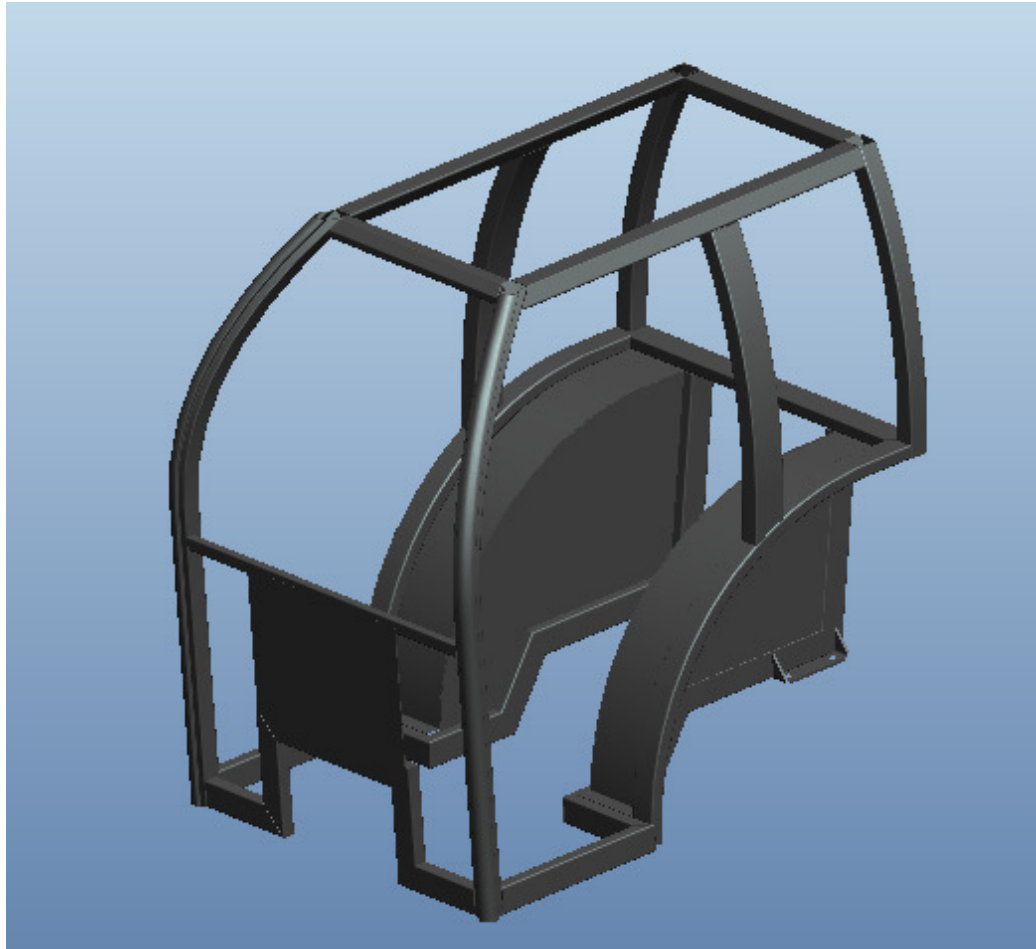


Figura 4.5 - Estrutura da cabina para trator estreito sem o assoalho.
Fonte: O Autor

4.2 PRÉ-PROCESSAMENTO

4.2.1 TRATAMENTO DA GEOMETRIA

A primeira etapa é o tratamento da geometria, que está inserida na parte de Pré-processamento. Essa etapa caracteriza-se por transformar o modelo CAD em um modelo para CAE. A geometria da cabina do trator estreito já foi modelada em CAD no software comercial *Pro-Engineer Wildfire 4.0* com o intuito de se realizar análise estrutural por elementos finitos, por isso todos os tópicos sobre tratamento da geometria serão feitos com base em outra cabina já

modelada, onde não se teve nenhuma preocupação em fazer um modelo para CAE.

Modelos para CAE são geralmente simplificados em relação aos modelos CAD para diminuição do esforço computacional sem que afetem o resultado final consideravelmente, fazendo com que a malha de elementos fique mais leve. Quando possível, procura-se:

1. Retirar componentes que não sejam estruturais
2. Simplificar os componentes retirando pequenos furos e recortes desnecessários.
3. Simplificar os componentes retirando raios que não possuem relevância, pois são necessários muitos elementos para discretizar uma curva.
4. Unir diferentes componentes em um só, evitando a necessidade do uso de contato entre componentes.

Os três primeiros tópicos citados acima são ilustrados nas figuras 4.6 e 4.7.

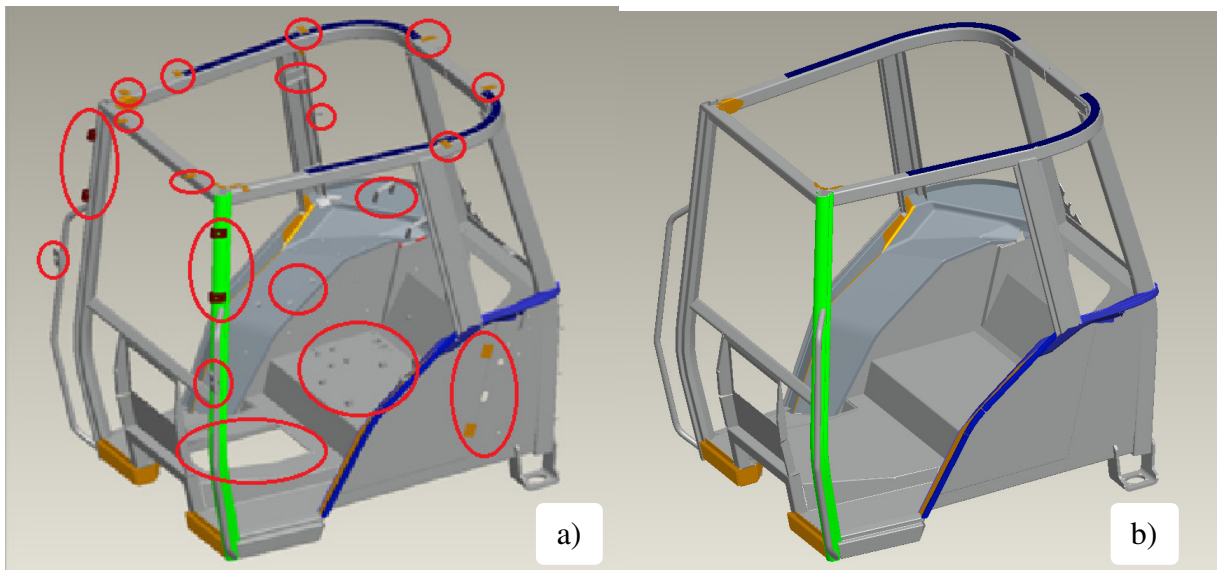


Figura 4.6 - Cabina antes da simplificação (a) e depois da simplificação (b).

Fonte: O autor

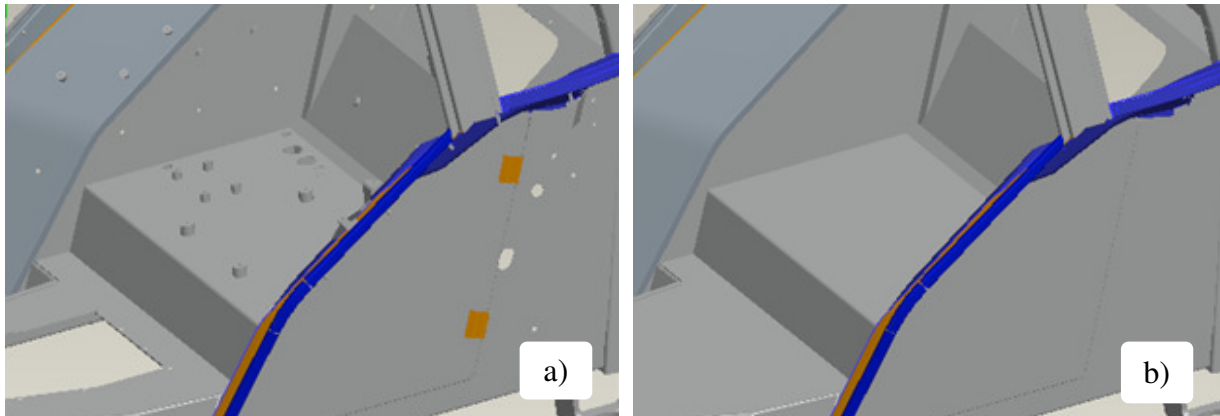


Figura 4.7 - Detalhe da cabina antes da simplificação (a) e depois da simplificação (b).
Fonte: O autor

Notam-se nas imagens das cabinas 4.6 e 4.7 que foram retirados vários furos nos pára-lamas e no assoalho, além de vários parafusos e porcas que vão soldados na cabina para a fixação de componentes não estruturais e de acabamento.

A retirada de raios que não possuem relevância é de extrema importância para a diminuição da malha dos componentes, afetando diretamente o tempo de cálculo, e tem o mesmo efeito da retirada de furos não relevantes dos componentes, pois são necessários muitos elementos para discretizar um raio, conforme ilustra a figura 4.8.

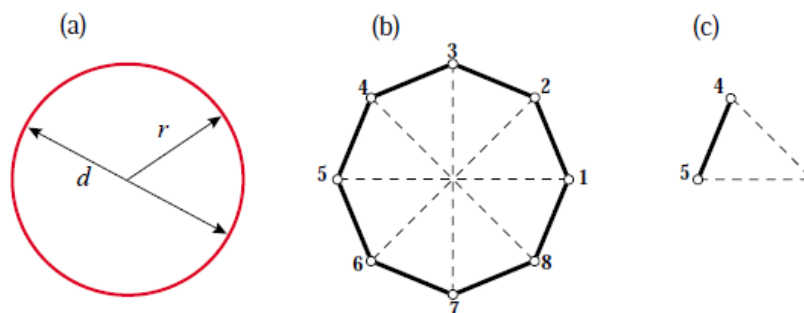


Figura 4.8 - Forma como um raio é discretizado. (a) Objeto contínuo. (b) Aproximação discreta. (c) Elemento desconectado.

Fonte: O autor

Também retiram-se pequenos componentes, como suportes que vão soldados nos tubos e pilares, que não exercem nenhuma influência na deformação.

A estratégia de unir diferentes componentes em apenas um, o tópico número quatro, citado anteriormente, funciona muito bem quando tem-se componentes que serão discretizados por elementos sólidos 3D, ou quando tem-se um conjunto de chapas de mesma espessura, ou ainda quando temos tubos ou vigas de mesma seção. Quando não se possui esse cenário, é necessário criar uma malha de contato entre os componentes, que torna o cálculo mais pesado e também pode levar a problemas de convergência.

Para diminuir os problemas de convergência mesmo usando contatos, é recomendado que se elimine ou se minimize os vãos existentes entre os componentes ou os próprios vãos dentro do mesmo componente, e que também sejam remodelados os componentes que estejam se interseccionando para evitar que essa intersecção ocorra. Os vãos existentes entre os componentes são geralmente característica dos modelos em CAD, devido às tolerâncias dimensionais, espaçamentos para solda, etc. A intersecção entre componentes ocorre usualmente devido à flexibilidade de algum componente que ao serem montados ou soldados adquirem uma forma diferente daquela que foi projetada em CAD. As figuras 4.9 e 4.10 exemplificam um componente da cabina que, após ser fabricado, apresenta espaços para solda, e as figuras 4.11 e 4.12 exemplificam a interface com vãos entre os componentes.

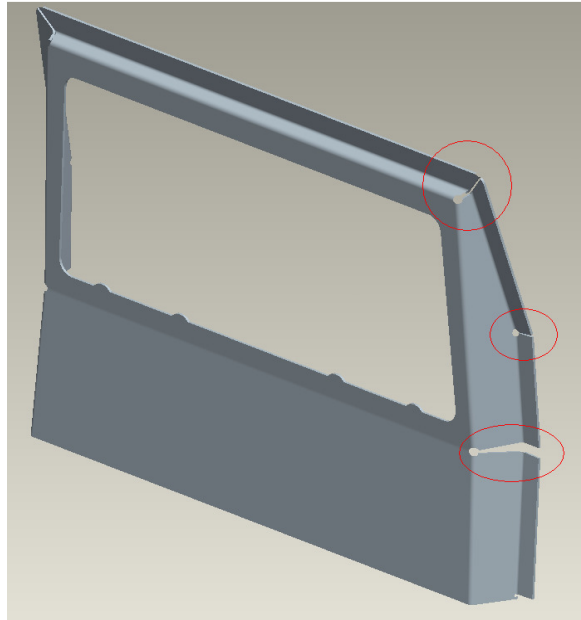


Figura 4.9 - Vãos de uma peça que serão soldados.
Fonte: O autor

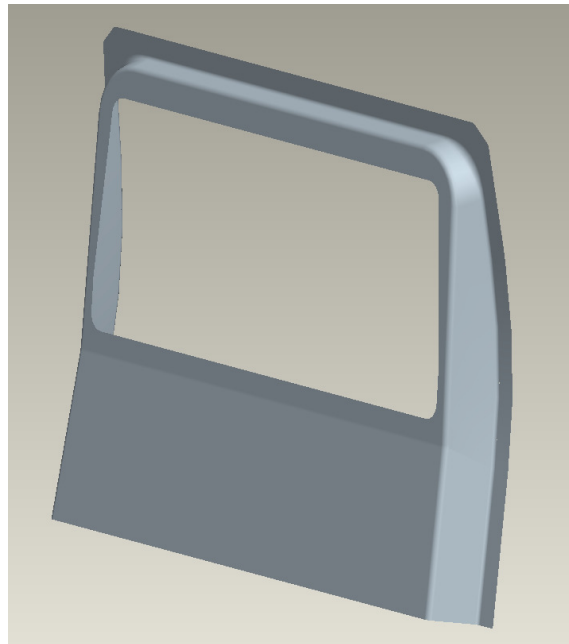


Figura 4.10 - Peça inteiramente remodelada sem os vãos.
Fonte: O autor

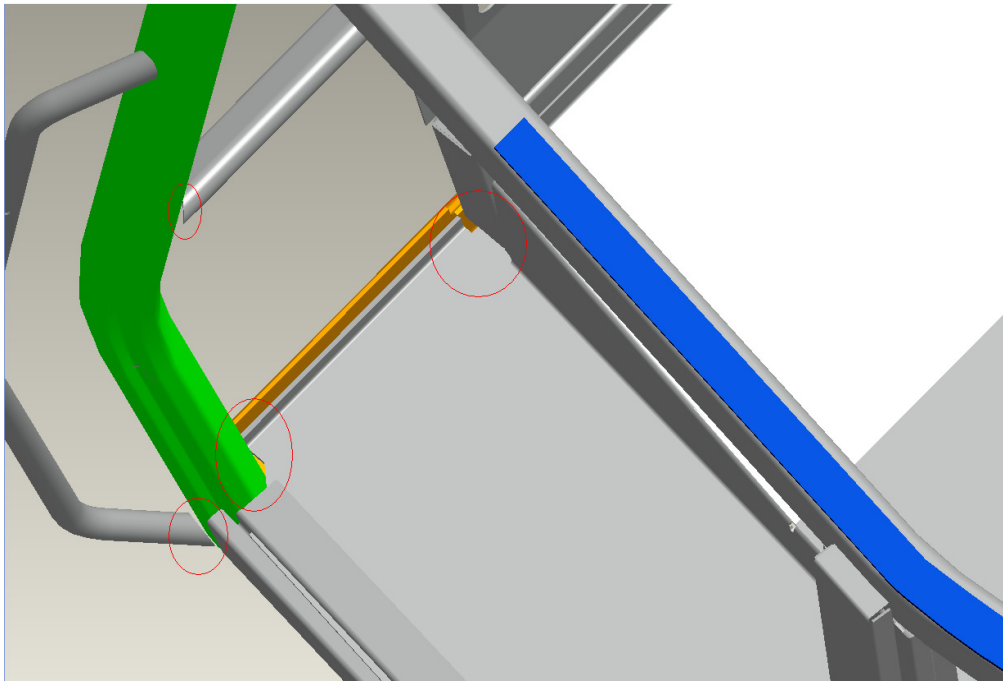


Figura 4.11 - Vãos entre componentes que serão preenchidos por solda.
Fonte: O autor

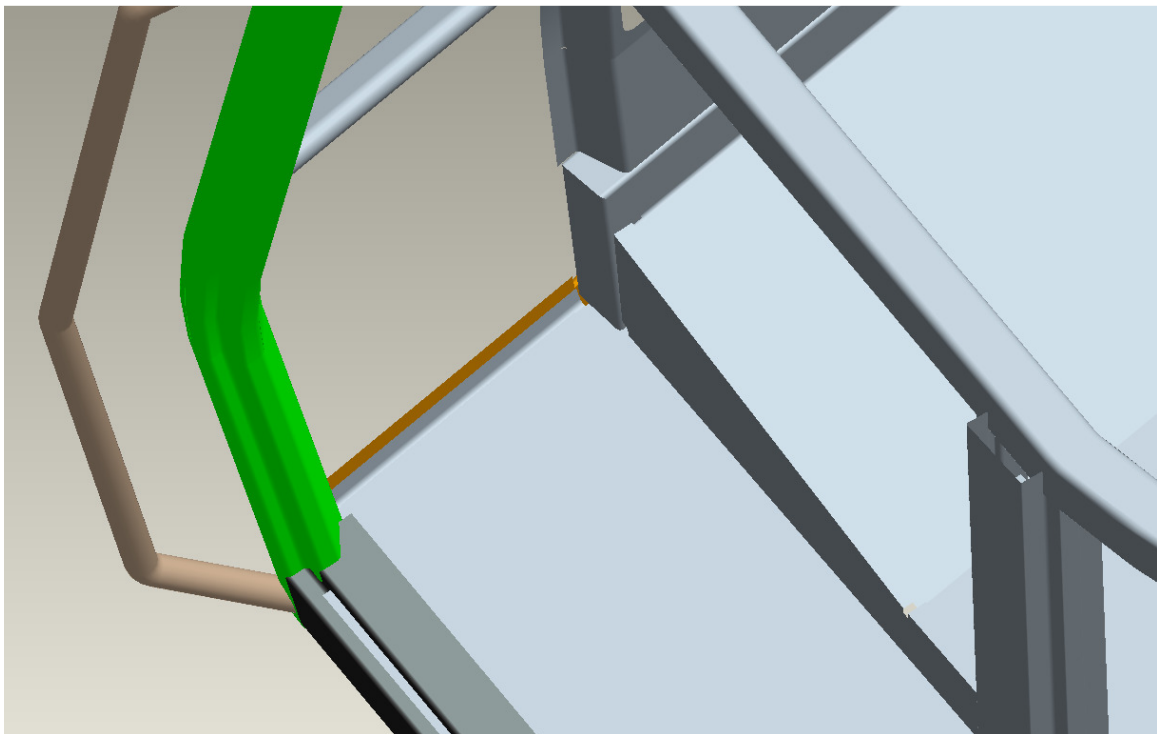


Figura 4.12 - Manipulação da geometria dos componentes para eliminar os vãos entre eles.
Fonte: O autor

4.2.2 GERAÇÃO DA MALHA

O Ansys possui um método automático de geração de malha que, para alguns casos, consegue prever qual a melhor forma de construir a malha. Porém para o caso da cabina não funcionou de um modo eficiente. A Figura 4.13 mostra como o Ansys gerou uma malha automaticamente.

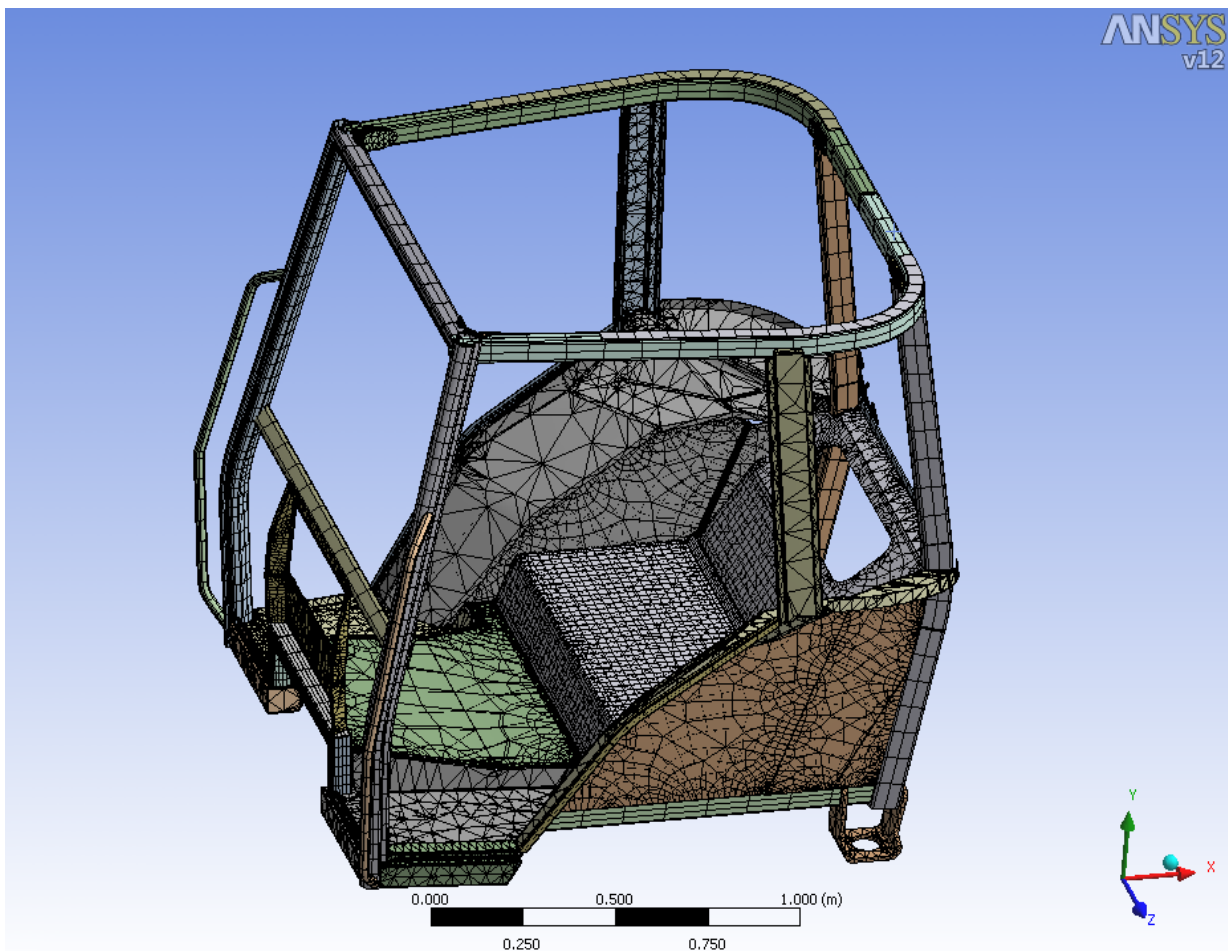


Figura 4.13 - Malha da cabina gerada automaticamente pelo Ansys.
Fonte: O autor

Nota-se na imagem que, em algumas vigas, o Ansys gerou elementos hexagonais, o que é um bom modo de discretizar esses componentes, porém em muitas chapas ele gerou elementos tetraédricos, e como as chapas são finas em espessura se comparadas com o seu comprimento e largura, esses elementos

tetraédricos acabam se tornando o que chamamos de elementos “agulha”, tendo uma ou mais arestas muito menores que outras, trazendo problemas para o cálculo, pois pequenas deformações já podem trazer distorções muito grandes nesses elementos fazendo com que estas arestas desapareçam, além de aumentar o número de elementos e de nós, trazendo um esforço computacional muito maior.

Para eliminar esse problema, o mais correto é trabalhar com a malha de cada componente individualmente, estudando cada caso em separado.

Além do problema do tipo de elemento, também se trabalha na simplificação da geometria, conforme visto no item anterior. Baseado nas Figuras 4.9 e 4.10, consegue-se demonstrar através das Figuras 4.14 e 4.15 a diferença existente entre a geração da malha do mesmo componente com os vãos para a solda e sem os vãos.

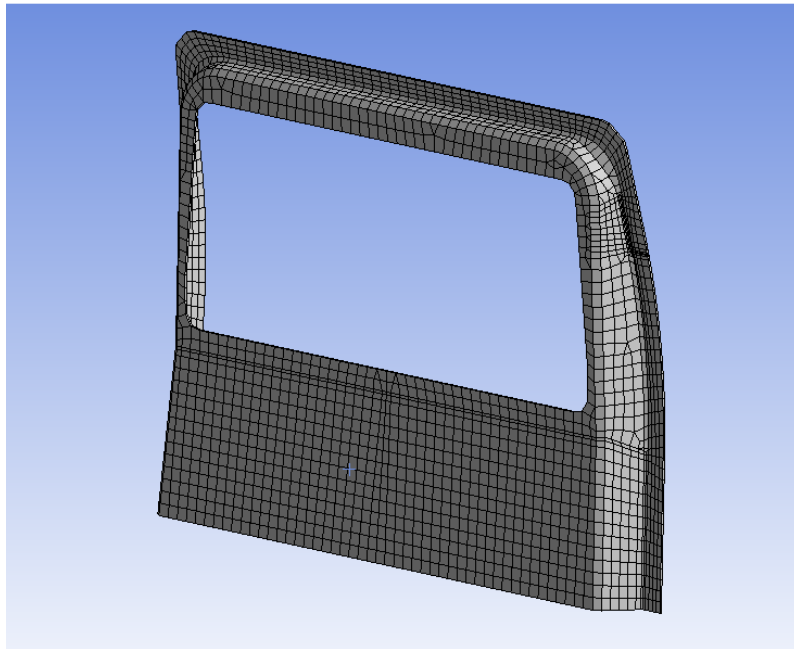


Figura 4.14 - Componente da cabina sem os vãos com elementos hexaédricos de 12 mm de tamanho médio. Elementos: 2289. Nós: 2438.

Fonte: O autor

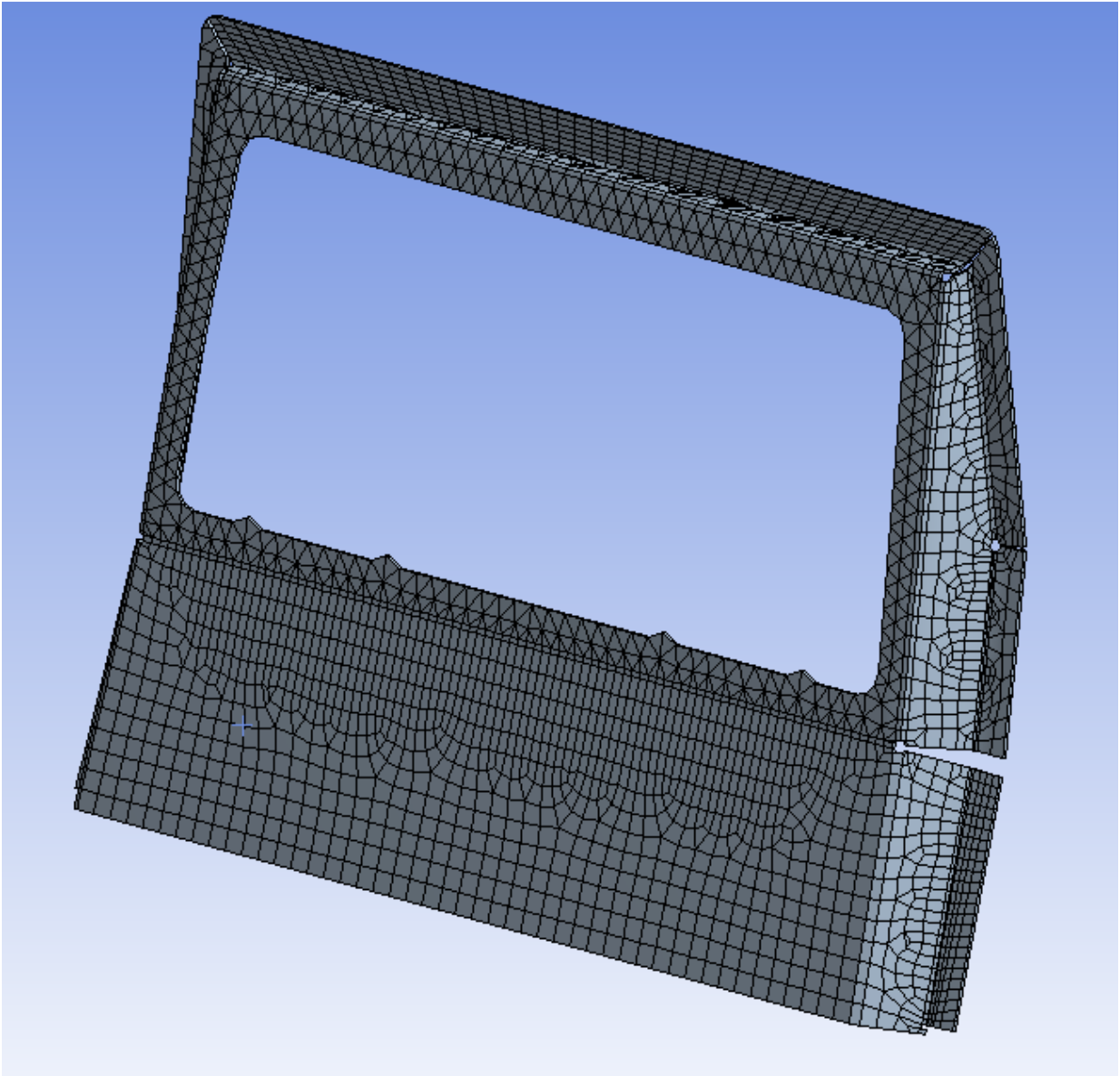


Figura 4.15 - Componente da cabina com os vãos e elementos hexaédricos de 12 mm de tamanho médio. Elementos: 3328. Nós: 6456.

Fonte: O autor

Usando elementos hexaédricos com tamanho médios de 12 mm para os dois componentes, demonstra-se que os vãos não só dificultam o cálculo devido ao uso de contatos, como aumentam o tempo de processamento devido ao maior número de elementos e de nós necessários para a discretização da geometria, sem ter ganho relevante na precisão dos resultados. O componente com os vãos apresentou quase o triplo de nós que o componente sem vãos. Caso a malha desse mesmo componente fosse gerada através de elementos tetraédricos, e sem

preencher os vãos para solda, ele ficaria conforme a figura 4.16, com aproximadamente 7,5 vezes mais nós, e aproximadamente 16 vezes mais elementos. Nota-se que são gerados mais de um elemento para discretizar a espessura, fato que não ocorre nos outros modelos.

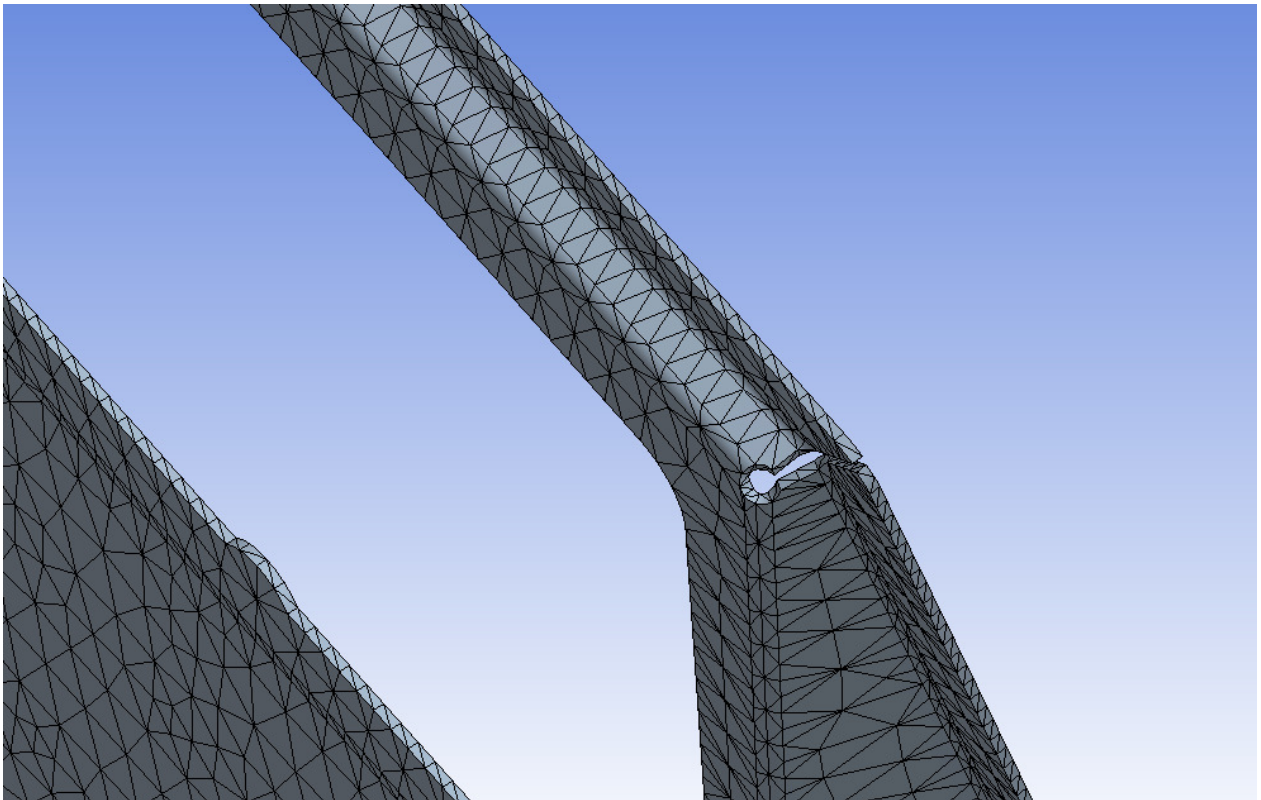


Figura 4.16 - Componente da cabina com os vãos e elementos tetraédricos de 12 mm de tamanho médio. Elementos: 37442. Nós: 18470.

Fonte: O autor

Como a cabina é composta por muitas chapas e vigas de paredes finas, a melhor forma de discretizar é utilizando elementos de casca, conforme citado anteriormente.

Para melhor gerar esse tipo de elemento, é necessário transformar os componentes da cabina que originalmente são sólidos, em superfícies. Essa transformação pode ser feita tanto em softwares específicos para tratamento de modelos CAD para análises em CAE, como o *Design Modeler* e o *Space Claim*, ou também pode ser feita diretamente no software de CAD onde foi originado o modelo. Usualmente se transforma os componentes sólidos em superfícies

médias, localizadas no centro da espessura do componente, assim, dentro do software de elementos finitos, se atribui a cada componente a sua espessura, indo 50% dessa dimensão para cada lado da superfície.

Os componentes da cabina do trator estreito foram transformados em superfícies médias dentro do próprio Pro-Engineer, o que fez com que, ao serem exportados, os componentes que estivessem em contato já tiveram sua geometria unida, assim reduzindo o uso de contatos dentro do Ansys.

As peças que sofrem mais deformação, como as vigas superiores e os postes, os elementos foram criados com 14mm de tamanho médio. Os outros componentes foram criados com 20mm de tamanho médio. Assim a malha da cabina resultou em 27673 elementos com 28295 nós, conforme figuras 4.17 e 4.18.

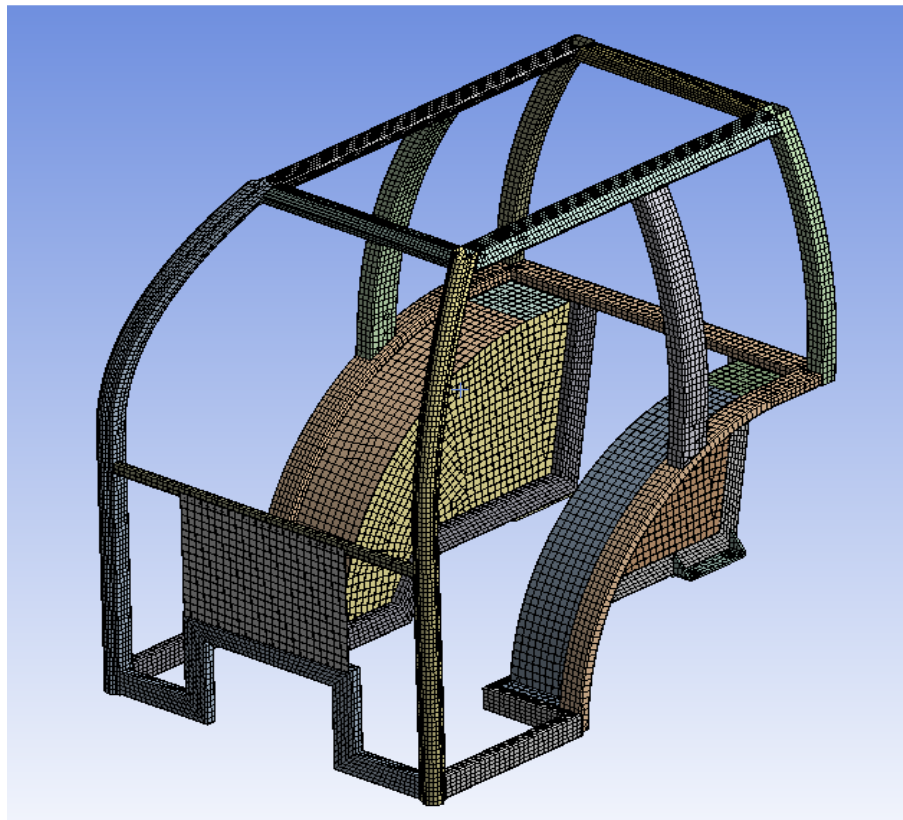


Figura 4.17 - Malha gerada da cabina do trator estreito com elementos de casca.

Fonte: O autor

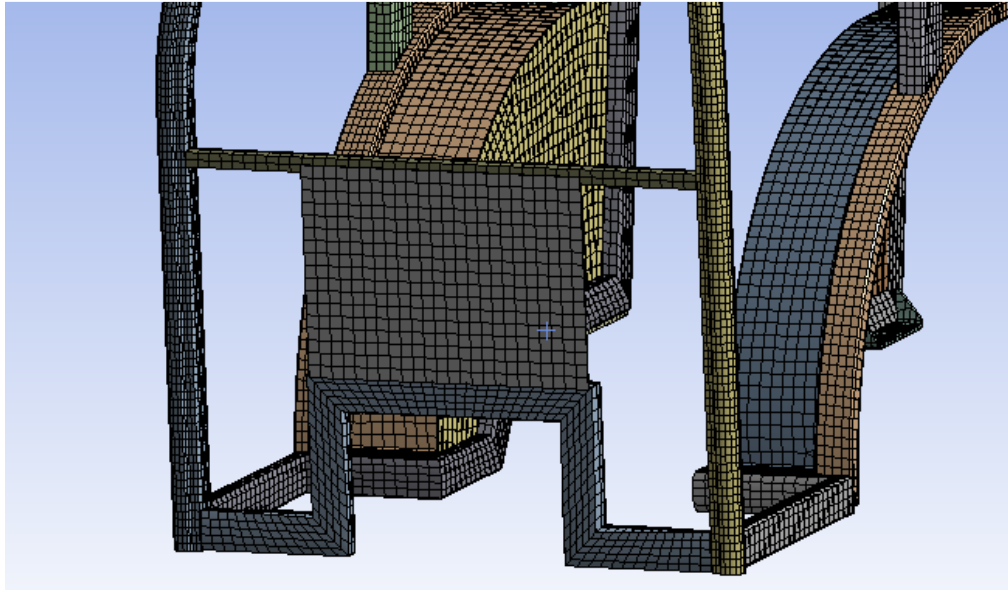


Figura 4.18 - Detalhe da malha gerada da cabina do trator estreito com elementos de casca.
Fonte: O autor

4.2.3 MATERIAIS DA ESTRUTURA DA CABINA

Praticamente todas as cabinas de tratores que possuem ROPS produzidas no mundo são fabricadas com aço e ligas de aço. Os aços são especificados de acordo com as suas propriedades mecânicas aliadas ao seu custo, devido a uma grande variedade de fornecedores que trabalham com normas de especificações de materiais diferentes. Os aços mais usuais são ASTM A500, ASTM A36, ASTM A572, ASTM A242 e SAE 1020.

Nas fabricação das vigas das cabinas já existentes, conforme representado na Figura 4.19, destaca-se o uso do aço ASTM A500 Grau B. Ele é um aço estrutural e de construção, vendido normalmente em perfis tubulares ou retangulares, sendo trabalhado a frio, podendo ser soldado ou sem costura. As propriedades mecânicas desse material variam de acordo com o formato e espessura do perfil. No formato em que ele é fornecido para a fabricação das cabinas, este aço possui uma tensão de escoamento média de 290MPa, com uma tensão máxima de tração de 400MPa.

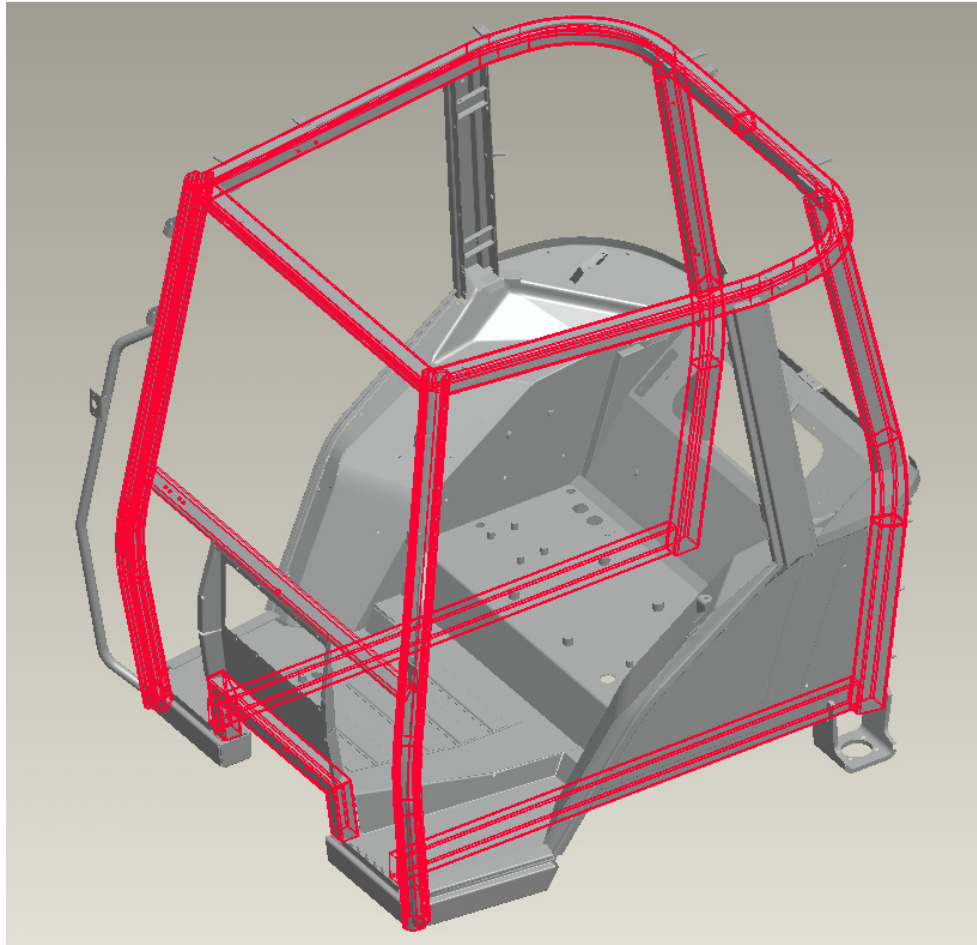


Figura 4.19 - Vigas da cabina destacadas em vermelho.
Fonte: O autor

Visto que algumas chapas para a fabricação da cabina são estampadas, o material deve ser apropriado para esse processo. Nesses casos normalmente são utilizados aços de acordo com a NBR 5915EP, que são indicados para estampagem, sendo vendidos em chapas ou bobinas, apresentando uma tensão de escoamento de 260MPa, no máximo, e uma tensão máxima de tração entre 270 e 370 MPa.

Usualmente as peças estampadas são os pára-lamas, as colunas laterais e o envoltório frontal, conforme exemplo da Figura 4.20.

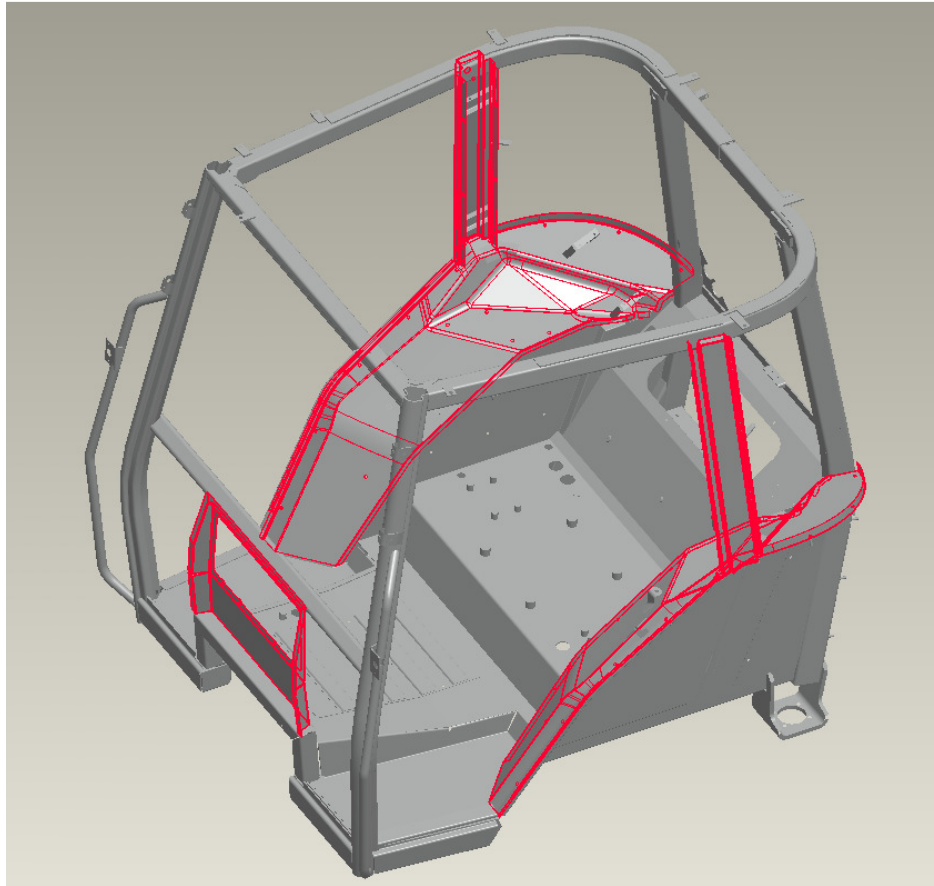


Figura 4.20 - Peças estampadas da cabina destacadas em vermelho.
Fonte: O autor

Para a estampagem de peças que necessitam de maior resistência, também é utilizado o aço de acordo com a NBR 5906, que possui uma tensão máxima de tração de 430MPa.

Para as outras peças da cabina, que são de chapa de aço dobradas e/ou soldadas, normalmente é usado o aço de acordo com a ASTM A36, que são vendidos em chapas com uso específico estrutural.

Para a cabina do trator estreito será utilizado primeiramente o aço ASTM A36, que possui tensão de escoamento de 250 MPa (25 kg/mm²) e tensão de ruptura de até 400 Mpa (40kg/mm²), com uma alongação do corpo de prova de até 35% até a ruptura.

Para melhor representar a curva de tensão x deformação do ASTM A36, o mesmo será inserido no Ansys como multilinear. Para isso, dentro do software se definem o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson para a região

elástica, que são 200 GPa e 0,3 respectivamente, e para a parte plástica se definem alguns valores de tensão e sua respectiva deformação, fazendo a transformação em valores de engenharia da curva real extraída de um ensaio. Uma curva de ensaio desse material está representada na figura 4.21, junto com a curva do aço ASTM A242 que será utilizado posteriormente neste trabalho.

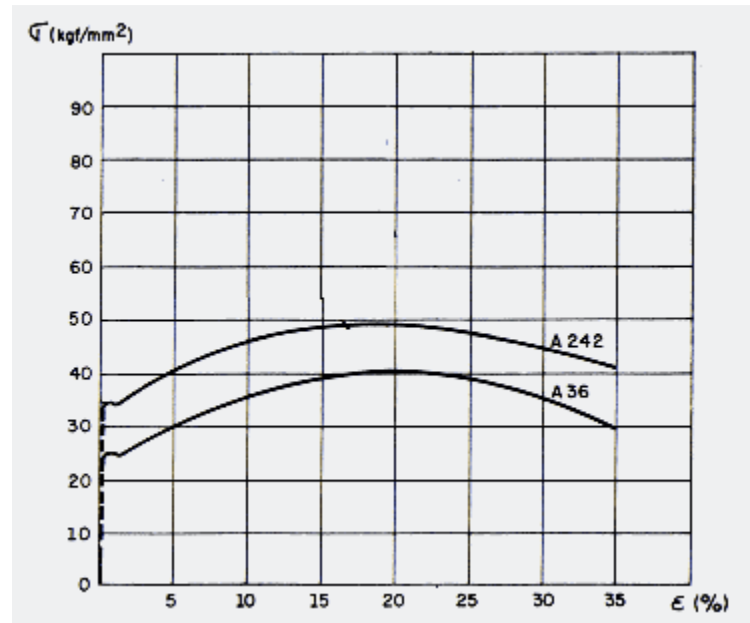


Figura 4.21 - Curva Tensão x Deformação para os aços ASTM A36 e ASTM A242
Fonte: LMC-USP(2010)

4.2.4 APLICAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para a redução de custo da cabina, a mesma não será montada com coxins de borracha no trator, conforme são montadas as cabinas de outros modelos, deixando o trabalho da absorção das vibrações para o assento do operador. A cabina será ligada rigidamente no eixo traseiro através de um suporte aparafusado, e na parte dianteira existirão tipos diferentes de suportes que serão soldados nas vigas dianteiras inferiores da cabina e aparafusados ao conjunto motor/transmissão do trator.

Com isso, as únicas restrições de fixação do modelo serão feitas nessas peças, restringindo todos os graus de liberdade, conforme Figura 4.22.

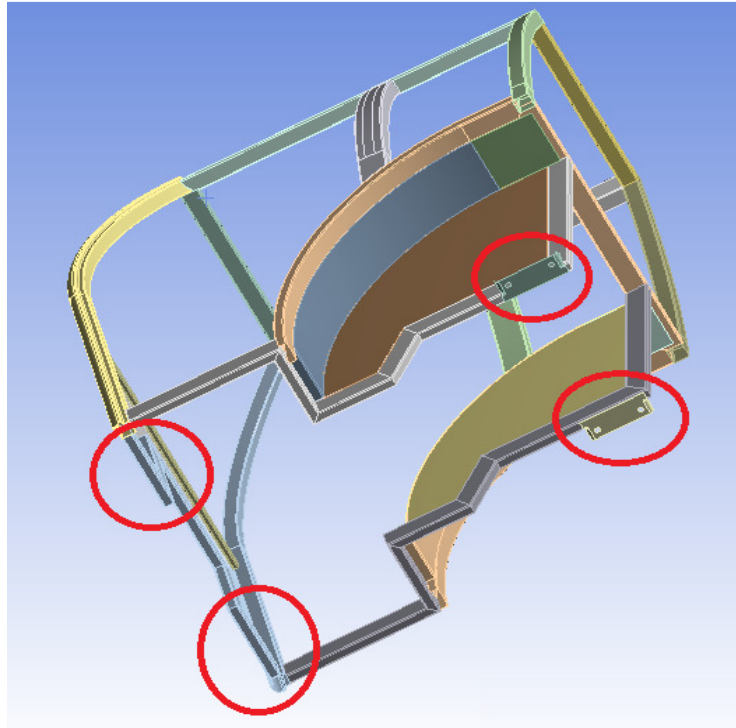


Figura 4.22 - Peças da cabina que serão usadas como suporte.

Fonte: O autor

Apesar de muitos dos componentes da cabina já virem com sua geometria colada entre si depois de exportados para o Ansys, alguns componentes necessitaram a criação de contatos dentro do Ansys. Todos os contatos criados foram lineares, colando as peças através do algoritmo MPC (Multi Point Constraint), que é mais eficiente que outros métodos de contato para grandes deformações, não permitindo que as peças se penetrem. A aceleração da gravidade não foi levada em conta pois não tem influência significativa.

4.2.5 APLICAÇÃO DOS CARREGAMENTOS

As regiões exatas de aplicação das forças foram previamente definidas e modeladas em CAD, de acordo com as medidas exigidas pelas normas de teste e estão demonstradas na Figura 4.23. A aplicação dos carregamentos seguiu a ordem estipulada nas normas, e a massa de referência para teste será de 4100kg, visto que o máximo estipulado de potência para esses tratores é de 82cv e se fará o uso da regra de 50kg/cv obtida na tomada de potência do trator, conforme

indicam as normas. Como não se sabe o tipo de TDP que será utilizada, adota-se que a potência na TDP é igual à potência do trator.

As etapas para a execução do teste são, em ordem:

- 1^a) Carregamento traseiro: $E = 1,4 \times MT = 5740J$
- 2^a) Esmagamento das colunas traseiras: $P = 2 \times MT = 8200kg$
- 3^a) Carregamento lateral: $E = 1,75 \times MT = 7175J$
- 4^a) Esmagamento das colunas dianteiras: $P = 2 \times MT = 8200kg$

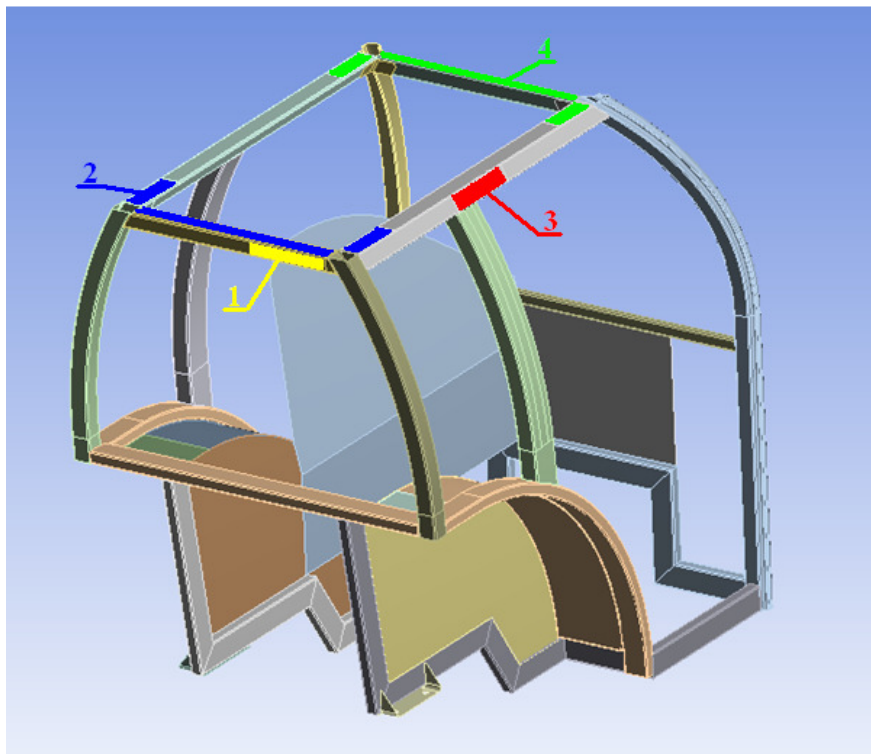


Figura 4.23 - Regiões de aplicação das forças.

Fonte: O autor

No teste real, onde essas forças são aplicadas com pistões hidráulicos ligados à uma viga rígida para distribuir melhor a força, resulta em uma imposição de deslocamento à toda a região de engaste dessa viga. Por isso, para melhor modelar os carregamentos, ao invés de se aplicar uma força, será aplicado um deslocamento prescrito, que multiplicado pela força de reação que será calculada pelo programa resultará na energia requerida nas etapas 1 e 3. Já

para as etapas 2 e 4, as forças de reação calculadas em Newtons pelo programa serão convertidas para quilogramas para se obter os pesos requeridos.

Essa metodologia de aplicação das cargas representa melhor o que ocorre na realidade, mas tem como ponto negativo a necessidade de refazer a análise algumas vezes até acertar quanto de deslocamento deve-se colocar em cada etapa para se obter a energia absorvida correta no final.

Em relação às etapas 2 e 4, a exigência de se deixar a carga aplicada durante 15 segundos será desconsiderada, visto que a análise não leva em consideração o tempo real, e sim passos de tempo que não são medidos em segundos, pois será utilizado o método implícito estático para resolução dos cálculos, conforme será explicado mais adiante.

Um dos problemas da aplicação de deslocamentos prescritos diretamente nas superfícies dos componentes é que todos os elementos dessa superfície ficariam rigidamente interligados e se moveriam em conjunto, o que não acontece na realidade, visto que a viga através da qual a carga é aplicada não está soldada à estrutura. Uma das possibilidades de se resolver esse problema seria incluir na simulação o modelo em CAD das vigas que distribuem as forças, porém essa inclusão acarretaria em mais três problemas:

- 1) Seria necessário criar a malha destas partes, aumentando o tempo de processamento devido ao aumento de elementos.
- 2) Seria necessário criar um contato com atrito entre a viga e a cabina, a fim de representar o fenômeno físico, já que a viga que distribui a força não é soldada na estrutura. Esse tipo de contato com atrito é não linear, aumentando muito o tempo de processamento, pois a cada iteração do cálculo, o software necessita recalcular a condição do contato.
- 3) Como a estrutura se deforma plasticamente em todas as etapas do teste, assim fazendo com que a posição inicial dos componentes da cabina se modifique após cada etapa, seria difícil conseguir colocar as vigas na posição de aplicação correta da carga.

Por isso, ao invés de aplicar os deslocamentos diretamente nas superfícies, esses deslocamentos serão aplicados em pontos remotos que serão criados nos centros geométricos das superfícies indicadas na figura 4.23 e conectados a elas rigidamente. Através destes pontos remotos consegue-se aplicar o deslocamento nas superfícies deixando-as livres para se deformarem sem restringir os elementos. A figura 4.24 demonstra o ponto remoto criado para aplicar o deslocamento no esmagamento das colunas traseiras.

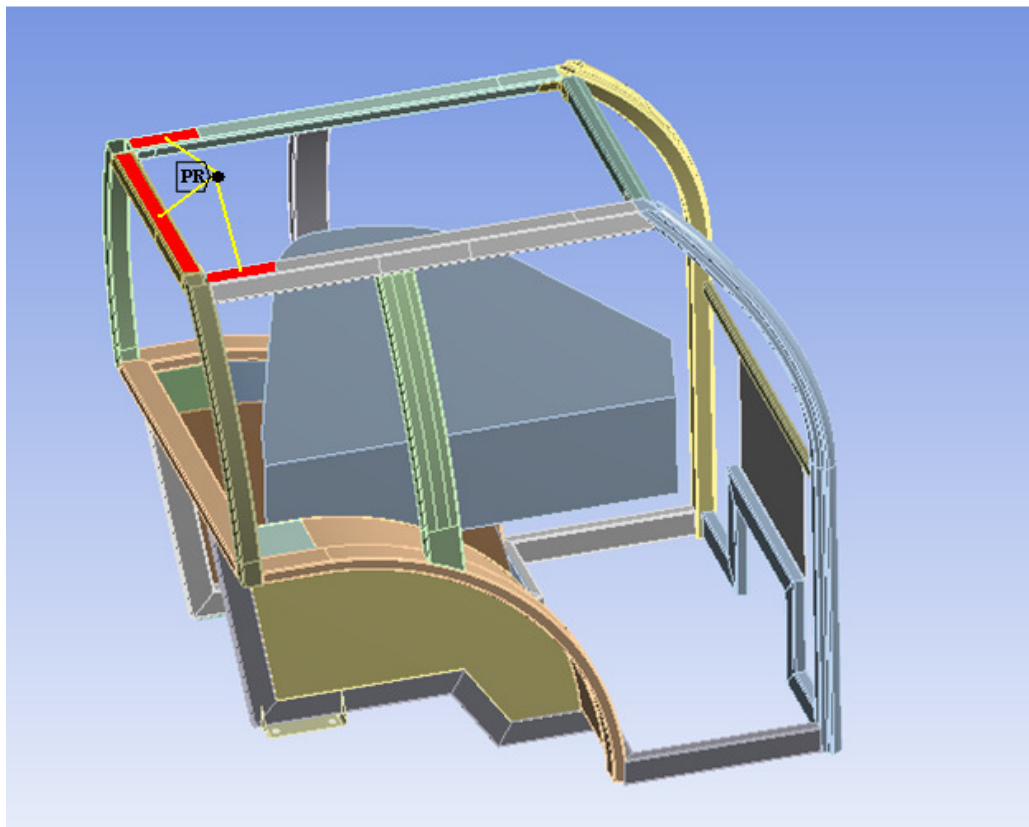


Figura 4.24 - Ponto remoto criado para a aplicação da carga no esmagamento das colunas traseiras.

Fonte: O autor

Para garantir a convergência do cálculo e facilitar futuras comparações com os resultados de testes reais, os deslocamentos serão aplicados em passos de no máximo 15mm e no mínimo de 5mm.

4.3 SOLUÇÃO

A escolha de se utilizar a integração no tempo explícita ou implícita é muito sutil e depende usualmente da natureza da dinâmica do problema, o tipo de elemento finito que compõe o modelo e as velocidades do problema em relação à velocidade do som no material.

Apesar de ter sido escolhida a metodologia estática de teste para a realização deste trabalho, o ensaio da cabina pode ser computacionalmente considerado quasi-estático, pois pode ser calculado tanto como estático quanto como dinâmico, utilizando tanto o método implícito quanto explícito. O método explícito trataria melhor as grandes deformações geométricas que acontecem na estrutura, porém traria complicações devido ao longo tempo de processamento porque, de acordo com as normas internacionais de teste, a carga deve ser aplicada a uma taxa máxima de 5 mm/s, podendo o teste todo durar mais de uma hora (levando em conta as quatro etapas existentes), o que é considerado muito lento e tende a ser melhor resolvido por métodos implícitos, que não levam em consideração o tempo real de aplicação das forças. O uso de algoritmos explícitos seria melhor aproveitado para resolver o teste pela metodologia dinâmica. A consideração de velocidade e aceleração na resolução do problema proposto neste trabalho somente traria aumento no tempo computacional sem trazer nenhum outro benefício.

A vantagem de utilizar o método explícito é por ter melhor desempenho na instabilidade da rigidez que irão existir devido as altas taxas de deformação, porém o tempo de aplicação das cargas razoavelmente longo é um ponto muito forte contra a utilização do método.

Já o método implícito possui a vantagem de poder aplicar a carga sem se preocupar com a velocidade, porém a alta taxa de deformação poderá ser um problema para a convergência do cálculo. Visto que apesar de difícil, as altas taxas de deformação podem ser atingidas pelo método implícito, e que o método explícito poderia tornar o tempo de processamento demasiadamente grande, foi escolhido utilizar um algoritmo implícito e realizar os cálculos estaticamente, através do software comercial *Ansys Workbench 12.1*, usando módulo *Static*

Structural, capaz de realizar os cálculos levando em conta todas as não linearidades de material e geometria existentes no modelo.

4.4 PÓS-PROCESSAMENTO

Como as forças são aplicadas lentamente, o possível rompimento de componentes da cabina com a aplicação das forças normalmente se dará ou por uma falha na soldagem dos componentes ou porque o material do componente atingiu seu alongamento máximo. Como o rompimento de componentes não é calculado e a solda entre os componentes não é levada em consideração, a parte mais importante deste pós-processamento será visualizar se a deformação plástica que ocorre em cada componente do conjunto atinge o alongamento máximo do material, tendendo à ruptura, pois o rompimento de qualquer componente poderia ocasionar um escoamento de toda a estrutura e conseqüentemente a não aprovação no teste. Portanto, o primeiro critério de falha da cabina será o alongamento máximo do material. O segundo critério de falha a ser considerado é a invasão de qualquer componente da cabina dentro do espaço de sobrevivência do operador. Baseado no modelo em CAD da cabina e modelando-se o espaço de sobrevivência de acordo com as normas, é possível prever se este espaço será invadido de acordo com os deslocamentos que serão atingidos.

O primeiro ensaio realizado demonstrou que a cabina tende a suportar a primeira e a segunda etapa do teste, que são o carregamento traseiro e o amassamento das colunas traseiras, porém a cabina está tendo uma deformação plástica muito alta na terceira etapa do teste, o carregamento lateral, e a área mais afetada é a região de união do poste dianteiro esquerdo com as vigas superiores, conforme Figura 4.25.

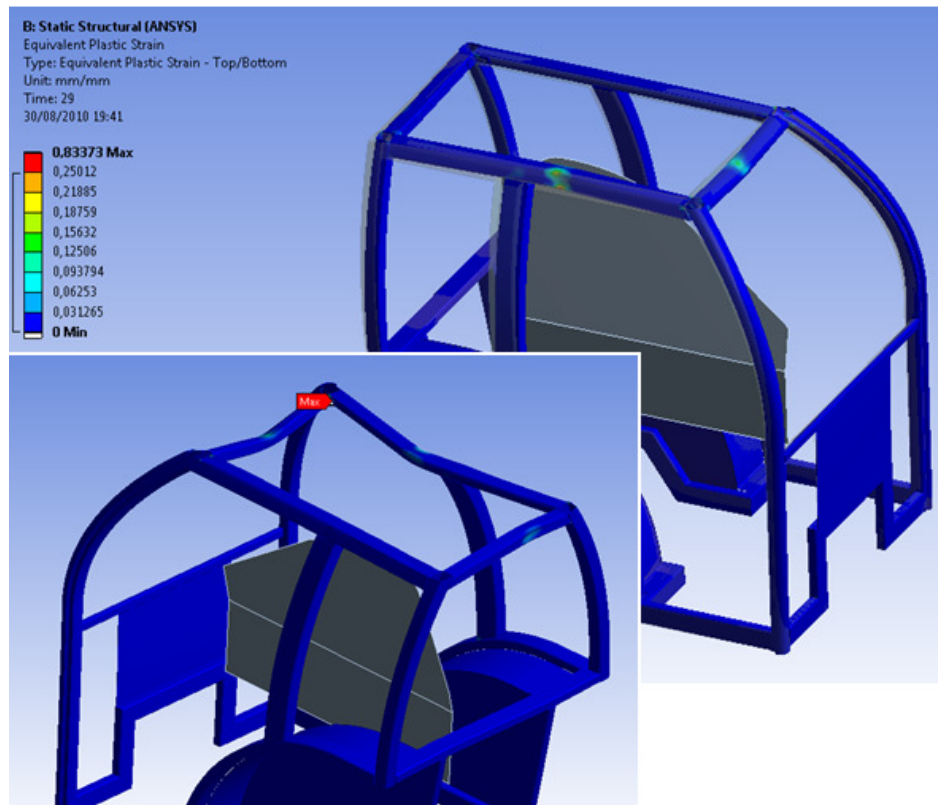


Figura 4.25 - Região com mais deformação plástica após as quatro etapas do ensaio, indicada com “Max”.

Fonte: O autor

Essa região apresentou uma deformação plástica de 0,83mm/mm, muito longe dos 0,35mm/mm (isto é, 35%) que é considerado o máximo permitido antes da ruptura para o aço ASTM A36 utilizado nesta cabina. E essa deformação ocorreu com apenas 4731 J de energia absorvida, quando o necessário seriam 7175 J. Mesmo com um refino da malha no local de deformação plástica máxima o resultado não foi alterado.

Outra visualização muito importante do pós-processamento é o campo de tensões do conjunto, pois irá denotar onde a cabina pode ser reforçada e onde ela não necessita ser tão resistente, conforme Figura 4.26.

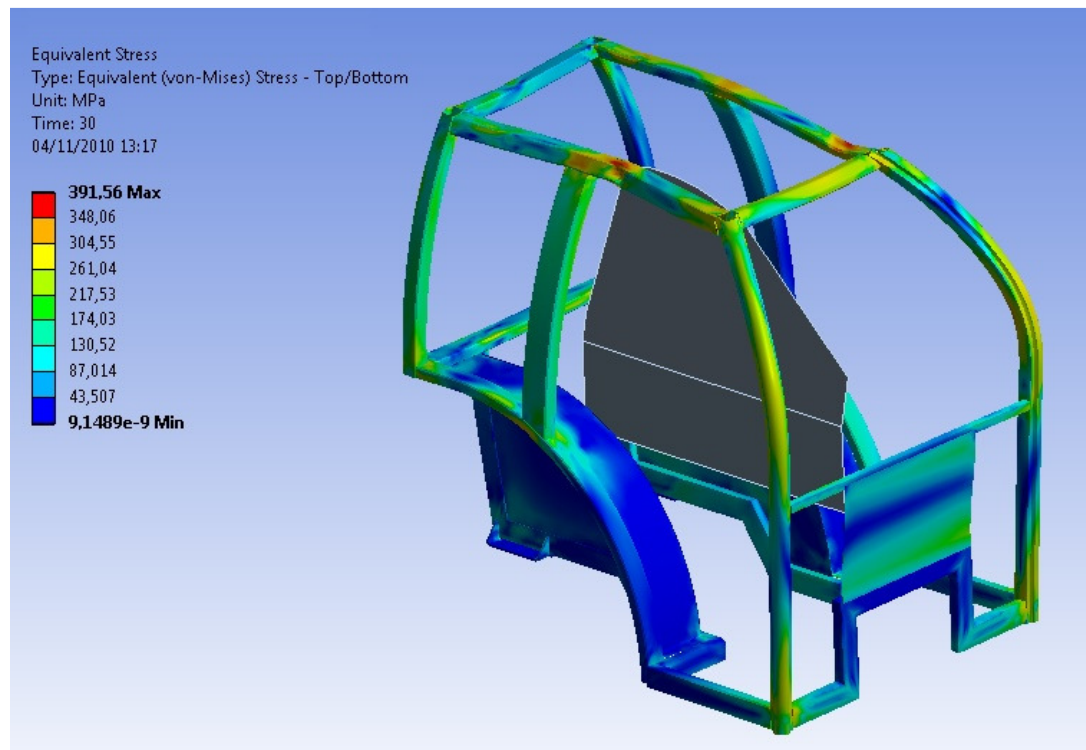


Figura 4.26 - Resultados de tensões de Von Mises no final da análise.

Fonte: O autor

Nota-se na Figura 4.26 que os pára-lamas e algumas vigas inferiores estão recebendo pouca carga, conseqüentemente podem ser menos resistentes para se deformarem mais, absorvendo mais energia. Já as colunas e vigas estão sofrendo tensões muito altas.

Como as cargas dos ensaios foram aplicadas em passos de no máximo 15mm, pode-se traçar os gráficos de como a cabina reagiu durante as aplicações das forças. Já que para a deformação da cabina foi aplicado um deslocamento prescrito, conforme explicado anteriormente, pode-se obter no pós-processamento as forças de reação em qualquer componente ou superfície do conjunto. Com o valor das forças de reação de cada ponto de aplicação da carga, multiplicado pelo deslocamento que se obteve, se consegue a energia absorvida para as etapas 1 e 3, e pode ser traçado um gráfico conforme Figuras 4.27 e 4.28.

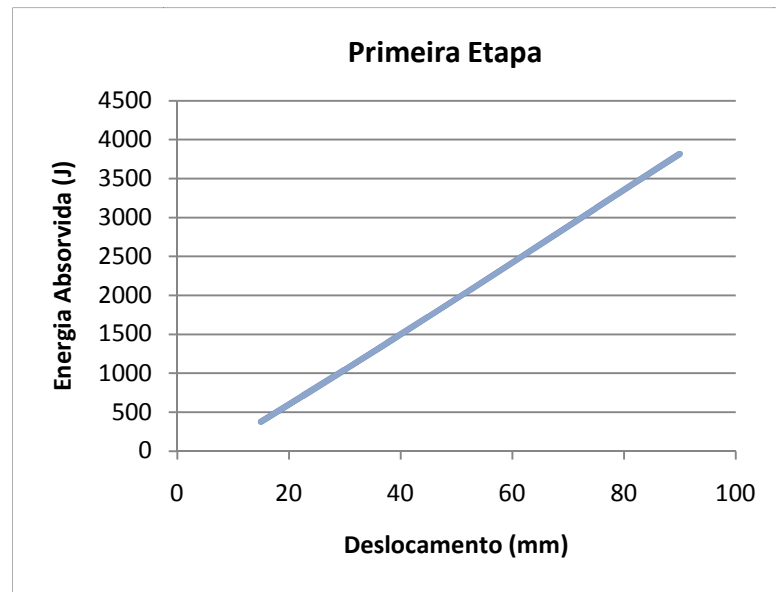


Figura 4.27 - Gráfico da energia absorvida pela cabina em função do deslocamento na primeira etapa.

Fonte: O autor

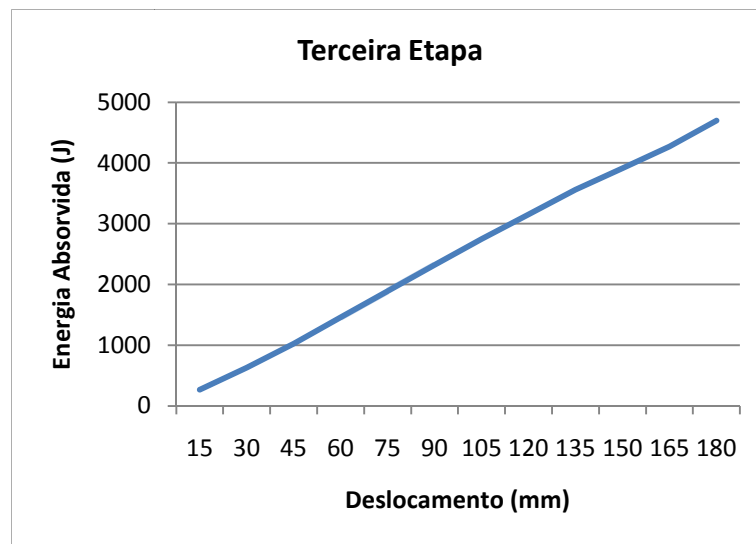


Figura 4.28 - Gráfico da energia absorvida pela cabina em função do deslocamento na terceira etapa.

Fonte: O autor

Já para as etapas 2 e 4, onde a cabina deve resistir ao dobro do peso do trator, ao invés de multiplicar a força de reação pelo deslocamento, se divide a força em Newtons pela aceleração da gravidade ($9,81\text{m/s}^2$) e se obtém a massa em quilogramas que foi aplicada na cabina, conforme Figuras 4.29 e 4.30.:

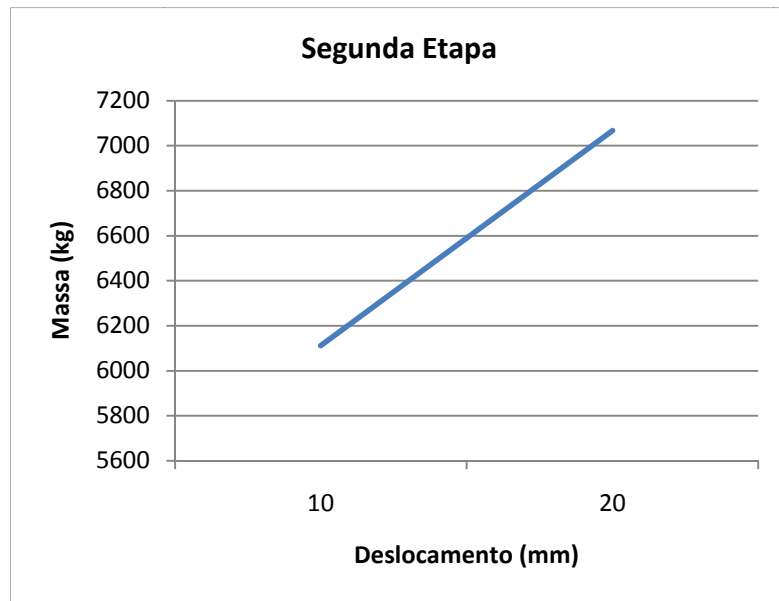


Figura 4.29 - Gráfico da massa aplicada em função do deslocamento na segunda etapa.
Fonte: O autor

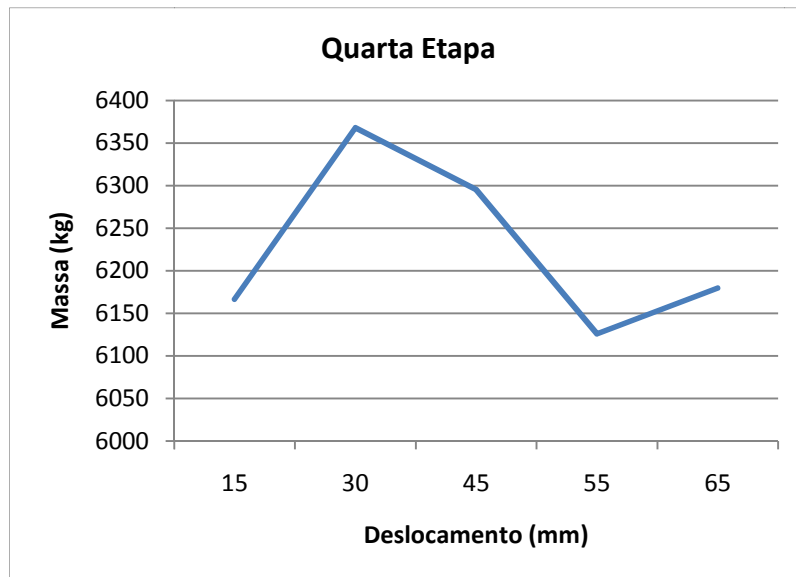


Figura 4.30 - Gráfico da massa aplicada em função do deslocamento na quarta etapa.
Fonte: O autor

Apesar de nenhuma das etapas ter alcançado os requisitos de energia e massa suficientes para a estrutura ser aprovada no teste, consegue-se perceber que os gráficos da primeira e da segunda etapa tendem a alcançar os resultados requeridos (5740J e 8200kg, respectivamente), porém na terceira etapa houve

deformação plástica muito alta, conforme comentado, e, além disto, na quarta etapa a cabina tende a escoar e não pode ser aprovada.

4.4.1 PRIMEIRA PROPOSTA DE ALTERAÇÃO

A primeira proposta de alteração para aprovação da cabina é a inclusão de reforços entre as os postes dianteiros e as vigas superiores, a fim de evitar a deformação plástica excessiva nesses componentes. Os reforços adicionados são demonstrados na Figura 4.31.

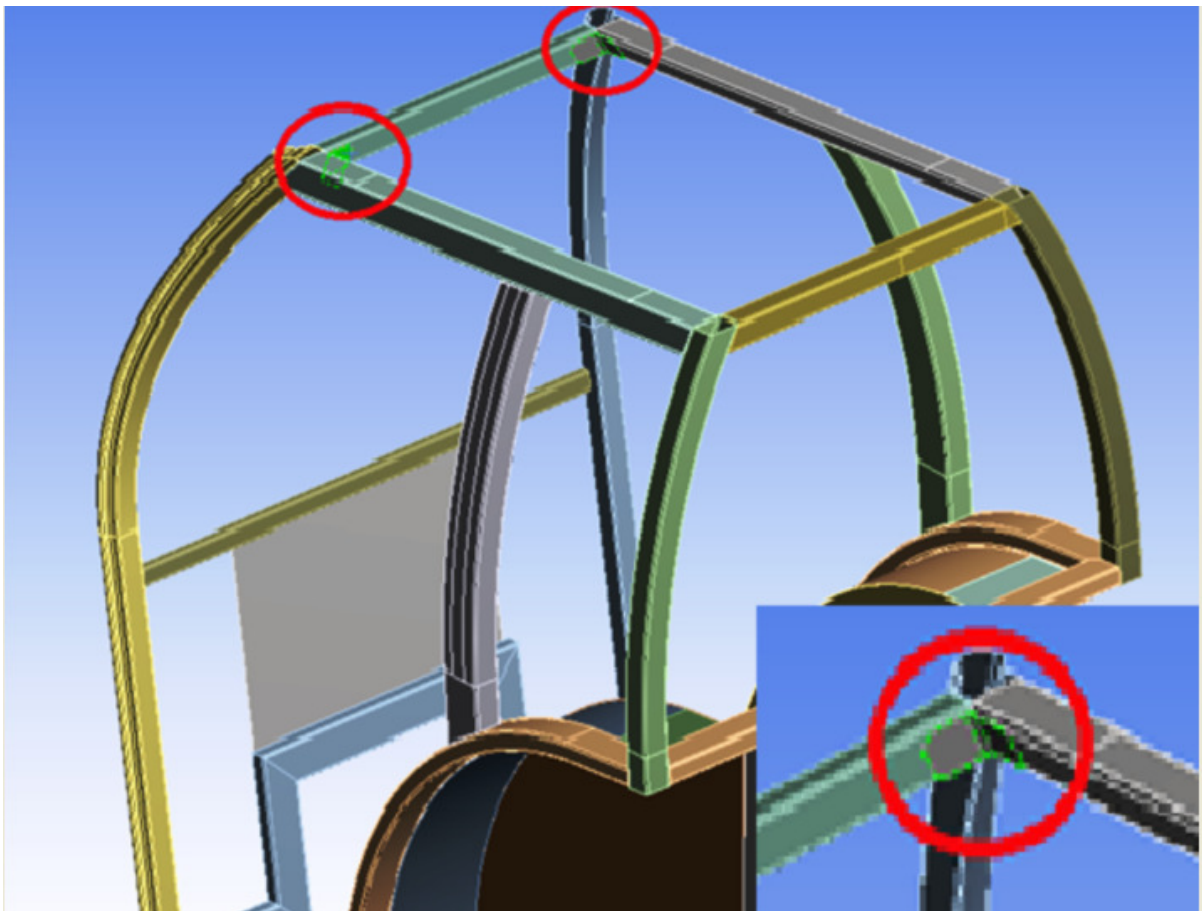


Figura 4.31 - Reforços adicionados na estrutura.

Fonte: O autor

Com esses reforços na estrutura, uma nova análise foi executada, resultando em uma deformação plástica máxima de 0,36mm/mm com

aproximadamente 5658J de energia absorvida na terceira etapa, aproximadamente 21% abaixo do necessário. Essa deformação máxima se deu no ponto de aplicação do carregamento lateral, e não mais localizado na região dos reforços. Com isso, foi possível ver que os reforços realmente cumpriram sua função, mas mesmo assim a deformação plástica ainda está levemente alta mesmo sem ter atingido a energia que a estrutura deve absorver. A absorção da energia foi praticamente transferida para a viga lateral onde a carga é aplicada, conforme Figura 4.32.

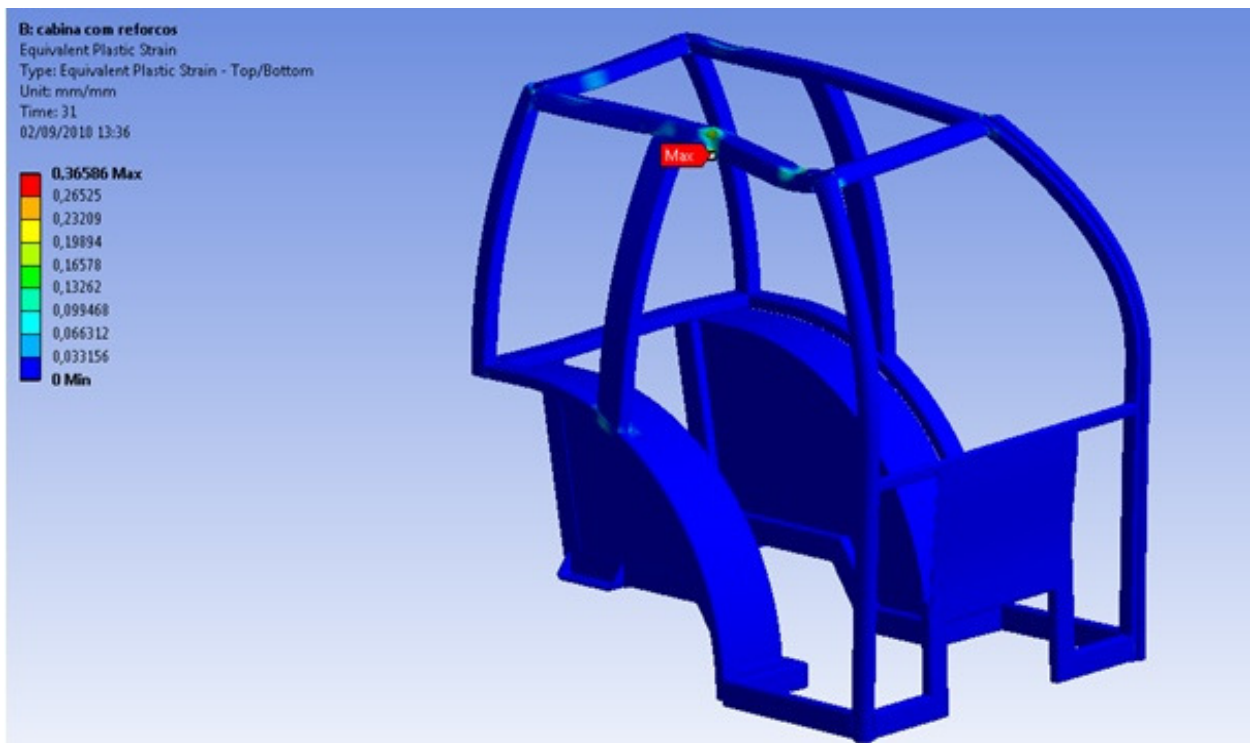


Figura 4.32 - Deformação plástica de 0,36mm/mm máxima no ponto de aplicação da carga no final das quatro etapas.
Fonte: O autor

As tensões permaneceram semelhantes ao ensaio anterior, assim como as curvas de energia absorvida e da massa que seguiram a mesma tendência.

4.4.2 SEGUNDA PROPOSTA DE ALTERAÇÃO

Os reforços adicionados na estrutura ajudaram a diminuir consideravelmente a deformação plástica, mas a cabina continua a se deformar muito na terceira e na quarta etapa, mesmo sem ter atingido os requisitos de aprovação, sobretudo na quarta etapa há a tendência de rompimento da estrutura, em especial das vigas superiores.

Para aumentar a resistência dessas vigas, a fim de que elas se deformem menos, trocou-se o material para o aço ASTM A242, que possui tensão de escoamento em 350MPa (35kg/mm²) e tensão de ruptura em 500MPa (50kg/mm²), com uma alongação do corpo de prova em 35%, conforme figura 4.21 mostrada anteriormente. A curva tensão x deformação do material também foi inserida no Ansys como multilinear.

E em um novo ensaio com este material, a cabina ficou mais rígida, sendo necessário um deslocamento menor para alcançar uma energia de 7043 J na terceira etapa, somente 2% menor do que o necessário para aprovar nesta etapa. Já nas outras etapas, conseguiu-se alcançar os requisitos de aprovação com uma pequena folga.

Constatou-se que melhorou a absorção de energia, mas ainda existem pequenos pontos na região de aplicação da carga da terceira etapa onde o limite de deformação plástica foi atingido, chegando a 0,358mm/mm. Apesar de pequenos, esses pontos poderiam ser o início de uma falha no material que poderia ocasionar na ruptura da viga. São pontos bem menores que os pontos do ensaio anterior, conforme figura 4.33.

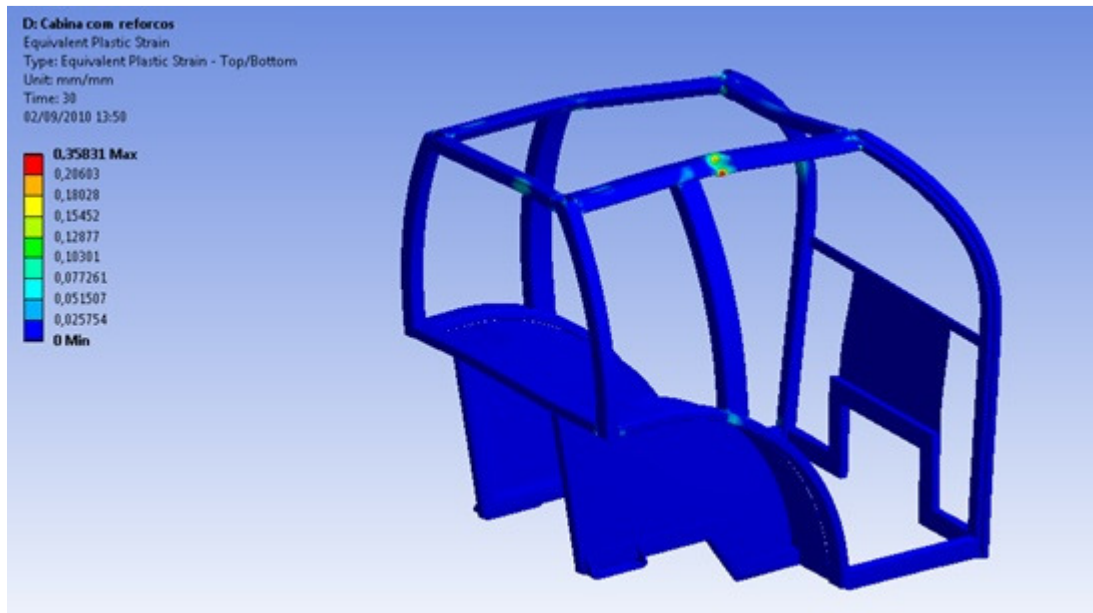


Figura 4.33 - Deformação plástica de 0,358mm/mm máxima no ponto de aplicação da carga na terceira etapa.

Fonte: O autor

Os resultados das quatro etapas dessa simulação podem ser melhor visualizados nos gráficos das Figuras 4.34 a 4.37.

Na primeira etapa atingiu-se uma energia de 6520 J com 100mm de deslocamento, enquanto a norma pede 5740 J, que foi atingido com praticamente 90mm.

Na segunda etapa, a cabina suportou os 8200 kg que a norma requer com um deslocamento de 10mm. A simulação foi feita até 20mm, onde ela suportou até 9250 kg.

Na terceira etapa se atingiu uma energia de 7043 J com 180mm de deslocamento, apenas 2% abaixo dos 7175 J que a norma requer.

Na quarta etapa, a cabina suportou os 8200 kg com aproximadamente 20mm de deslocamento, chegando a suportar até 8370 kg com 30mm de deslocamento. Esta última etapa foi realizada até uma deformação de 65mm, porém neste intervalo entre os 30mm e os 65mm a cabina suportou um peso menor. Como o que interessa nesta etapa é saber se ela suportará um determinado peso, o fato da cabina ter resistido menos após os 30mm não é relevante, pois no teste real o pistão hidráulico que aplicará a força irá

teoricamente deformar os 20mm para chegar no peso requerido de 8200 kg e não aumentará esta força, devendo ficar aplicando esta mesma força durante 30 segundos, para observar se ocorrerá algum escoamento da estrutura.

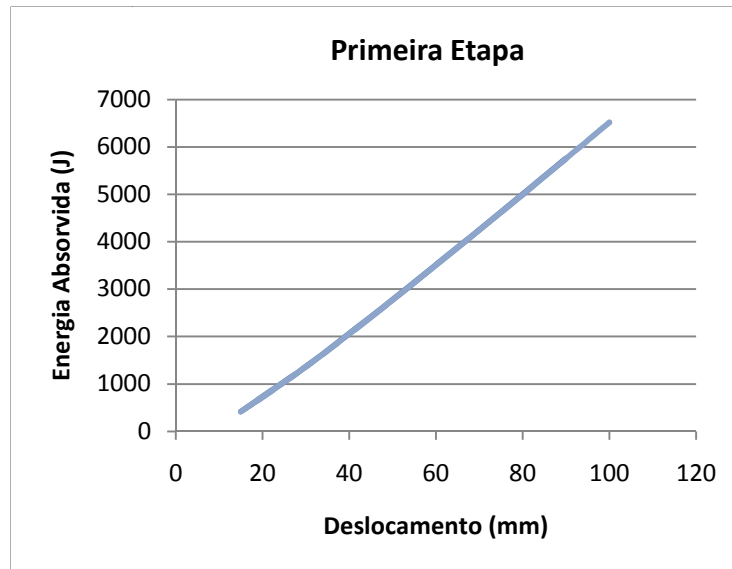


Figura 4.34 - Gráfico da energia absorvida pela cabina em função do deslocamento na primeira etapa para a segunda proposta de alteração.

Fonte: O autor

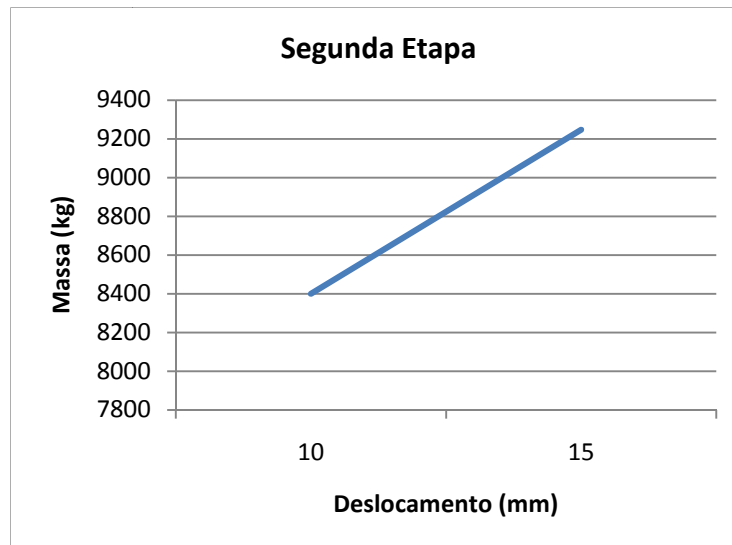


Figura 4.35 - Gráfico da massa aplicada em função do deslocamento na segunda etapa para a segunda proposta de alteração.

Fonte: O autor

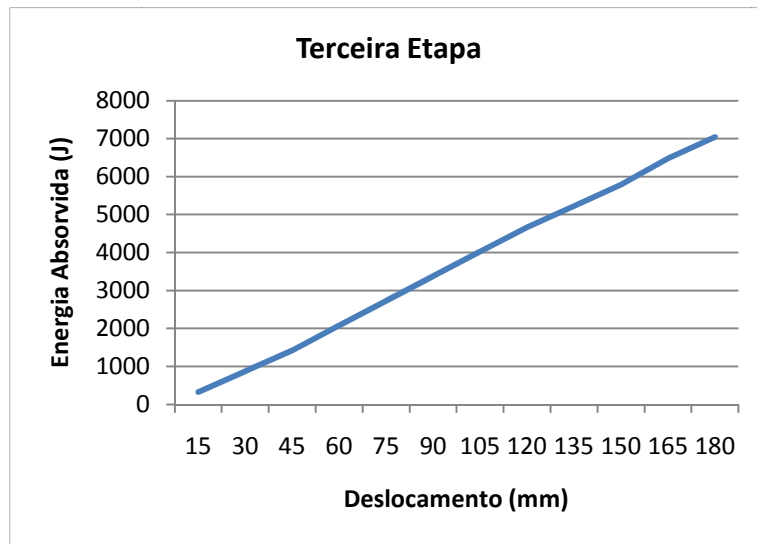


Figura 4.36 - Gráfico da energia absorvida pela cabina em função do deslocamento na terceira etapa para a segunda proposta de alteração.

Fonte: O autor

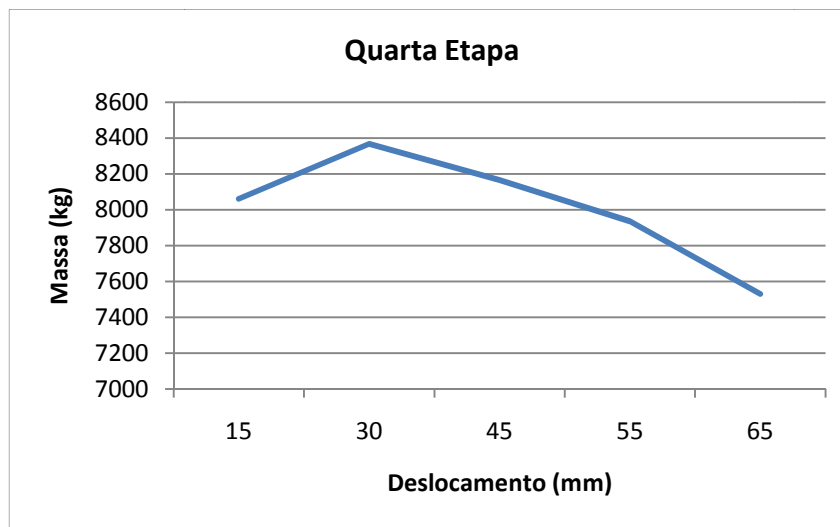


Figura 4.37 - Gráfico da massa aplicada em função do deslocamento na quarta etapa para a segunda proposta de alteração.

Fonte: O autor

4.4.3 TERCEIRA PROPOSTA DE ALTERAÇÃO

O valor de 35,8% de deformação plástica obtido na terceira etapa do ensaio anterior está no limite de ruptura do material, e para se ter certeza que realmente o material iria falhar nessas condições seria mais aconselhável se

executar um teste real de bancada para validar. Como não se possui resultados do teste real, visto que a cabina está em estágio inicial do processo de desenvolvimento, foi feita uma nova proposta para se tentar diminuir a deformação plástica máxima e também diminuir o custo da cabina reduzindo-se material em locais específicos. Analisando as deformações da cabina, nota-se que as vigas e perfis inferiores quase não sofrem deformação, portando poderiam ser fabricadas com algum material menos resistente ou ainda com uma espessura menor. Para não utilizar materiais diferentes na análise, as espessuras das vigas inferiores foram trocadas de 3 para 2mm, a fim de fazer com que elas deformem-se mais, absorvendo mais energia e diminuindo o custo de material. As vigas que foram modificadas estão representadas em verde na Figura 4.38.

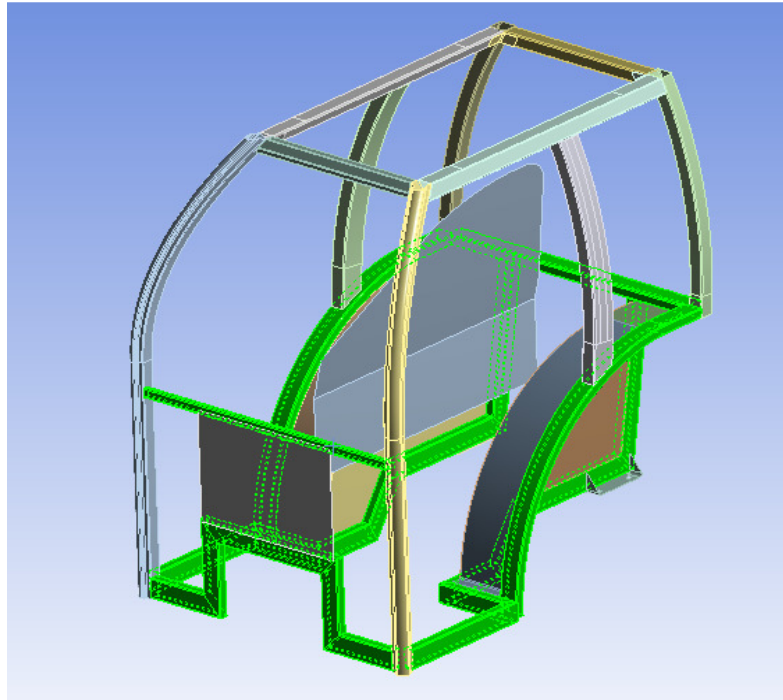


Figura 4.38 - Vigas da cabina que tiveram sua espessura modificada de 3 para 2mm.

Fonte: O autor

Com esta alteração, a cabina absorveu mais energia nessas vigas, mas mesmo assim a deformação plástica na região de aplicação da carga continuou no limite de ruptura, com até 35,5%, conforme Figura 4.39.

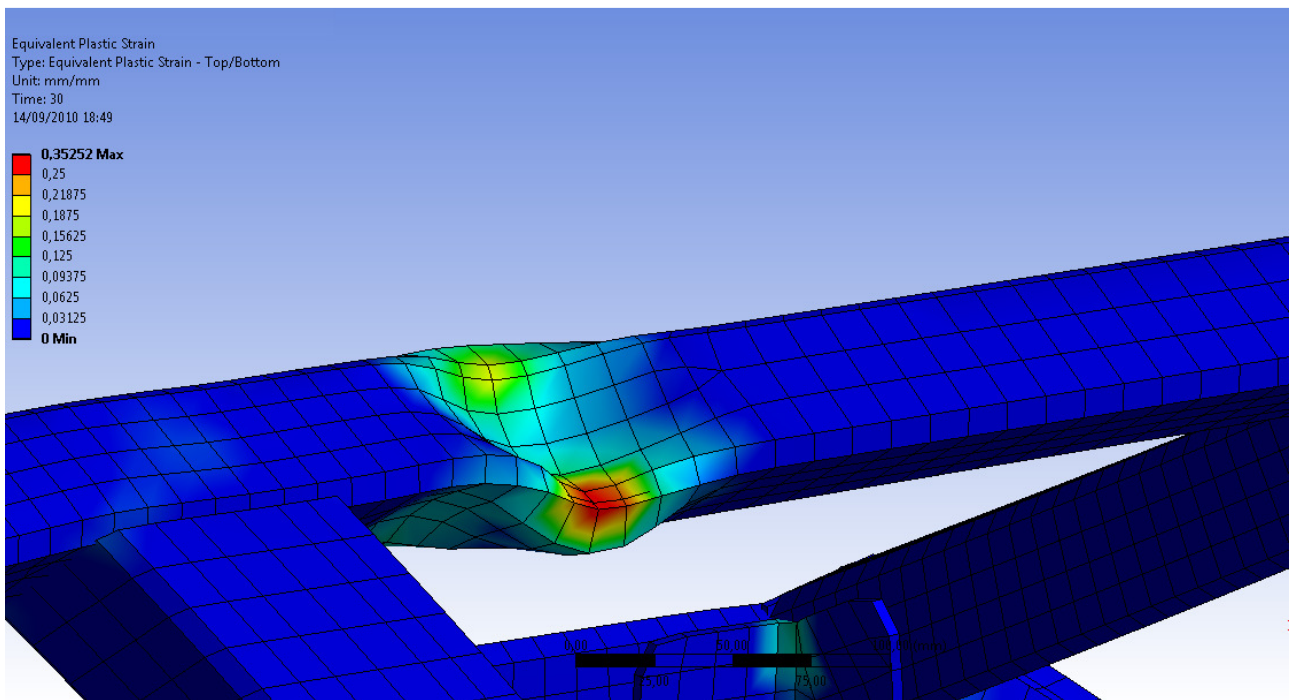


Figura 4.39 - Deformação plástica com as regiões em vermelho representando onde a deformação ultrapassou 35mm/mm.

Fonte: O autor

Apesar da possibilidade da viga da cabina romper por ter atingido a deformação plástica máxima, a cabina conseguiu suportar todas as energias e forças necessárias para ser aprovada no teste, ainda com uma redução na quantidade de material, refletindo no custo final da cabina.

Na primeira etapa, foram necessários 92mm de deslocamento para se obter os 5740 J, na segunda etapa, obteve-se 9200 kg (1000kg a mais que o necessário) suportados pela cabina com apenas 20mm de deslocamento, na terceira etapa atingiu-se 7175 J com 195mm e na última etapa a cabina se deslocou aproximadamente 20mm para suportar os 8200 kg, com 30mm ela suportou 9200kg, e com 65mm ela voltou a suportar os 8200kg que a norma requer.

As figuras 4.40, 4.41, 4.42 e 4.43 apresentam as curvas de comportamento da cabina nas etapas 1, 2, 3 e 4, respectivamente.

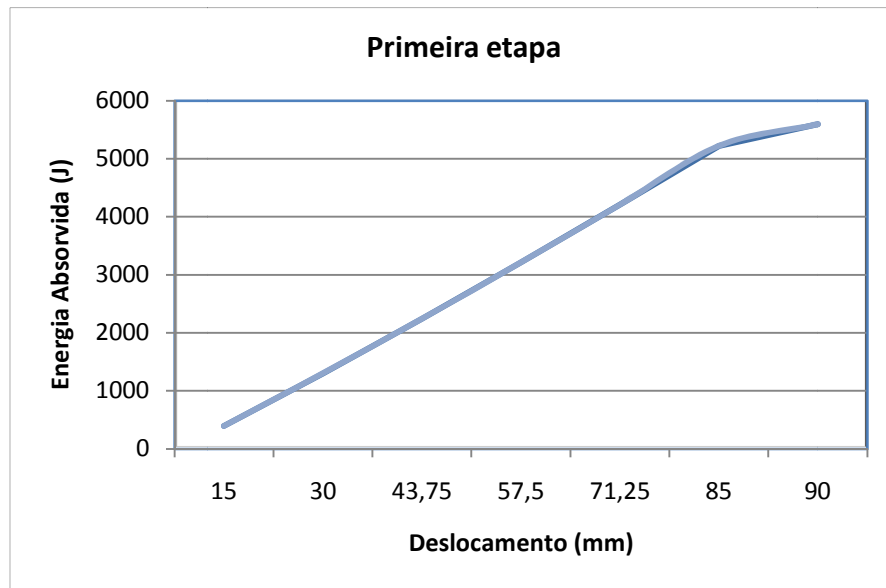


Figura 4.40 - Gráfico da energia absorvida em relação ao deslocamento na primeira etapa do teste para a terceira proposta de alteração.

Fonte: O autor

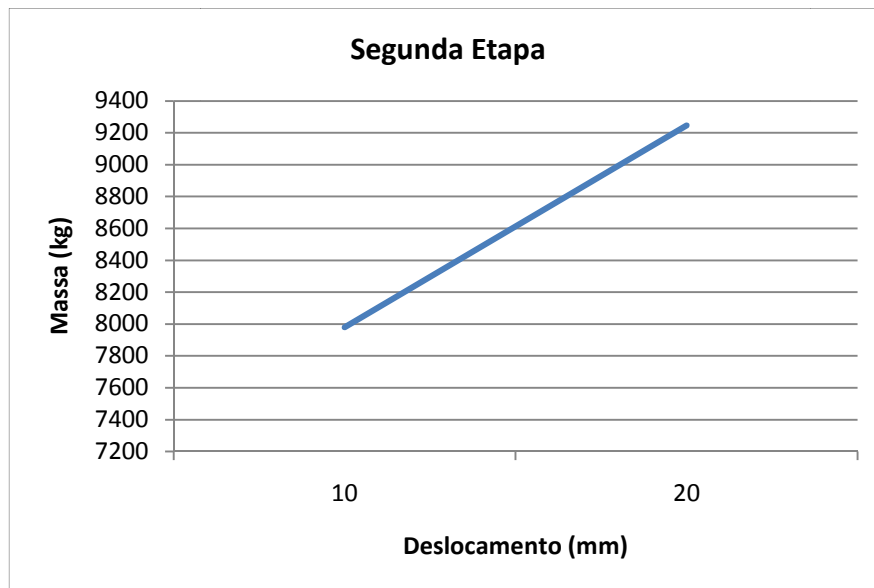


Figura 4.41 - Gráfico da massa suportada em relação ao deslocamento na segunda etapa do teste para a terceira proposta de alteração.

Fonte: O autor

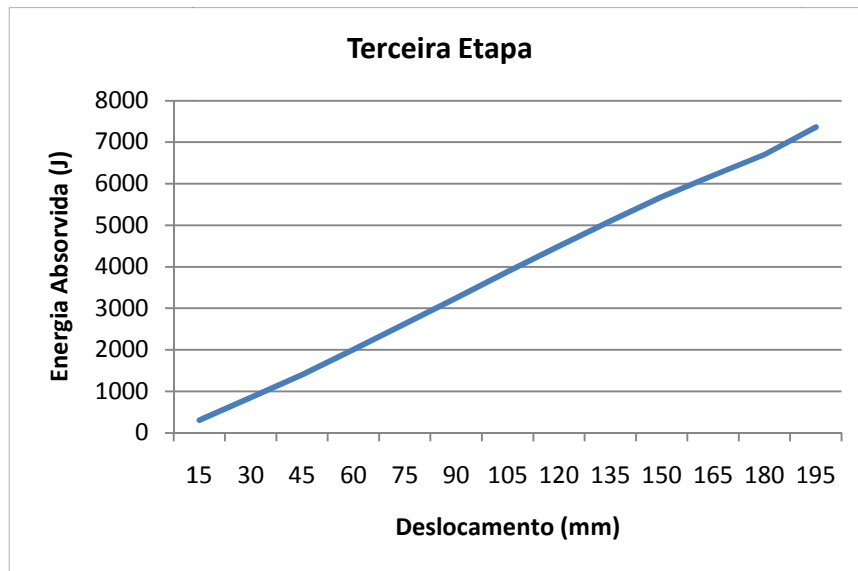


Figura 4.42 - Gráfico da energia absorvida em relação ao deslocamento na terceira etapa do teste para a terceira proposta de alteração.

Fonte: O autor

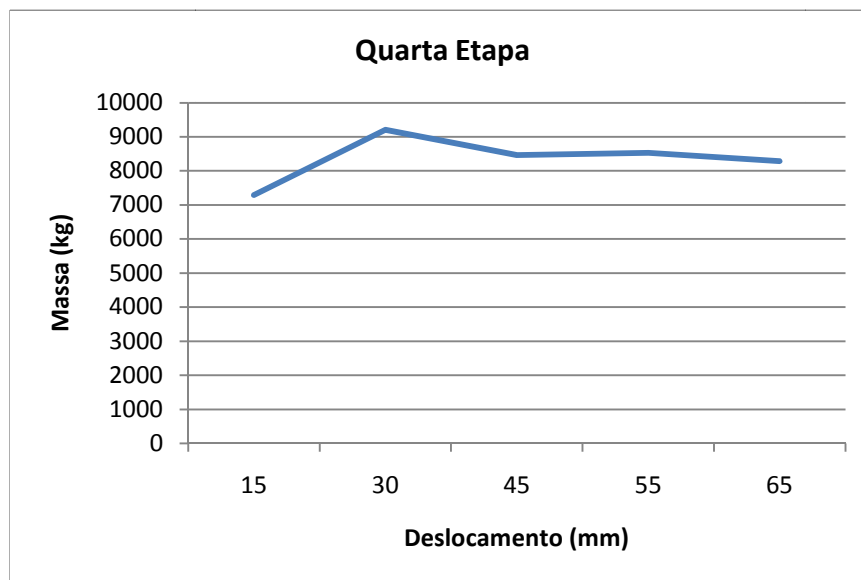


Figura 4.43 - Gráfico da massa suportada em relação ao deslocamento na quarta etapa do teste para a terceira proposta de alteração.

Fonte: O autor

4.4.4 QUARTA PROPOSTA DE ALTERAÇÃO

Visto que os resultados de energias e massas requeridas para aprovação foram alcançados na etapa anterior, é ainda necessário alcançar um valor de

deformação plástica menor na viga onde é aplicada a carga da terceira etapa para evitar uma possível ruptura da mesma. O aumento da espessura dessa viga poderia ter um efeito positivo na deformação plástica na região onde a carga é aplicada, porém traria um efeito negativo na região da solda entre os pilares frontais, mesmo com o reforço que foi adicionado anteriormente, já que a energia tenderia a ser dissipada nessa região. Para evitar este efeito negativo, uma quarta proposta de alteração foi aumentar a espessura de 3 para 4,75mm das colunas laterais, destacadas na Figura 4.44.

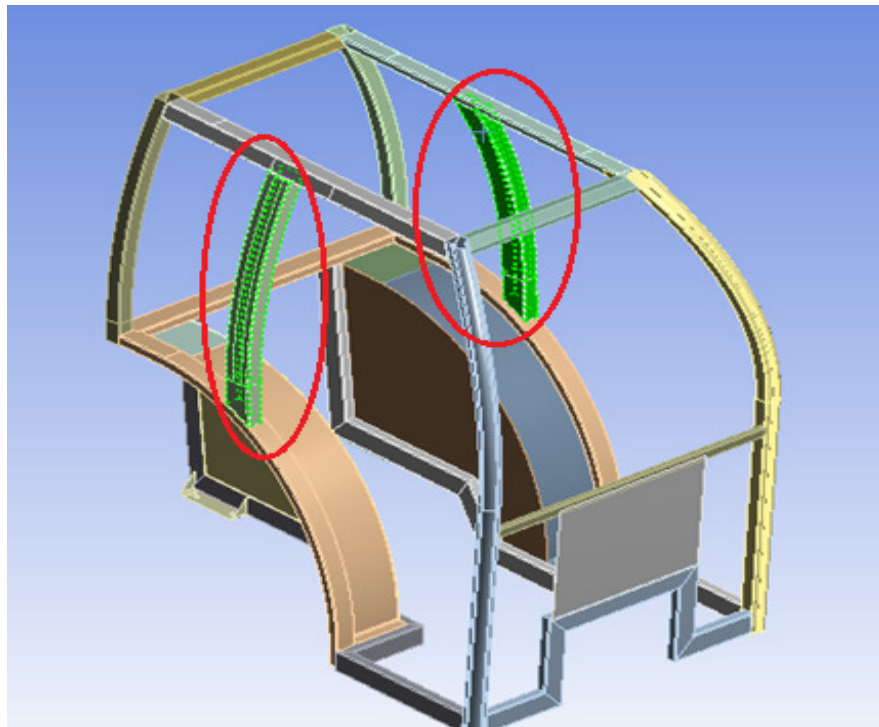


Figura 4.44 - Colunas laterais que sofreram alteração de espessura de 3mm para 4,75mm.

Fonte: O autor

Com esta quarta alteração, a cabina finalmente obteve uma deformação plástica máxima abaixo do limite de ruptura de 0,35mm/mm, sendo de 0,28mm/mm o valor máximo obtido no final das quatro etapas. Esse valor máximo ocorreu na região de aplicação da carga da terceira etapa e pode ser melhor visualizado na Figura 4.45.

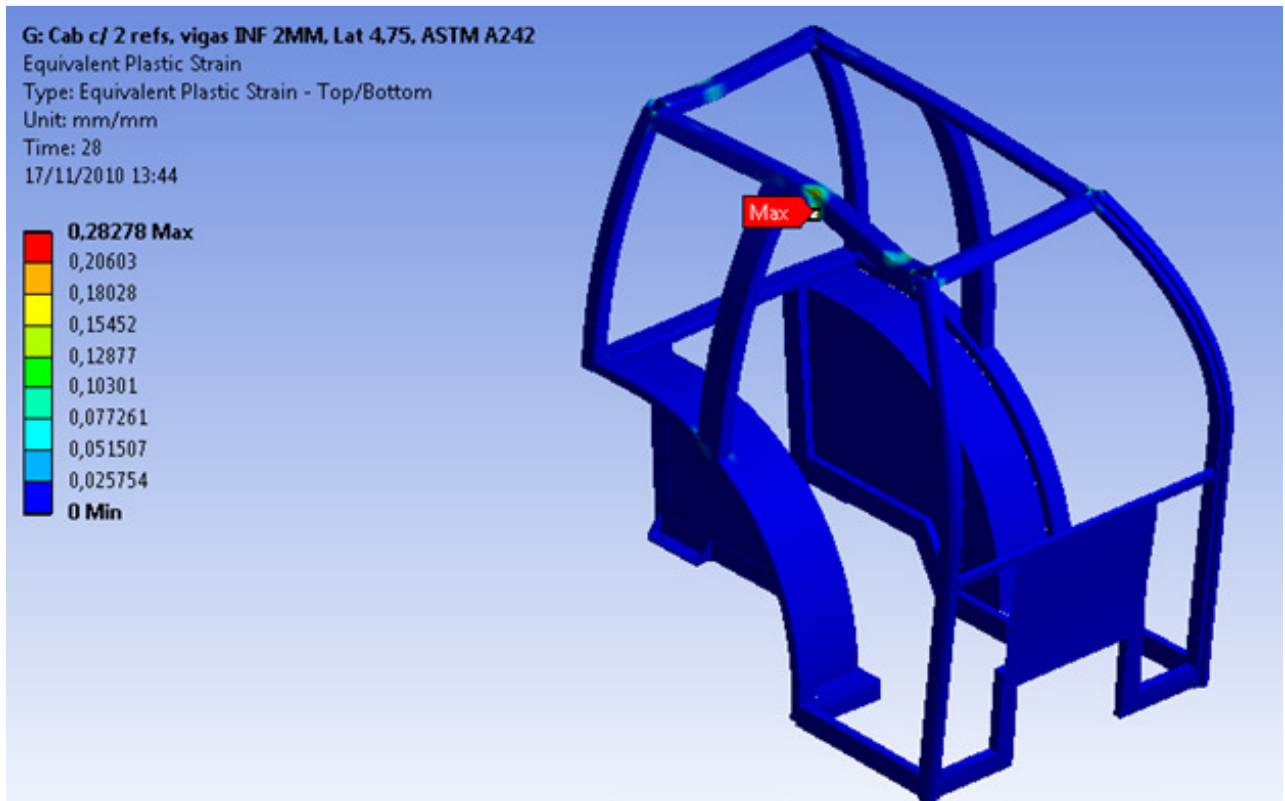


Figura 4.45 - Deformação plástica de 0,28mm/mm máxima no ponto de aplicação da carga na terceira etapa.

Fonte: O autor

Para se obter as energias e massas para aprovação, apenas foi necessário aumentar o deslocamento na aplicação da carga da primeira etapa, de 92mm para 95mm, e os deslocamentos das demais etapas permaneceram idênticos.

Os gráficos de energia absorvida em função do deslocamento e da massa suportada em função do deslocamento nas quatro etapas do teste são apresentados nas Figuras 4.46 a 4.49.

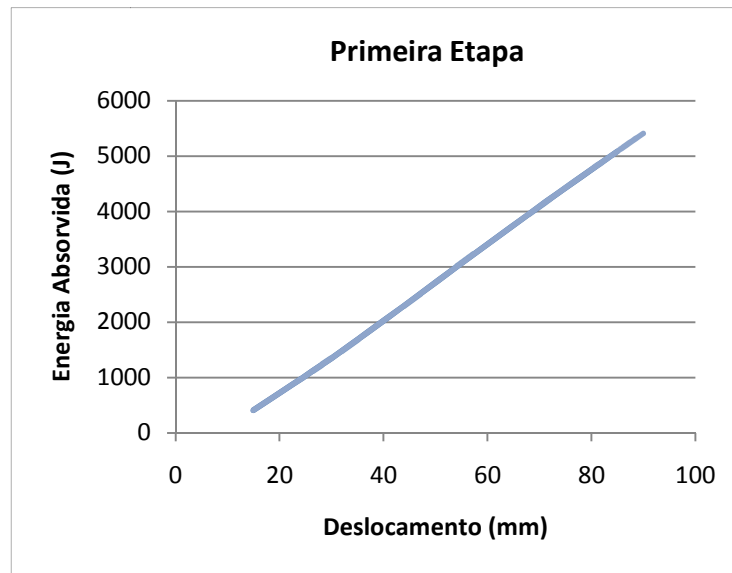


Figura 4.46 - Gráfico da energia absorvida em relação ao deslocamento na primeira etapa do teste para a quarta proposta de alteração.

Fonte: O autor

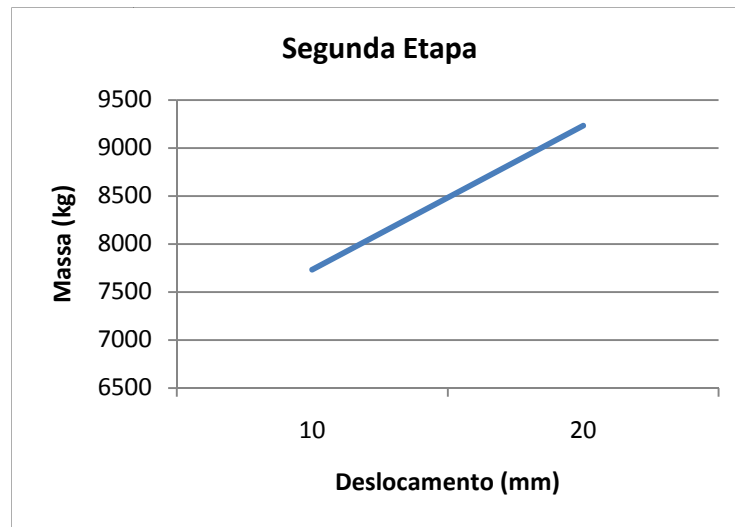


Figura 4.47 - Gráfico da massa em relação ao deslocamento na segunda etapa do teste para a quarta proposta de alteração.

Fonte: O autor

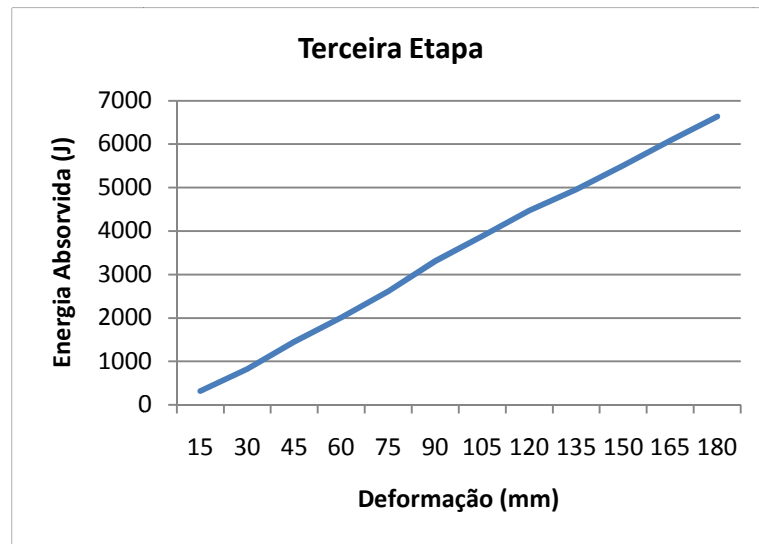


Figura 4.48 - Gráfico da energia absorvida em relação ao deslocamento na terceira etapa do teste para a quarta proposta de alteração.

Fonte: O autor

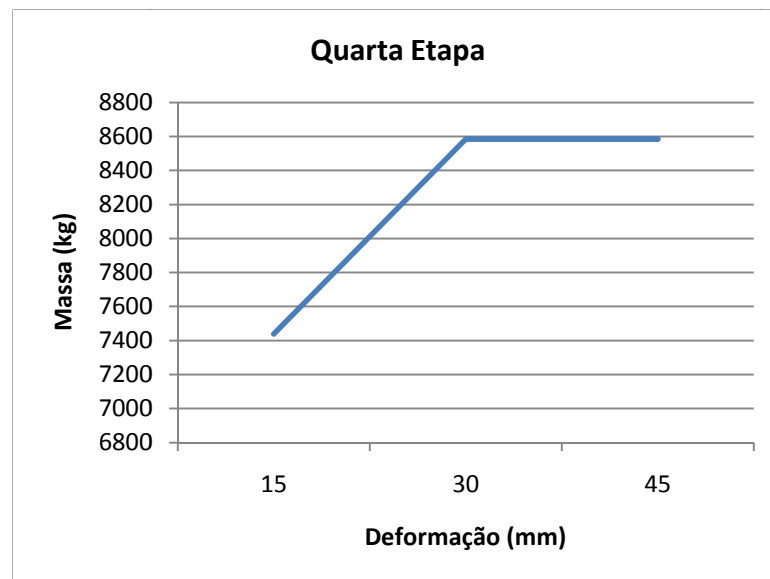


Figura 4.49 - Gráfico da massa suportada em relação ao deslocamento na quarta etapa do teste para a quarta proposta de alteração.

Fonte: O autor

Sabendo-se que o mais correto seria ter os resultados do teste de bancada para se validar o modelo, sendo prioritário analisar o que acontecerá com a viga que sofre a maior deformação plástica, previamente constata-se que os deslocamentos necessários para se atingir as energias e pesos requeridos em cada etapa do teste não fazem com que a cabina invada o espaço livre de

sobrevivência do operador dentro da cabina. Na última análise realizada, foram necessários para as quatro etapas, 95, 20, 195 e 30mm respectivamente, para se atingir as energias e pesos necessários, ficando longe dos 370, 190, 315 e 500mm que a cabine permite, conforme figuras 4.50 e 4.51, onde o espaço de sobrevivência do operador foi modelado e posicionado conforme as normas exigem.

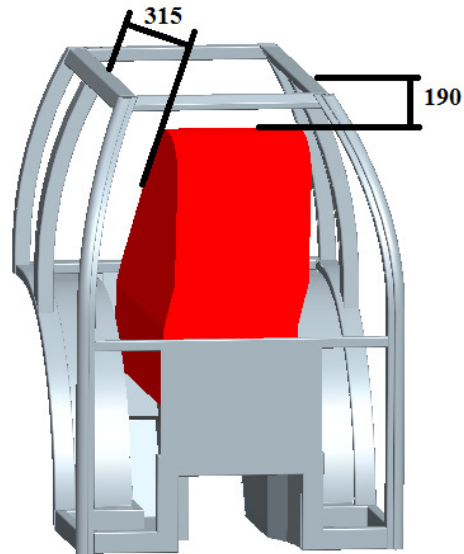


Figura 4.50 - Distâncias entre a viga superior lateral e superior traseira da cabina e o espaço livre do operador.

Fonte: O autor

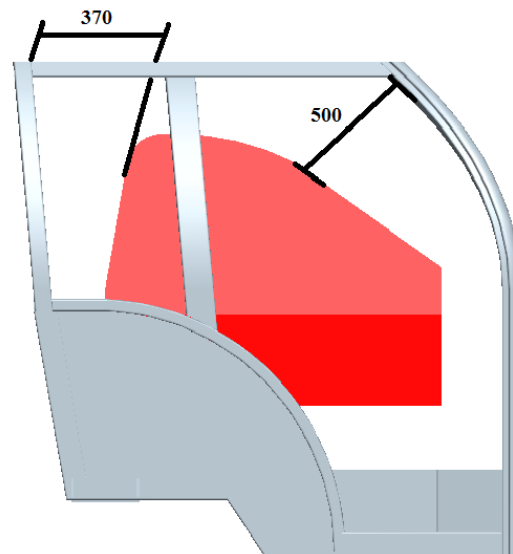


Figura 4.51 - Distâncias entre a viga superior traseira e superior dianteira da cabina e o espaço livre do operador.

Fonte: O autor

Na ausência de relatórios de testes reais dessa cabina, pode-se traçar um comparativo entre os resultados dessa análise com resultados de testes reais de outras cabinas para se detectar se os resultados estão coerentes, numa mesma ordem de grandeza, ou se existe alguma discrepância entre eles.

Infelizmente, durante a execução da segunda e da quarta etapa do teste real, não é feita a medição de quantos milímetros a cabina se deforma para suportar a carga, pois nestas etapas o importante é a cabina resistir à duas vezes a massa do trator pelo tempo de trinta segundos, não importando a energia absorvida. Como o ensaio é feito com uma célula montada no interior da cabina representando o espaço de sobrevivência do operador, é feita uma análise visual para verificar se ela invadiu ou não este espaço. A partir deste princípio, será feita a comparação somente entre os resultados da primeira e da terceira etapa.

Será utilizada como base uma cabina montada em tratores com até 200 cavalos de potência, conseqüentemente de massa até 10.000 kg, segundo a regra de 50 kg/cv. Esta cabina é fabricada com vigas em aço ASTM A500 grau B, que possui tensão de ruptura de 400 MPa, 20% menor que o aço ASTM A242 utilizado na cabina deste trabalho. A elongação mínima é de 23%, muito semelhante aos 21% do ASTM A242. Como as normas dos aços requerem um mínimo de elongação, e conforme visto no ensaio dos corpos de prova do ASTM A242 e do ASTM A36 da figura 3.21, os mesmos apresentaram uma elongação de até 35%. Por este motivo será considerado como se os materiais possuíssem a mesma elongação.

As curvas do teste real da energia absorvida e força aplicada em função do deslocamento, relativo às etapas 1 e 3 dessa cabina, estão representados nas Figuras 4.52 e 4.53 respectivamente.

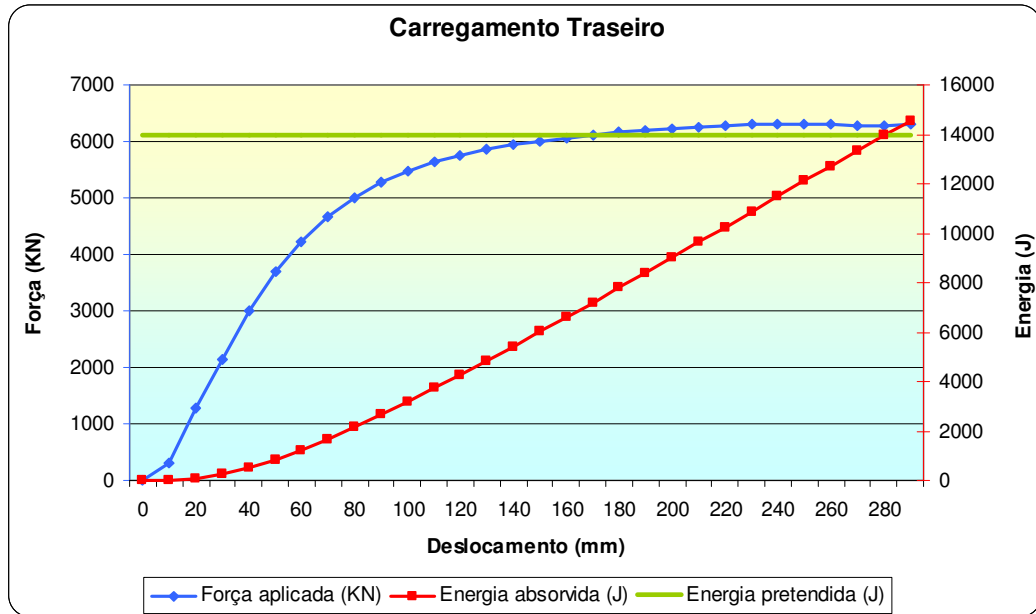


Figura 4.52 - Curva do teste real da energia absorvida pela cabina e da força aplicada em função do deslocamento na primeira etapa do teste.
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

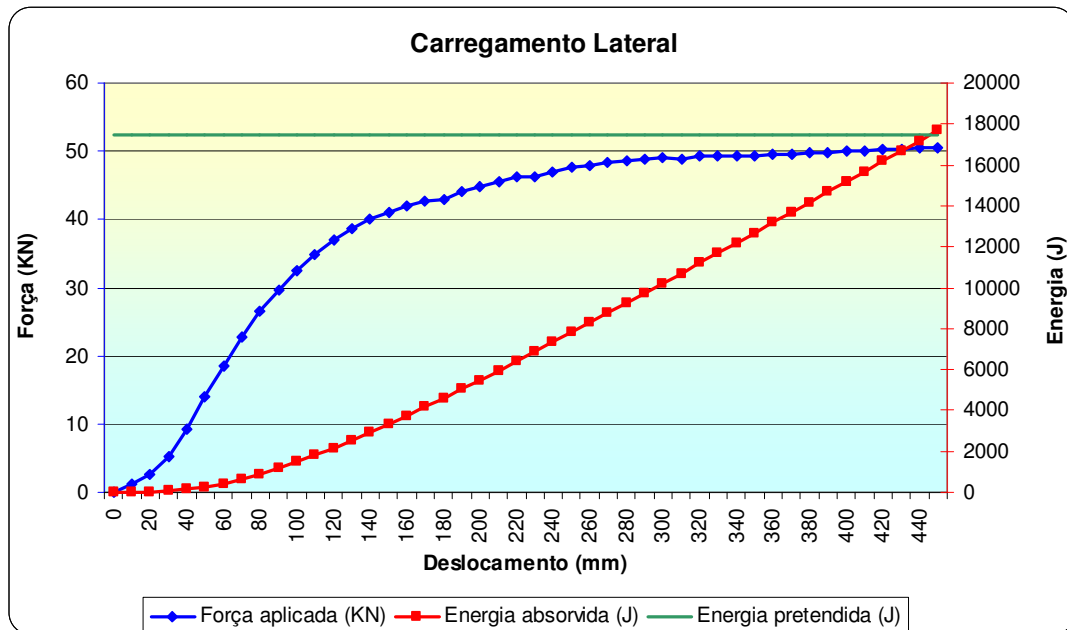


Figura 4.53 - Curva do teste real da energia absorvida pela cabina e da força aplicada em função do deslocamento na terceira etapa do teste.
Fonte: Arquivo AGCO do Brasil (2008)

Comparando as massas dos tratores onde serão utilizadas as cabinas, 10.000 kg contra 4.100 kg, vê-se que a cabina deste estudo deve suportar uma carga 2,4 vezes menor que a carga que a cabina do teste real, então é natural que ela tenha necessitado de 290mm de deformação na primeira etapa e de 460mm de deformação na terceira etapa, ante a cabina do trator estreito que necessitou de 95mm na primeira etapa e de 195mm na terceira etapa.

Analisando os números, nota-se que a primeira etapa necessitou de aproximadamente 3 vezes menos deslocamento, e a terceira etapa de 2,3 vezes menos deslocamento, números muito condizentes com a realidade da diferença da massa de 2,4 entre elas, e sabendo-se que tanto a geometria das cabinas quanto os materiais de fabricação são diferentes, portanto podendo fazer os valores variarem para mais ou para menos, percebe-se uma coerência entre os resultados.

5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

No estudo de caso da cabina para trator estreito deste trabalho, a mesma passou por quatro modificações substanciais que melhoraram muito sua absorção de energia. A cabina original apresentou uma deformação plástica muito elevada, acima do limite de ruptura do material utilizado, na região da união dos pilares dianteiros com as vigas superiores, assim a primeira proposta de modificação foi a inclusão de reforços soldados naquela região. Esta inclusão diminuiu a deformação plástica naquele local, mas mesmo assim a estrutura precisava ficar mais rígida para absorver mais energia com uma menor deformação plástica. Assim foi trocado o material de fabricação da cabina, de ASTM A36 para o ASTM A242 como segunda modificação, o que fez com que ela absorvesse muito mais energia sem ter tanta deformação plástica, atingindo os requisitos de aprovação no teste de acordo com as normas, porém em alguns pontos a cabina continuava com uma deformação plástica no limite de ruptura. A terceira modificação para a tentativa de aprovação virtual da cabina foi diminuir as espessuras das vigas inferiores de 3mm para 2mm, com o intuito de distribuir a energia para as vigas inferiores que praticamente não estavam se deformando, o que não resultou numa diferença tão expressiva, continuando com a deformação plástica no limite de ruptura, porém reduzindo o custo da cabina devido à subtração de material.

A quarta e última proposta de alteração, que resultou na aprovação virtual da cabina foi o aumento da espessura das colunas laterais de 3mm para 4,75mm, que resultou em uma deformação plástica abaixo do limite de ruptura ao final das quatro etapas, onde as mesmas alcançaram os requisitos de energias absorvidas e massas suportadas de acordo com as normas de teste.

Previamente, conseguiu-se comprovar que, mesmo não possuindo os resultados reais de um teste de bancada da mesma cabina para se validar o modelo, é possível realizar virtualmente o teste de resistência da EPCC, fazendo comparações e modificações estruturais, tanto em geometria quanto nos materiais utilizados para a fabricação, com objetivo de se conseguir um resultado melhor antes de realizar-se um primeiro teste real, tendendo a diminuir

o número de testes reais, o tempo de desenvolvimento do produto e o custo do mesmo, comprovando a hipótese de pesquisa.

Mesmo que os resultados de um futuro teste real na homologação desta cabina sejam diferentes daqueles encontrados neste trabalho, os mesmos servirão para calibração do modelo e dos parâmetros de controle do software.

As divergências entre os resultados reais e as simulações podem ocorrer devido às idealizações realizadas e a alguns fatores que influenciam as reais propriedades mecânicas dos componentes e que não podem ser precisamente medidos, tais como

- à variação de fornecedores;
- à variação no processo de fabricação da matéria prima, visto que as normas que especificam os materiais atribuem valores mínimos, máximos ou intervalos de valores admissíveis para as propriedades químicas e mecânicas dos mesmos;
- à variações no processo de fabricação do próprio componente acabado, pois os processos de conformação dos componentes modificam as propriedades mecânicas iniciais;
- à influência da solda entre os componentes, pois o aquecimento gerado modifica as propriedades mecânicas iniciais;

Com base nas incertezas dos resultados em relação às propriedades mecânicas dos materiais e às idealizações realizadas, verifica-se a necessidade de se explorar esses temas realizando tanto o teste de bancada da cabina quanto testes de resistência mecânica de componentes isolados, estudando as influências dos processos de fabricação sobre cada um deles.

Como sugestões para futuros trabalhos tem-se

- comparação dos resultados obtidos com os de ensaios reais
- comparação dos resultados obtidos pela análise implícita com os de uma análise explícita
- emprego dos resultados reais para validação e calibração do modelo numérico
- emprego da metodologia de teste virtual apresentada ao design de outras

cabinas

- verificação do impacto da aplicação do teste virtual previamente ao real em fatores como eficiência obtida e custo final do trator
- realização de ensaios mecânicos dos componentes da cabina para determinar a influência do processo de fabricação sobre suas propriedades mecânicas

REFERÊNCIAS

AGCO DO BRASIL - **ET101001 - Especificação de teste - Estrutura de proteção contra capotamento.** Canoas, 1998.

AGCO DO BRASIL – **Arquivo de imagens e relatórios.** Canoas, 2008.

AGELET DE SARACIBAR, C.; OÑATE, E. - **Métodos numéricos de procesos de conformado de láminas metálicas.** Barcelona, Centro internacional de métodos numéricos em Ingenieria. 1991.

ALVES, AVELINO - **Elementos Finitos - A Base da Tecnologia CAE** – São Paulo: Editora Érica. 2000.

ANSYS – **Ansys User Guide.** Versão 12.1. 2009.

APARICIO SÁNCHEZ, C. A. - **Estudo de impacto usando elementos finitos e análise não linear.** São Carlos. 126p. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 2001.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - **NBR 10001 – Estrutura de proteção contra capotagem para tratores agrícolas de rodas.** São Paulo. 23p. 1987.

BATHE, K.J. - **Finite Element procedures.** New Jersey, Prentice Hall, 1037p. 1996.

BRIGANTINI, J.A.D. - **Proposta de melhoria do processo de desenvolvimento de produto de uma empresa fabricante de motores diesel.** Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Faculdade de São Paulo. 2008.

CLAUSING, D. – **Total Quality Development.** ASME Press. New York, 1994.

FELIPPA, C. A. - **Nonlinear finite element Methods.** Department of Aerospace Engineering Sciences and Center for Space Structures and Controls. University of Colorado. EUA. 2001.

GANDHI, U.; HU, J. – **Data-based models for automobile side impact analysis and design evaluation.** International journal of impact engineering. V.18, n.5, p.517-537. 1996.

HUEBNER, K.; THORNTON, E. - **The finite element method for engineers.** 2 ed. New York, John Wiley & Sons. 1982.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - **ISO 3463 - Wheeled tractors for agriculture and forestry - Protective structures - Dynamic test method and acceptance conditions.** Outubro, 1989.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - **ISO 5700 - Tractors for agriculture and forestry –Roll Over Protective structures - Static test method and acceptance conditions.** Novembro, 2006.

JURAN, J.M. – **Planejando para a qualidade.** São Paulo, Pioneira. 1990.

LMC-USP Laboratório de Mecânica Computacional da Escola Politécnica da USP - **Propriedades Mecânicas dos Aços Estruturais** <http://www.lmc.ep.usp.br/people/valdir/PEF5736/propr_mec/propr_mec1.html> Acesso em 14 de setembro de 2010.

MAOVENI, S. - **Finite element analysis. Theory and application with ANSYS.** 2ª Edição. Minnesota State University. Mankato. Prentice Hall. 1999.

PALMEIRA, A. A.; HABIBE, A. F.; JÁCOBE, P. A. D. - **Técnicas de Modelagem de Conformação de chapas por elementos finitos.** Cadernos UniFOA, Volta Redonda, ano 1, nº1, jul. 2006.

PINE, J. – **Personalizando Produtos e Serviços – Customização Maciça,** São Paulo, Makron Books, 1994.

PRAGER, W. - **A new method of analyzing stresses and strains in work-hardening plastic solids.** J. Appl. Mech., 23, pp 493-496. 1956.

REBELO, N.; NAGTEGAAL. J.C.; TAYLOR, L.M. - **Comparasion of Implicit and Explicit Finite Element Methods in the Simulation of Metal Forming Processes.** Numerical Methods in Industrial Forming Process, pp 99-108, Rotterdam, 1992.

REDDY, J. - **An introduction to the finite element method.** Singapore, McGraw-Hill International Editions. 1985.

ROZENFELD, H. et al., **Gestão de Desenvolvimento de Produtos: Uma Referência para Melhoria do Processo.** São Paulo, Editora Saraiva, 542 paginas. 2006.

SCHWEIZERHOF, K.; HALLQUIST, J.O. – **Explicit time integration and contact simulations for thin sheet metalforming.** International Conference FE-Simulation of 3D Sheet Metal Forming Processes in Automotive Industry, Zurich, May 1991.

SILSOE RESEARCH INSTITUTE - **Methods for optimising the effectiveness of roll-over protective systems.** Contract Research Report 425/2002. Wrest Park. Silsoe Bedford MK45 4HS. United Kingdom. HSE BOOKS. 2002.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS - **SAE J1194 - Roll-Over Protective Structures (ROPS) for Wheeled Agricultural Tractors.** Abril, 2009.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS - **SAE J2194 - Roll-Over Protective Structures (ROPS) for Wheeled Agricultural Tractors.** Abril, 2009.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS - **SAE J2194 - Roll-Over Protective Structures (ROPS) for Wheeled Agricultural Tractors.** Dec 1, 1987.

THAMBIRATNAM, D. P.; CLARK , B. J.; PERERA, N. J.. **Dynamic Response of a Rollover Protective Structure.** Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering. Volume 23, Issue 6, pages 448–464, August 2008.

ZIENKIEWICZ, O.C.; TAYLOR, R.L. - **Finite element method.** 5ª Edição. Butterworth-Heinemann. 2000.