

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS**

Projeto, Protótipo e Ensaio de um Novo Conceito de Pára-choque Traseiro de Caminhão

Autor: Sidney Occhipinti

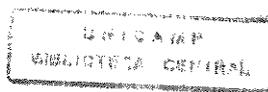
Orientador: Antônio Celso Fonseca de Arruda

Curso: Engenharia Mecânica

Área de concentração: Materiais e Processos

Dissertação de mestrado apresentada à comissão de Pós graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Campinas, 1999
S.P. Brasil



7686754

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE MATERIAIS**

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

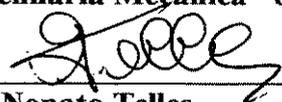
**Projeto, Protótipo e Ensaio de um Novo
Conceito de Pára-choque Traseiro de
Caminhão**

Autor: Sidney Occhipinti

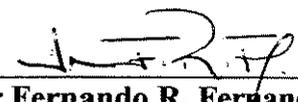
Orientador: Antônio Celso Fonseca de Arruda



Prof. Dr. Antônio Celso Fonseca de Arruda, presidente
Faculdade de Engenharia Mecânica UNICAMP



Prof. Dr. Geraldo Nonato Telles
Faculdade de Engenharia mecânica UNICAMP



Prof. Dr. Jurandir Fernando R. Fernandes
Faculdade de Engenharia Elétrica UNICAMP

Campinas, 22 de janeiro de 1999

UNIDADE	BC
N.º CHAMADA:	UNICAMP
	Oc1p
V.	Ex.
TODAS	BC/39340
PREÇO	229,99
C	<input type="checkbox"/>
D	<input checked="" type="checkbox"/>
PREÇO	R\$ 11,00
DATA	29/10/99
N.º GPD	

CM-00136479-9

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Oc1p Occhipinti, Sidney
Projeto, protótipo e ensaio de um novo conceito de pára-choque traseiro de caminhão. / Sidney Occhipinti. -
-Campinas, SP: [s.n.], 1999.

Orientador: Antônio Celso Fonseca de Arruda
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Caminhões. 2. Testes de impacto. 3. Automóveis
- Danos de colisão. 4. Engenharia de tráfego. 5.
Indústria automobilística - Medidas de segurança. I.
Arruda, Antônio Celso Fonseca de. II. Universidade
Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia
Mecânica. III. Título.

Dedicatória

Dedico este trabalho a meus pais e meus filhos,
pela origem e continuidade da vida.

Dedico ainda a todos aqueles que não tiveram
oportunidade de defesa.

Agradecimentos

Ao meu orientador e amigo Prof. Dr. Antônio Celso Fonseca de Arruda, por me confiar este tema "impactante", pelo incentivo e entusiasmo durante a elaboração desta tese e pelo apoio dinâmico nos momentos decisivos.

Ao amigo Prof. Dr. Geraldo Nonato Telles, outrora companheiro de trabalhos acadêmicos no Centro de Tecnologia da Unicamp e no ITA, pelo acolhimento, estímulo e companheirismo, tão decisivos para meu retorno ao trabalho científico.

Ao Eng. Luis Otto Faber Schmutzler, grande pesquisador dedicado à causa de segurança veicular para traseira de caminhão, que concebeu a idéia básica deste projeto, e tão pronta e entusiasmaticamente colaborou, oferecendo literatura e assessoria para este trabalho. Seus comentários e subsídios foram de valor inestimável.

Ao M.Sc. José Ricardo L. Mariolane, por sua imprescindível colaboração ao desenvolver o programa em elementos finitos, que modelou o pára-choque e agilizou seu dimensionamento.

Às empresas Mastra Indústria e Comércio Ltda e Comcabo Comércio e Importação Ltda, cada qual com seu corpo técnico, que viabilizaram a fabricação do pára-choque.

Às empresas Mercedes Benz do Brasil e General Motors do Brasil, com suas respectivas equipes técnicas que executaram o teste de impacto do pára-choque.

À esposa e filhos, minha inestimável gratidão pela preciosa ajuda na leitura, avaliação e correção de textos, digitação e formatação deste trabalho.

Aos amigos e companheiros, pela paciência e compreensão das incontáveis horas de privação de seu convívio.

Agradeço enfim, a todas as pessoas e amigos do dia a dia que direta ou indiretamente contribuíram para a elaboração deste trabalho.

Índice

1. Introdução	01
2. Revisão de literatura	05
2.1 Introdução	05
2.2 Revisão	06
2.3 Conclusão	08
3. Objetivos	10
3.1 Objetivos gerais	10
3.2 Objetivos específicos	12
4. Análise das solicitações mecânicas no impacto	15
4.1 Absorção da energia dispendida no impacto	16

4.1.1 Estudo da quantidade de movimento	17
4.1.2 Estudo do princípio da conservação de energia	19
4.2 Esforços envolvidos no impacto	22
4.3 Desaceleração dos corpos envolvidos no impacto	23
4.4 Duração do impacto	24
4.5 Considerações sobre os cálculos	25
4.5.1 Velocidade de aproximação	25
4.5.2 Distância percorrida durante o impacto	26
4.5.3 Esforços desenvolvidos em função do tempo decorrido durante o impacto	26
5. Projeto (síntese)	27
5.1 As exigências do mercado	27
5.1.1 Condições restritivas operacionais	28
5.1.2 Condições restritivas comerciais	29
5.1.3 Projeto Impacto	30
5.2 Projeto do pára-choque	31
5.2.1 Dimensionamento do pára-choque	33

5.2.1.1 Velocidade de aproximação	33
5.2.1.2 Massa do automóvel	34
5.2.1.3 Massa do caminhão	34
5.2.1.4 Energia absorvida no impacto	34
5.2.1.5 Distância percorrida no impacto	35
5.2.1.6 Força média desenvolvida durante o impacto	35
5.2.2 Resistência do pára-choque traseiro e métodos de ensaio	37
5.2.2.1 Requisitos técnicos mínimos exigidos no Brasil	37
5.2.2.2 Requisitos técnicos mínimos exigidos em outros países	39
5.2.2.3 Esforços considerados, para efeito de dimensionamento do pára-choque traseiro de caminhão	40
5.2.3 Análise por elementos finitos	41
5.2.4 Desenhos e detalhamento do projeto AutoCAD	44
6. Materiais, método de construção e equipamentos	63
6.1 Materiais utilizados no pára-choque	63
6.2 Processo de fabricação do pára-choque	66
6.3 Ensaio dinâmico	72

6.3.1 Procedimentos	72
6.3.2 Equipamentos e instrumentação utilizados	73
6.3.2.1 Sistema de aquisição de dados	74
6.3.2.2 Filtros	76
6.3.2.3 Equipamentos de filmagem	76
6.3.3 Teste de impacto	76
6.3.3.1 Parâmetros do teste	78
6.3.3.2 Sistema de propulsão	79
6.3.3.3 Medição da velocidade	79
6.3.3.4 Programa de controle	80
6.3.3.5 Descrição do teste de impacto	80
7. Resultados e discussões	88
7.1 Resultados dos efeitos dos esforços no automóvel e no caminhão.	93
7.2 Resultados dos efeitos dos esforços no boneco antropomórfico.	98
8. Conclusões e propostas de trabalho futuros	102
8.1 Conclusões	102
8.2 Propostas de trabalhos futuros	104
Referências bibliográficas	106

Bibliografia consultada	108
Apêndice A. Programa de Elementos Finitos para dimensionamento do pára-choque	111
Apêndice B. Transcrição da Resolução 805/95 do DENATRAN	119

Resumo

OCCHIPINTI, Sidney, Projeto, Protótipo e Ensaio de um Novo Conceito de Pára-choque Traseiro de caminhão, Campinas, : Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999. 131 p. Dissertação (Mestrado)

Geralmente ao ocorrer acidente entre automóvel e a traseira de caminhão, os danos são bem severos para os ocupantes do automóvel e na maioria dos casos, este só pára ao atingir o eixo do caminhão. Isto ocorre, porque os pára-choques de caminhões são mal posicionados, frágeis, fixados excessivamente altos e muito embutidos na carroçaria. Ocorrem neste caso, dois efeitos: o cunha (em que o automóvel penetra sob a traseira do caminhão impulsionando-o para cima); e o guilhotina (a carroçaria do caminhão destrói o pára-brisa, as colunas do teto e decapta os ocupantes). Pára-choque traseiro de caminhão é equipamento de segurança veicular passiva, para parar o veículo que se choca contra ele, na realidade porém, diverge deste pressuposto teórico. Infelizmente tanto no Brasil, como em outros países, eles não apresentam performance satisfatória. Preocupado com o problema, o Eng^o Luis O. F. Schmutzler idealizou o pára-choque alicate equipado com rede de cabos de aço para absorção de energia. Este trabalho enfoca a análise e o estudo das solicitações mecânicas abordando os esforços envolvidos no impacto; projeto do pára-choque; construção, instalação, execução de teste de impacto e análise dos resultados. O teste foi realizado na velocidade de 64 km/h, chocando 50% da região dianteira do carro, com resultados excelentes: baixo risco de lesão corporal e preservação total da integridade da cabina do auto.

Palavras-chave : Caminhões; Testes de impacto; Automóveis - Danos de colisão; Engenharia de tráfego; Indústria automobilística - Medidas de segurança.

Abstract

OCCHIPINTI, Sidney, Design, Prototype and Crash Test of a New Concept of Rear Underride Barrier, Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999. 131 p. Dissertação (Mestrado)

Generally a collision of a car with the rear end of a truck results in serious injuries to the car occupants. Underride occurs because the barriers of trucks present some problems.: They are relatively high, their installation are too inside off rear end of the truck structure, and they are fragile. All these conditions allow the car underride to be stopped at the rear axle and tires. Two failing effects occurs: the wedge (the car go through the rear end pulling up the truck); and the guillotine (the rear end of the truck shear the front car columns, destroying windshield, roof and unfortunately decapitating car's occupants). Truck rear underride guard is a passive vehicular security equipment design to stop ungoverned cars. Unfortunately actual rear truck barriers in Brazil and others countries do not provide a satisfactory performance. Conceptual pliers underride guard equipped with a steel cable net was proposed by engineer LUIS O. F. SCHMUTZLER to absorb great part of the impact energy. This is the analysis, of the mechanical efforts and study in case of a rear collision with: impact efforts consideration; a steel cable net energy absorber design; barrier construction, installation, crash test and results analysis. The crash test was accomplished at 64km/h and 50% offset at the driver side's car with excellent results, presenting low injuries risks to the car's passengers and the cab integrity was totally preserved.

Keywords: Trucks; Crash test; Cars - Collision damage; Traffic engineering; Automobile industries - Security rules.

Lista de Figuras

3.1	Desenho esquemático do pára choque traseiro	13
3.2	Desenho esquemático do pára-choque traseiro e sua atuação	14
4.1a	Choque sem deformação plástica	17
4.1b	Choque com deformação plástica	17
5.1	Pontos para aplicação das cargas de teste [mm]	38
5.2	Aplicação de cargas no pára-choque	41
5.3	Principais pontos de concentração de tensões	42
5.4	Distribuição das concentrações de tensões	44
6.1	Dispositivo para montagem do pára-choque	67
6.2	Foto da montagem do pára-choque em vista traseira	69
6.3	Foto da montagem do pára-choque em vista lateral direita	70
6.4	Foto da montagem do pára-choque em vista lateral esquerda	71
6.5	Posicionamento dos acelerômetros no automóvel	74
6.6	Posicionamento inicial do impacto visto pela traseira	77
6.7	Posicionamento inicial do impacto visto pela lateral direita	78
6.8	Deslocamento do caminhão causado pelo impacto	82
6.9	Seqüência de fotos do impacto (três câmaras)	83

7.1 Foto da cabina do Vectra após o impacto - lado direito	89
7.2 Foto da cabina do Vectra após o impacto - lado esquerdo	90
7.3 Foto do compartimento do motor após o impacto	92
7.4 Gráfico das velocidades dos veículos e da deformação do pára-choque	94
7.5 Gráfico da desaceleração do automóvel e do seu deslocamento durante o impacto	95
7.6 Gráfico da aceleração do caminhão e do seu deslocamento durante o impacto	97
7.7 Gráfico da desaceleração no centro de gravidade da cabeça do boneco	100
7.8 Gráfico dos esforços no cinto de segurança do motorista	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1	Energia a ser absorvida pelo impacto [kJ]	34
Tabela 5.2	Força desenvolvida no impacto [kN]	36
Tabela 5.3	Espaço percorrido no impacto versus força	36
Tabela 5.4	Aplicação de força para teste do pára-choque [kN]	39
Tabela 5.5	Lista de peças que compõem o projeto do pára-choque	46
Tabela 6.1	Lista dos canais de aquisição de dados	75

NOMENCLATURA

Letras latinas

d	distância percorrida durante o impacto (esmagamento)	[m]
E	energia	[J]
E _f	energia cinética final dos veículos	[J]
E _t	energia cinética total dos veículos	[J]
F	força média no impacto entre os veículos	[N]
G	aceleração da gravidade	[m/s ²]
I	impulso	[Ns]
m	massa do automóvel	[kg]
M	massa do caminhão	[kg]
Q	quantidade de movimento	[kg.m/s]
t	tempo decorrido durante o impacto	[s]
v	velocidade do automóvel no momento do impacto	[m/s]
V	velocidade do caminhão no momento do impacto	[m/s]
V _a	velocidade de aproximação (relativa)	[m/s]
V _f	velocidade final dos veículos após a colisão	[m/s]

Letras Gregas

γ	desaceleração média do automóvel	[m/s ²]
ΔE	energia absorvida pelo impacto	[J]

Abreviaturas

CAD	Computer Aided Design
AF	Alma de Fibra
NB	Norma Brasileira
PBT	Peso Bruto Total
RC	Rocwell C

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CONTRAN	Conselho Nacional de Transito
DENATRAN	Departamento Nacional de trânsito
DIN	Deutsche Industrie Normen
ECE	Economic Commission for Europe
FMVSS	Federal Motors Vehicle Safety Standard
HIC	Head Injury Criteria
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
SAE	Society of Automotive Engineers
UNICAMP	Universidade Estadual de Campinas

Capítulo 1

1. Introdução

A indústria automobilística mundial tem se desenvolvido muito no aspecto de segurança em seus veículos. Com o surgimento de novos materiais e o desenvolvimento da mecatrônica, novos equipamentos, sensores e dispositivos estão à disposição dos usuários de autos para sua proteção e conforto.

Segurança deve ser sem dúvida, a principal preocupação de todos, desde o fabricante até o passageiro, passando pelos órgãos governamentais responsáveis, normativos e de fiscalização. Porém, os conceitos de segurança ativa e passiva nem sempre são conhecidos pelos milhares de motoristas que trafegam diariamente pelo país.

Conceitualmente, segurança ativa é aquela que em qualquer situação de perigo, permite ao motorista a ação de atuar para evitá-lo. Estão entre os equipamentos que atendem a este item: a direção, o sistema de freios, o sistema de sinalização tais como, lanternas e lâmpadas direcionais, faróis, extintor de incêndio, faixas divisórias da pista, placas indicativas, refletivos etc.

Segurança passiva é aquela que age independente da ação do motorista, ou seja, mesmo quando este perder o controle do veículo, ela irá atuar para protegê-lo do perigo. Consiste de equipamentos que visam proteger e salvar a vida dos seus ocupantes. Eles atuam em frações de segundos e, de seus desempenhos depende o sucesso ou não da proteção. Estão entre esses equipamentos: o cinto de segurança, o apoio de cabeça no banco, pára-choques dianteiro e traseiro, engenharia de deformação e absorção de choque da carroçaria do auto, vidros que não cortam ao se estilhaçarem, sistema de freio ABS que evita o bloqueio das rodas na frenagem brusca, “air bags“, “guard rail“ da pista, áreas de escape tais como divisória das pistas com valetas centrais, muros de proteção etc.

SCHMUTZLER⁰¹, ressalta que existe entre os equipamentos de segurança veicular passiva, um item que apesar de todo desenvolvimento da moderna tecnologia, não atende ainda seu principal objetivo de proteger e salvar vidas. Trata-se dos pára-choques traseiros de veículos pesados como caminhões, ônibus, carretas etc. Atualmente, o que se encontra no mercado são peças frágeis, instaladas inadequadamente, que não suportam o choque, permitindo com essas deficiências, que o automóvel penetre sob a traseira do veículo maior, deixando para seu pára-brisa, colunas dianteiras e teto, suportarem o impacto contra a traseira rígida da carroçaria.

Existe outro fator muito importante a ser levado em consideração além da segurança. Trata-se da operacionalidade do caminhão, pois pára-choques muito baixos, ou colocados na extremidade traseira dos veículos para melhorar a proteção, ocasionam sérios problemas de operação. São danificados facilmente ao se chocarem contra o solo, quando trafegam por lombadas, valetas, cabeceira de pontes irregulares, entrada ou saída de balsas etc. Além disso, atrapalham a operação de carga e descarga traseira nas plataformas de movimentação das transportadoras e indústrias. Este fator de operacionalidade, tem sido o grande impedimento para que se construa pára-choques traseiros de caminhões mais eficientes e seguros.

Todo acidente é um acontecimento casual involuntário e indesejado, e tem por consequência danos materiais e lesões corporais, que muitas vezes podem levar à morte.

No impacto, segundo THOMAS⁰² um dos fatores mais críticos, que causam vários tipos de lesões sérias e muitas vezes fatais, é a intrusão, ou seja, a cabina é invadida pelas partes do caminhão e/ou carro, atingindo seus ocupantes. A análise de dados reais, mostra que as lesões são mais severas quanto maior for a intrusão causada pela violência do impacto e mais leves quanto menor a intrusão.

No trânsito atribulado das cidades e estradas brasileiras, os acidentes são causados por atos inseguros e/ou condições inseguras. Atos inseguros, são aqueles praticados por motoristas que desrespeitam as regras e normas de segurança na condução de seu veículo, porque não as conhece devidamente, ou ainda, por um comportamento afoito, contrário à prevenção de acidentes. Por condições inseguras entende-se aquelas que compreendem deficiências do tipo: defeitos nos equipamentos do veículo, desgaste excessivo dos pneus, má iluminação e sinalização, cansaço do motorista, chuva, má conservação do pavimento etc.

Acidentes são provocados por atos inseguros, condições inseguras ou pelos dois fatores em conjunto. Geralmente, suas causas podem ser previstas e evitadas, ou ainda atenuadas ao máximo, pelos equipamentos de segurança passiva.

No Brasil, sabe-se que é grande o número de acidentes que ocorre anualmente nas cidades, rodovias federais, estaduais e municipais, com muitas vítimas. Porém, não se conta com números estatísticos para se avaliar quantos são os veículos que se chocam contra traseira de caminhões, e quantas são as vítimas fatais ou mutiladas por ano. Praticamente inexistem estatísticas sobre o assunto.

Nossa maior preocupação é com o acidente entre automóvel e veículos pesados, os quais apesar de ter sua frota bem menor que a dos automóveis, estão envolvidos na maioria dos casos e, dadas as diferenças de proporções veiculares, as conseqüências para os ocupantes do auto menor, são na maioria das vezes de grande gravidade conforme DANNER & LANGWIEDER⁰³.

É de extrema importância, uma investigação séria e objetiva no local do acidente quando ele ocorre, para coletar informações e evoluir na criação de soluções preventivas.

Segundo HÖGSTRÖM & SVENSSON⁰⁴ a Volvo Truck Corporation, na Suécia, mantém para isso, uma equipe formada desde 1970, constituída de técnicos automobilísticos e de tráfego e médicos experientes, que atua em cooperação com a polícia e empresas de seguro . Esta comissão é avisada, assim que ocorre qualquer acidente envolvendo um caminhão Volvo dentro de um raio de 100 km de Gothenburg, e segue para o local imediatamente, evitando assim, que dados importantes sejam perdidos. A falta de informações e de números estatísticos, escondem o problema da sociedade e dificultam a postura das autoridades para determinarem medidas eficazes, visando o aumento da segurança.

RECHNITZER & FOONG⁰⁵ concluíram na Austrália, que os acidentes fatais envolvendo choque de automóveis na traseira de caminhões, dividem-se em dois tipos distintos dependendo da conformação traseira do caminhão. O primeiro tipo é o caso em que seu eixo traseiro é bem próximo do final da sua traseira, (dentro de 500 mm) e o impacto se dá praticamente nele, não havendo virtualmente, nenhuma absorção de energia pelo caminhão. Neste caso, não há penetração do veículo sob a carroçaria e a integridade física dos ocupantes do auto, dependerá somente da eficiência dos equipamentos para segurança passiva existentes no veículo. O segundo tipo, é o caso clássico em que o veículo penetra sob a carroçaria rígida do caminhão. O alto nível de intrusão da mesma no compartimento dos passageiros, expõe seus ocupantes a sérios ferimentos no pescoço e na cabeça.

A região do corpo humano que mais sofre com este tipo de acidente é a cabeça, seguida pela região cervical e torácica. Observa-se também, que a invasão do compartimento dos passageiros se dá até com o veículo em baixa velocidade, o que demonstra claramente que teto, colunas frontais e pára-brisa, não foram projetados para suportar este tipo de colisão. APPLEBY et al⁰⁶.

Capítulo 2

2. Revisão de literatura

2.1 Introdução

O objetivo desta revisão de literatura é analisar o material pesquisado sobre os acidentes envolvendo automóveis em colisão na traseira de veículo de grande porte e suas conseqüências.

Em revisão do material encontrado, constata-se que um dos principais causadores do elevado número de traumatismos em acidentes automobilísticos é sem dúvida, a colisão de automóveis contra a traseira de caminhões. Quando o automóvel choca-se com a traseira do caminhão, penetra sob sua carroçaria e provoca o chamado efeito "guilhotina" onde os passageiros do automóvel, sem nenhuma chance de defesa são sumariamente decapitados. Tendo em vista que nenhuma providência tem sido tomada pelas autoridades e órgãos competentes ligados ao assunto para diminuir este sério problema, o número de vítimas tem aumentado significativamente através dos anos, de forma proporcional ao aumento da frota nacional. Apesar da gravidade do assunto, somente nas literaturas mais recentes se apresentam propostas que visam solucionar o problema. No entanto, existe uma grande dificuldade para se modificar as leis e conceitos relacionados ao assunto, sendo este o motivo destas novas propostas ainda não terem sido colocadas em prática.

O principal conceito relacionado a um acidente de trânsito envolvendo choque traseiro entre dois veículos é: “quem bate na traseira é pressupostamente culpado”. Considerando-se que no choque entre um automóvel e a traseira de um caminhão, os ocupantes do carro geralmente são as vítimas e, na maioria dos casos fatais, não existe nenhuma possibilidade de defesa para os já previamente “considerados culpados”.

No Brasil, há pouca literatura sobre o assunto.

2.2 Revisão

Através da leitura e análise, o material pesquisado pode ser classificado em três grupos de abordagem. No primeiro grupo, os trabalhos dedicam-se à legislação existente e ao que deve ser modificado para melhorá-la. O segundo grupo de trabalhos aborda os tipos de acidentes em automóveis e caminhões e os traumatismos causados nas pessoas envolvidas. Finalmente o terceiro grupo preocupa-se em desenvolver técnicas ativas e passivas de segurança veicular com o modo a viabilizar uma redução efetiva no número de óbitos causados em colisões de automóveis contra a traseira de caminhões.

Atualmente, a regulamentação dos pára-choques traseiros de veículos de carga, está baseada na Resolução nº 805, de 24 de outubro de 1995⁰⁸, que teve sua obrigatoriedade estipulada a partir de 01 de junho de 1996 e estabelece parâmetros construtivos, visando aumentar a segurança dos usuários de outros veículos. Esta regulamentação, foi sem dúvida, um grande avanço no sentido de melhorar a segurança para terceiros, porém não é completa ainda e deixa lacunas questionáveis, das quais enumera-se algumas:

“Os veículos de carga com peso bruto total (PBT) superior a 3,5 t (três vírgula cinco toneladas), fabricados no país, importados ou encarroçados, a partir de 1º de junho de 1996, somente poderão ser licenciados se estiverem dotados de pára-choque traseiro que atenda as especificações técnicas estabelecidas nesta resolução e seu anexo.”⁰⁸

Nota-se que a exigência é estabelecida para veículos de PBT superior a 3,5 t deixando fora toda a população de caminhões menores.

“distância da travessa do pára-choque até a extremidade traseira do veículo não deve exceder a 400 mm (quatrocentos milímetros),”⁰⁸

O ideal para a proteção de terceiros, é que o pára-choque esteja posicionado na extremidade traseira do caminhão, porque evita a proximidade da borda final da carroçaria, com o pára-brisa do auto. No caminhão entretanto, esta dimensão é necessária para evitar choques contra o solo, de pára-choques instalados rigidamente.

“altura máxima de 550 mm (quinhentos e cinquenta milímetros) da borda inferior da travessa do pára-choque, medida com relação ao pavimento, estando o veículo com seu peso em ordem de marcha e num plano de apoio horizontal;”⁰⁸

Esta dimensão de 550 mm, esta acima da maioria dos pára-choques dos automóveis e isto irá permitir que no impacto, o pára-choque do carro passe sob o do caminhão e que sejam provocados o chamado efeito cunha, levantando a traseira do caminhão, e conseqüentemente o efeito guilhotina. Operacionalmente porém, esta altura é necessária, para também evitar choques contra o solo, de pára-choques instalados rigidamente.

Estes problemas estão descritos nas publicações de SCHMUTZLER ^{01, 07 e 11} nas quais é assinalada a necessidade urgente de alteração na legislação vigente para melhor adequá-la às condições atuais.

THOMAS ⁰² ressalta que :

“no impacto, um dos fatores mais críticos, que causam vários tipos de lesões sérias e muitas vezes fatais é a intrusão”.

Nos testes de impacto e na análise de acidentes, constata-se que as conseqüências das lesões são mais severas quanto maior for a intrusão causada pela violência do choque, ou seja, a invasão da cabina por partes destroçadas e partes do outro veículo.

Em seu trabalho APPLEBY et al⁰⁶ afirma :

“A região do corpo humano que mais sofre com este tipo de acidente é a cabeça, seguida pela região cervical e torácica”.

Dada a posição dos ocupantes do automóvel em relação à traseira do caminhão, no momento do impacto, haverá intrusão da região traseira da carroçaria do caminhão na cabina do auto, atingindo estas regiões do corpo.

RECHNITZER et al^{05, 09 e 12} recomendam pára-choque com altura do solo entre 300 e 500 mm e que suporte carga não inferior a 100 kN para previsão de velocidade no impacto a 50 km/h

Baseado nestas informações propõem-se para o projeto objeto deste trabalho altura do solo de 210 mm suportando carga de 150 kN para impacto à 60 km/h

2.3 Conclusão

A partir das informações obtidas através das publicações revisadas, conclui-se que existe a necessidade imediata de se atualizar os conceitos de segurança automotiva além de realizar-se um trabalho de divulgação e conscientização dos motoristas para prevenção deste tipo de acidente. Esta é uma tarefa bastante difícil pois além de se ter que corrigir o problema em toda a frota de caminhões, encontramos também a resistência por parte dos usuários de caminhões que não querem aumentar o peso bruto, para não diminuir a carga útil do veículo.

Observando-se publicações internacionais encontramos as mesmas resistências existentes no Brasil e as mesmas conseqüências enfrentadas pelos ocupantes dos automóveis. No entanto, órgãos normativos internacionais como por exemplo o SAE estão desenvolvendo trabalhos no sentido de corrigir este problema.

No Brasil, o Projeto Impacto da UNICAMP é que está cuidando do assunto, com a proposta da fabricação de um pára-choque traseiro de caminhão que atenda as especificações indicadas nestas publicações, a fim de diminuir as conseqüências provocadas neste tipo de acidente.

Capítulo 3

3. Objetivos

3.1 Objetivos gerais

O transporte de carga no Brasil, é praticamente todo realizado através do sistema rodoviário. Rapidez e baixo custo, são fatores decisivos para a competitividade entre empresas transportadoras e em nome dessa bandeira, muitas condições de segurança são esquecidas. Conseqüentemente o que se vê são: frotas de veículos mal conservados, motoristas em jornadas de trabalho muito prolongadas, estradas com tráfego intenso e em condições precárias de uso, etc.

Somando-se a todas estas condições inseguras e atos inseguros que normalmente acontecem no trânsito, constata-se um crescente número de acidentes, resultando em muitas mortes e invalidez.

Objetivando diminuir drasticamente esse número, a engenharia num enfoque puramente técnico, estuda os acidentes quanto às causas e efeitos, elaborando normas, procedimentos e projetos. Para o engenheiro, um dos principais fatores que determina as proporções de um acidente, é a energia envolvida no choque.

Quando o impacto ocorre, grande parte da energia cinética desenvolvida pelos veículos protagonistas deverá ser dissipada de alguma forma, para que haja a interrupção completa do abalroamento. Essa dissipação de energia acontece através do esmagamento, deformação plástica e elástica, rompimento e quebra dos componentes dos veículos envolvidos no choque.

Exemplificando, quando se exige uma rápida parada do automóvel no trânsito, o equipamento de frenagem é que se incumbe de transformar toda a energia cinética em energia térmica e conseqüentemente provocar a parada. Isto acontece porque o sistema de freio atua como absorvedor de energia, ou seja, ele absorve toda energia cinética e a transforma. No caso do impacto, a própria deformação dos veículos, é que atua como elemento absorvedor de energia para diminuir o movimento.

O presente trabalho, tem como um de seus principais objetivos, estudar a absorção da energia. Ele visa estabelecer formas e parâmetros de incrementação da segurança passiva em veículos automotores. Para isto, foram realizados diversos “crash Tests” (testes de impacto) com veículos nacionais, observando-se o comportamento das estruturas veiculares e dos “chassis” de acordo com o tipo de impacto.

Os principais parâmetros que devem ser analisados no estudo da dissipação energética no impacto são identificados neste trabalho de tese como:

ΔE = energia a ser dissipada

m = massa do automóvel

M = massa do caminhão

V_a = velocidade de aproximação entre os veículos

d = distância percorrida durante o impacto (esmagamento)

O estudo destes parâmetros permitirá determinar quais providências corretivas deverão ser tomadas no sentido de salvar vidas humanas. Estes parâmetros servem também de orientação no levantamento da população de veículos existentes para a escolha da solução de maior abrangência possível.

3.2 Objetivos específicos

Segundo SCHMUTZLER⁰⁷, segurança veicular passiva no Brasil para a traseira de veículos de grande porte é muito pobre, principalmente com carretas e caminhões. Os pára-choques existentes geralmente não atendem aos esforços desenvolvidos pelo impacto, permitindo que seus efeitos sejam sempre de graves conseqüências.

Atualmente, a regulamentação dos pára-choques traseiros de veículos de carga, está baseada na resolução nº 805/95⁰⁸, de 24 de outubro de 1995. É, sem dúvida, um grande avanço no sentido de melhorar a segurança para terceiros, porém muito longe ainda de ser considerada satisfatória.

O objetivo específico deste trabalho, é desenvolver um projeto de pára-choque traseiro para caminhões e carretas que possibilite grande absorção de energia no impacto e simultaneamente evite que o auto penetre sob a carroçaria do caminhão, anulando o efeito guilhotina.

Felizmente, o interesse pela solução desse problema vem crescendo em todo o mundo e apesar das dificuldades encontradas, alguns países estão se movimentando no sentido de desenvolver novas concepções de pára-choque traseiro para caminhões.

RECHNITZER, POWELL & SEYER⁰⁹ desenvolveram na Austrália, através da Universidade de Monash, uma solução bastante interessante. Trata-se de um sistema de dois cilindros telescópicos, cada um contendo no seu interior, uma peça tubular de fibra de vidro. Estes cilindros suportam a viga principal do pára-choque e quando se efetiva o impacto, eles se fecham esmagando os tubos internos, conseqüentemente absorvendo grande parte da energia.

O PROJETO IMPACTO¹⁰ no Brasil apresenta duas soluções:

A primeira, um pára-choque rígido e retrátil para trás, montado na extremidade traseira do caminhão, que tem como principais características: rigidez suficiente que impede o carro de

penetrar sob o caminhão e retrátil para trás, permitindo assim que o pára-choque se dobre ao bater em algum obstáculo no solo.

A segunda, uma concepção diferente das existentes até então, idealizada por SCHMUTZLER¹¹. Trata-se de um sistema pivotado nas longarinas do chassi do caminhão e que utiliza uma rede de cabos de aço para absorção de energia, conforme descrito na seqüência.

Esta solução é o principal objetivo da tese deste trabalho, onde serão executados: pesquisas preliminares; dimensionamento; projeto; construção de protótipo e ensaio dinâmico através de “crash test”.

As figuras 3.1 e 3.2 apresentam respectivamente, um desenho esquemático do projeto e de seu funcionamento.

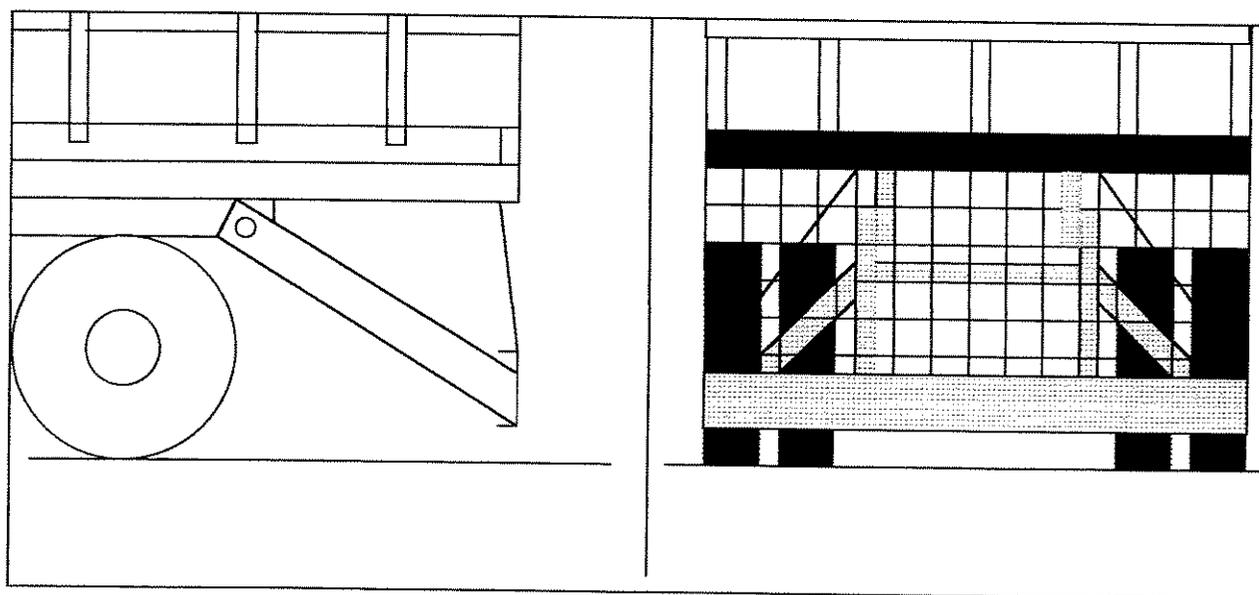


Figura 3.1 Desenho esquemático do pára-choque traseiro

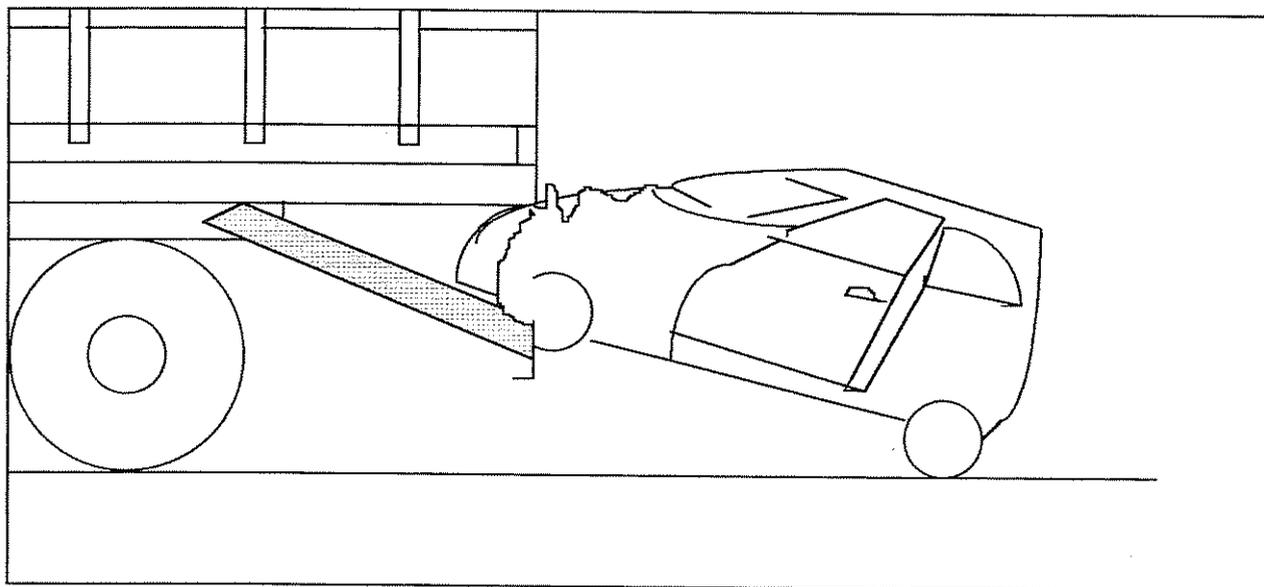


Figura 3.2 Desenho esquemático do pára-choque traseiro e sua atuação.

A figura 3.2 mostra o que era previsto como resultado esperado no teste de impacto, ou seja, que a ação alicate do pára-choque levantasse a frente do automóvel. Essa foi a hipótese da idéia original do projeto.

Observe-se, no entanto, que este resultado não foi confirmado pelo teste de impacto. Os resultados finais, do capítulo 7, mostram que o efeito resultante foi exatamente o contrário, pois a traseira do caminhão foi puxada violentamente para baixo, deformando consideravelmente o chassi do caminhão, dobrando suas longarinas e fazendo com que a frente do veículo fosse espremida contra ao solo.

Capítulo 4

4. Análise das solicitações mecânicas no impacto

Quando ocorre o choque entre dois veículos, a maior preocupação da engenharia automobilística é com a integridade física dos seus ocupantes. Por isso, o estudo das solicitações mecânicas quando do impacto, é de suma importância para viabilizar a melhoria da segurança nos projetos dos veículos.

A elaboração do projeto de um pára-choque eficiente, que garanta totalmente a anulação do efeito guilhotina para o caso específico deste estudo, tem como fase preliminar a análise das solicitações mecânicas no impacto.

Esta análise permitirá quantificar as grandezas físicas envolvidas e, esta quantificação possibilitará organizar e trabalhar os dados, essenciais na elaboração deste projeto.

Objetivando-se viabilizar este estudo, utiliza-se conceitos, formulações teóricas e definições das grandezas físicas envolvidas que serão descritas e estudadas no decorrer deste capítulo.

Definição das grandezas físicas envolvidas:

m = massa do automóvel	[kg]
M = massa do caminhão	[kg]
v = velocidade do automóvel no momento do impacto	[m/s]
V = velocidade do caminhão no momento do impacto	[m/s]
V_a = velocidade de aproximação (relativa)	[m/s]

$$V_a = v - V \quad (4.1)$$

V_f = velocidade final dos dois veículos após a colisão.	[m/s]
E_i = energia cinética total dos veículos	[J]
E_f = energia cinética final dos veículos	[J]
ΔE = energia absorvida pelo impacto	[J]
Q = quantidade de movimento	[kg.m/s]
F = força média no impacto entre os veículos	[N]
d = distância percorrida durante o impacto	[m]
γ = desaceleração média do automóvel	[m/s ²]
t = tempo decorrido durante o impacto	[s]

4.1 Absorção da energia dispendida no impacto

Para se proceder a uma análise clara das solicitações mecânicas envolvidas no impacto que ocorre no choque entre um automóvel de massa m e um veículo de grande porte de massa M aplica-se dois princípios básicos da Física, a lei da conservação da quantidade de movimento e a lei da conservação da energia.

4.1.1 Estudo da quantidade de movimento

A lei da conservação da quantidade de movimento estabelece que em um sistema mecanicamente isolado, a quantidade de movimento permanece constante, ou seja :

$$Q_{\text{final}} = Q_{\text{inicial}}$$

Para o caso em estudo, tem-se que os veículos ao se chocarem, trafegam na mesma direção e sentido, o que permite para efeito dos cálculos observar-se somente suas grandezas escalares de velocidade.

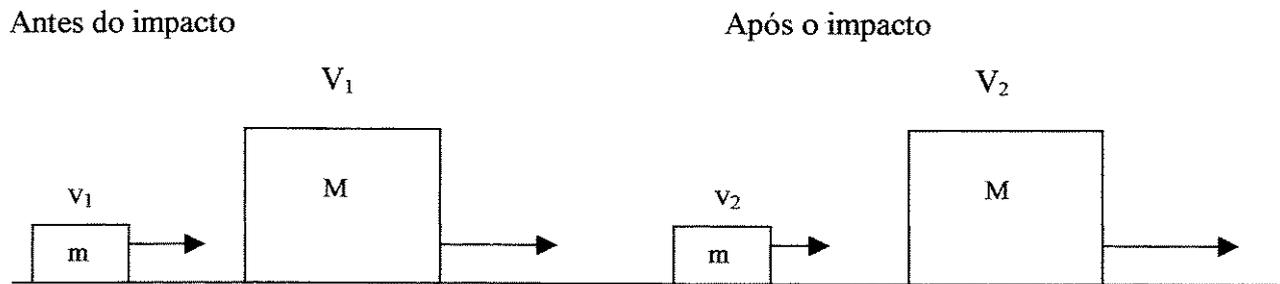


Figura 4.1a - Choque sem deformação plástica

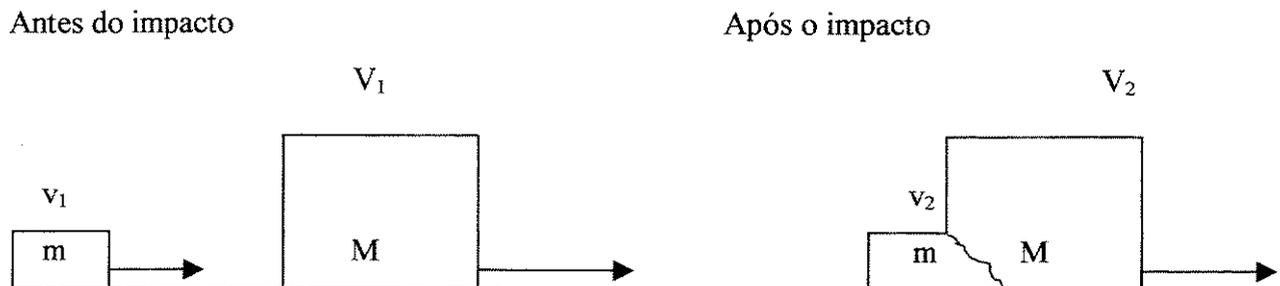


Figura 4.1b - Choque com deformação plástica

A figura 4.1a considera dois corpos movimentando-se na mesma direção e sentido, com $v_1 > V_1$ e que o choque ocorre em condições perfeitamente elásticas.

Pode-se escrever então, pelo princípio da quantidade de movimento que :

$$Q_{\text{inicial}} = mv_1 + MV_1$$

$$Q_{\text{final}} = mv_2 + MV_2$$

Portanto:

$$mv_1 + MV_1 = mv_2 + MV_2$$

A figura 4.1b considera que, durante o choque dos veículos, ocorre deformação plástica, e que após a deformação, os dois veículos passam a se deslocar juntos, ou seja com mesma velocidade final.

$$V_2 = v_2 = V_f$$

Considera-se ainda que a velocidade V_f tem a mesma direção e sentido das anteriores.

$$Q_{\text{inicial}} = mv + MV$$

$$Q_{\text{final}} = (m + M) V_f$$

Portanto:

$$V_f = \frac{mv + MV}{m + M} \quad (4.2)$$

4.1.2 Estudo do princípio da conservação de energia

A energia dos dois veículos antes do choque, a ser considerada para efeito deste estudo é somente a energia cinética.

Após o impacto uma grande parte dela será absorvida pela deformação durante o abalroamento.

A fim de se estimar a grandeza da energia cinética absorvida pelo impacto deve-se conhecer a situação energética antes e depois de sua ocorrência.

Situação antes do choque:

Energia cinética do automóvel	$1/2 mv^2$
Energia cinética do caminhão	$1/2 MV^2$
Energia cinética total	$E_t = 1/2(mv^2 + MV^2)$

Situação após o choque :

Energia cinética dos dois veículos	$E_f = 1/2(m + M)V_f^2$
------------------------------------	-------------------------

Portanto, a energia absorvida pelo impacto será :

$$\Delta E = E_t - E_f$$

$$\Delta E = 1/2[mv^2 + MV^2 - (m + M)V_f^2]$$

Utilizando-se a equação (4.2) na equação acima

$$\Delta E = 1/2[mv^2 + MV^2 - (m + M) \frac{(mv + MV)^2}{(m + M)^2}]$$

$$\Delta E = 1/2[mv^2 + MV^2 - \frac{(m^2v^2 + 2mMvV + M^2V^2)}{m + M}]$$

$$\Delta E = 1/2[\frac{m^2v^2 + mMV^2 + Mmv^2 + M^2V^2 - (m^2v^2 + 2mMvV + M^2V^2)}{m + M}]$$

Simplificando:

$$\Delta E = 1/2[\frac{mMV^2 + Mmv^2 - 2mMvV}{m + M}]$$

Rearranjando:

$$\Delta E = \frac{mM(v - V)^2}{2(m + M)}$$

Utilizando-se a equação 4.1 tem-se :

$$\Delta E = \frac{mMV_a^2}{2(m + M)} \quad (4.3)$$

Exemplos de aplicação da equação 4.3

Considerando-se que a massa do caminhão é sempre muito maior do que a massa do automóvel e, tratando-se de ordem de grandezas de 10 a 30 vezes maior, ($m \ll M$) pode-se fazer a seguinte aproximação :

$$m + M \cong M$$

Portanto a equação 4.3 pode ser simplificada para :

$$\Delta E \cong 1/2mV_a^2 \quad (4.4)$$

A equação 4.4 mostra que a energia a ser absorvida no impacto depende aproximadamente da massa do automóvel e da velocidade de aproximação dos veículos. Ela permite estudar as grandezas desta energia, em diversas situações de colisão.

Primeira situação: o automóvel choca-se com a traseira do caminhão parado.

Neste caso tem-se que: $V = 0$ e portanto a velocidade de aproximação será:

$$V_a = v \quad \Rightarrow \quad \Delta E \cong 1/2mv^2$$

A energia absorvida pelo impacto é aproximadamente a energia cinética desenvolvida pelo automóvel.

Segunda situação: os dois veículos trafegam na mesma direção e sentido, e o automóvel choca-se na traseira do caminhão com o dobro da velocidade deste. Neste caso tem-se que: $V = 1/2v$ e portanto a velocidade de aproximação será:

$$V_a = v - 1/2v \Rightarrow V_a = 1/2v$$

$$\Delta E \cong 1/2m(1/2v)^2 \Rightarrow \Delta E \cong 1/8mv^2 \Rightarrow \Delta E \cong 1/4 (1/2mv^2)$$

A energia absorvida pelo impacto é aproximadamente a quarta parte da energia cinética desenvolvida pelo automóvel.

Terceira situação: os dois veículos trafegam na mesma direção em sentidos opostos e na mesma velocidade. Neste caso tem-se que: $V = -v$ e portanto a velocidade de aproximação será:

$$V_a = v - (-v) \Rightarrow V_a = 2v$$

$$\Delta E \cong 4 (1/2mv^2)$$

A energia absorvida pelo impacto é aproximadamente quatro vezes a energia cinética do automóvel (esta situação não se aplica ao caso em estudo).

4.2 Esforços envolvidos no impacto

A força média F que deve ser suportada pelo pára-choque do caminhão durante o impacto, pode ser calculada através do trabalho realizado pela sua ação.

Enquanto a força F estiver agindo, estarão ocorrendo deformações entre os dois veículos e o resultado dessas deformações é uma distância total percorrida durante o impacto, denominada d .

O trabalho realizado pela ação da força média F ao longo da distância d , é igual a energia absorvida pelo impacto.

A força média F pode então ser obtida através da equação 4.3

$$Fd = \Delta E$$

$$Fd = \frac{mMV_a^2}{2(m + M)}$$

$$F = \frac{mMV_a^2}{2d(m + M)} \quad (4.5)$$

4.3 Desaceleração dos corpos envolvidos no impacto

A desaceleração dos veículos é de grande importância para efeito de análise de sobrevivência das vítimas do acidente. Sabe-se que há limite de desaceleração que pode ser suportado pelo homem em um curto intervalo de tempo. Este limite é normalizado e conhecido por HIC (Head Injury Criteria). A descrição do cálculo do HIC encontra-se apresentada no capítulo 7 item 7.2.

Para o estudo em questão, a desaceleração γ , do automóvel é a mais importante.

Tem-se então:

$$\gamma = \frac{F}{m} = nG \quad \text{onde } n \text{ é o número de G's}$$

Utilizando-se a equação 4.5 pode-se escrever:

$$\gamma = \frac{MV_a^2}{2d(m + M)} \quad (4.6)$$

4.4 Duração do impacto

O tempo de duração do impacto pode ser obtido pelo impulso da força F . Sabe-se que impulso é a ação de uma força durante um período de tempo sobre um corpo de determinada massa, provocando nele uma variação em sua velocidade.

A ação da força F durante o tempo de impacto t , provoca a variação de velocidade do automóvel de v para V_f .

O impulso da força F é então:

$$I = Ft = m(v - V_f)$$

Substituindo-se 4.1 e 4.5 tem-se que:

$$\frac{mMV_a^2 t}{2d(m+M)} = m \left[v - \left(\frac{mv + MV}{m + M} \right) \right]$$

$$\frac{mMV_a^2 t}{2d(m+M)} = m \left(\frac{mv + Mv - mv - MV}{m + M} \right)$$

Simplificando-se

$$\frac{V_a^2 t}{2d} = v - V \quad \text{Substituindo-se a equação 4.1 tem-se:}$$

$$t = \frac{2d}{V_a} \quad (4.7)$$

4.5 Considerações sobre os cálculos

Estas equações serão utilizadas para se estimar as grandezas das solicitações mecânicas no impacto, com a finalidade de se estabelecer parâmetros que permitam a elaboração do projeto. Foram obtidas admitindo-se que a força atuante entre os veículos, durante o choque, permanece constante.

Sabe-se porém que esta força, na realidade é variável e assume valores diferentes durante a deformação plástica. Sua variação pode ser conhecida através das curvas levantadas pelos valores registrados em acelerômetros, instalados nos veículos durante a realização do teste de impacto, " crash test ".

A equação 4.5 permite analisar quais variáveis devem ser trabalhadas para que a força agente no impacto seja minimizada ao máximo. A redução dos valores assumidos por essa força, resulta em um choque com menor dano para os ocupantes dos veículos acidentados.

Tem-se que:

$$F = \frac{mM V_a^2}{2d(m + M)} \quad (4.5)$$

4.5.1 Velocidade de aproximação V_a

Quanto menor a velocidade de aproximação menor a força do impacto.

É claro que diminuindo-se a velocidade relativa entre os dois veículos ter-se-á melhores condições de diminuir as proporções do acidente. Esta variável porém, depende unicamente da ação dos condutores dos veículos, não podendo ser controlada pelo presente projeto.

4.5.2 Distância percorrida durante o impacto d

Quanto maior a distância percorrida durante o impacto menor será a ação dos esforços desenvolvidos.

Esta variável pode e deve ser trabalhada no projeto do pára-choque, pois quanto mais houver participação na deformação plástica dos componentes do caminhão, maior será a distância percorrida no choque para uma mesma força de impacto.

4.5.3 Esforços desenvolvidos em função do tempo decorrido durante o impacto

Quanto maior a duração do impacto menor será a ação dos esforços desenvolvidos.

A equação 4.7 portanto pode ser escrita na seguinte forma

$$d = \frac{tV_a}{2} \quad (4.8)$$

Substituindo-se em 4.5 tem-se:

$$F = \frac{mMV_a}{t(m+M)}$$

A variável tempo pode e deve também ser trabalhada no projeto do pára-choque, pois quanto maior for o tempo de duração do choque para a mesma condição de impacto, maior será o poder de absorção do pára-choque.

No caso do projeto em questão, o aumento da duração do impacto será oferecido pela rede de cabos de aço instalada no pára-choque. Suas características de alta deformação e elasticidade são responsáveis pelo aumento do poder de absorção do choque.

Capítulo 5

5. Projeto (síntese)

5.1 As exigências do mercado

Para se tornar viável a execução de um projeto de pára-choque traseiro de caminhão que atenda às exigências de segurança, faz-se necessário um estudo de mercado que analise as principais falhas apresentadas por este equipamento, sob o ponto de vista de sua funcionabilidade. Faz-se necessário ainda, investigar quais os obstáculos que impedem a eliminação destas falhas.

Conforme apresentado em 4.3, praticamente não existe entre os atuais projetos, a preocupação de se estabelecer uma correlação apropriada entre as dimensões dos pára-choques de automóveis e caminhões.

Esta correlação apropriada deve existir para que eles sejam efetivamente os primeiros componentes a se chocarem no acidente, e assim poderem realmente, executar suas funções de oferecer segurança aos usuários dos automóveis.

5.1.1 Condições restritivas operacionais

Qualquer análise, por mais simples que se apresente, leva à conclusão que o pára-choque traseiro de caminhão deve estar localizado na extremidade traseira do veículo e o mais próximo do solo quanto possível. Estas são condições ideais para que, no momento do impacto, os pára-choques dos dois veículos sejam as primeiras peças a se chocarem, diminuindo assim a velocidade relativa entre eles e evitando ao máximo a penetração do automóvel sob a traseira do caminhão.

Porém, quando se observa as diversas manobras que os caminhões devem executar, instalá-lo na extremidade traseira e o mais próximo do solo são duas condições restritivas de operacionalidade.

Estas condições são restritivas quando o veículo necessita manobrar em plataformas de carga e descarga, rampas muito acentuadas, entrada e saída de balsas para travessias de canais e rios, ultrapassar lombadas e valetas, trafegar por estradas sem pavimentação ou com o pavimento em condições muito irregulares ou ainda cheio de buracos.

Operações de carga e descarga em plataformas de movimentação das transportadoras e dos setores de recebimento e despacho das indústrias, algumas vezes requerem que o caminhão seja manobrado de tal forma que a região extrema da carroçaria ultrapasse o início da plataforma, com o objetivo de facilitar o acesso de empilhadeiras, ou carregadores para trabalhar com a carga. Com o pára-choque instalado na extremidade traseira, fica impossibilitada a realização desta manobra.

Tanto no caso de rampas muito acentuadas, quanto nas operações de entrada e saída de balsas, devido ao balanço da carroçaria do caminhão em relação ao seu eixo traseiro, se o pára-choque estiver posicionado na extremidade traseira e muito próximo do solo, poderá chocar-se contra o mesmo sofrendo avarias.

Concluimos portanto, que para vencer estas restrições, o projeto do pára-choque deverá permitir que ele seja basculante para trás e para cima, sendo que em operações de marcha a ré, com obstáculos, possa ser recolhido totalmente para cima evitando danificar-se e facilitando a manobra.

5.1.2 Condições restritivas comerciais

Projetar e construir um pára-choque traseiro de caminhão que possa proporcionar aumento de segurança para os usuários de automóveis, é um assunto que não tem sido tratado com a devida atenção pelos fabricantes de caminhões e carroçarias. Embora todos concordem da real necessidade do desenvolvimento de equipamentos seguros e eficazes, o aumento dos custos de fabricação e de operação, aliados à ausência de uma legislação que realmente imponha parâmetros seguros a serem alcançados, desestimulam qualquer interesse pela melhoria do equipamento.

As montadoras de veículos pesados produzem e comercializam apenas o caminhão básico, isto é, o veículo é montado e entregue ao comprador sem o equipamento que define com qual tipo de carga ele irá operar.

A fabricação e instalação do compartimento efetivo de carga tais como, carroçaria, caçamba, baú, carreta, prancha, porta container etc são executadas pelas indústrias de encarroçamento, que atende diretamente o interesse de seus clientes, na sua maioria, empresas de transporte que operam com grandes frotas de caminhões.

É deste segmento da indústria portanto, a responsabilidade de projetar, fabricar e instalar os pára-choques traseiros nos caminhões.

Considerando-se que:

Não há interesse dos proprietários de caminhões em aumentar seu custo operacional porque pára-choque mais robusto e seguro implica em aumento de peso do veículo e conseqüente diminuição da carga útil.

Não há interesse dos fabricantes em aumentar seu custo de fabricação, com novos projetos de pára-choque para melhorar a segurança, porque os projetos já existentes no mercado, atendem a todas as condições exigidas pela atual legislação brasileira.

Conclui-se que fazer alterações ou novos desenvolvimentos nos projetos existentes no mercado de caminhões não traz nenhuma vantagem comercial.

5.1.3 Projeto Impacto

O Projeto Impacto é uma força tarefa desenvolvida em parceria entre a universidade, empresas privadas, instituições governamentais, não governamentais e equipe de profissionais altamente interdisciplinar, agregando engenheiros, médicos, advogados, arquitetos, jornalistas, desenhistas, estatísticos, mecânicos, escultores, técnicos de computação e eletrônica, etc.

O projeto impacto tem por objetivo desenvolver e divulgar técnicas ativas e passivas de segurança veicular, sendo que seu primeiro e principal trabalho visa eliminar o efeito guilhotina, viabilizando redução efetiva no número de óbitos, causados em colisões de automóveis contra traseira de caminhões.

Sendo o objetivo deste trabalho de tese um dos primeiros frutos do projeto impacto, foi realizado através da parceria entre a Unicamp e as seguintes empresas:

A Mercedes Benz do Brasil forneceu o caminhão modelo LK 1217 para ser equipado com o pára-choque, bem como material de apoio para o teste.

A Comcabo Comércio e Importação Ltda forneceu a rede de cabos de aço e os grampos para instalação da rede que integra o pára-choque em desenvolvimento.

A Mastra Indústria e Comércio Ltda forneceu o material, fabricou e instalou o pára-choque no caminhão.

A General Motors do Brasil forneceu o automóvel, Vectra, equipado com instrumentos para Registro dos esforços envolvidos no teste de impacto e um boneco para simular o condutor do veículo, também equipado com instrumentos sensores, para análise dos efeitos do choque no elemento humano. O teste foi realizado em moderno laboratório, montado em seu campo de provas Cruz Alta no município de Indaiatuba.

5.2 Projeto do pára-choque

Conforme exposto em 5.1, as exigências de mercado apontam para um pára-choque que tenha basicamente as seguintes características:

- a) absorver ao máximo a energia cinética a ser dissipada durante o choque.
- b) evitar ao máximo a penetração do automóvel sob o compartimento de carga do caminhão.
- c) ser basculante para trás e para cima para que não se danifique contra o solo e facilite manobras em operação com marcha a ré.
- e) ser de fabricação simples e de fácil instalação nos diversos modelos de caminhões e carretas da frota em operação no território nacional.
- d) apresentar pouco ou nenhum aumento de peso em relação aos modelos existentes no mercado.

Estas características levaram a concepção do pára-choque objetivo do presente estudo.

Visando atender as principais características de segurança, o engenheiro L. O. F. SCHMUTZLER concebeu a idéia de um pára-choque construído com uma rede de cabos de aço, que protege toda a traseira do caminhão, servindo de anteparo para evitar que qualquer veículo desgovernado possa penetrar sob a carroçaria, ferindo seus ocupantes.

Esta concepção consiste de uma estrutura de aço, fixada nas longarinas do veículo através de dois eixos articulados e suportada por uma rede de cabos de aço, presa em uma travessa estruturada nas extremidades traseiras dessas longarinas conforme ilustrado na figura 3.1

Este pára-choque conceito é o objetivo deste projeto.

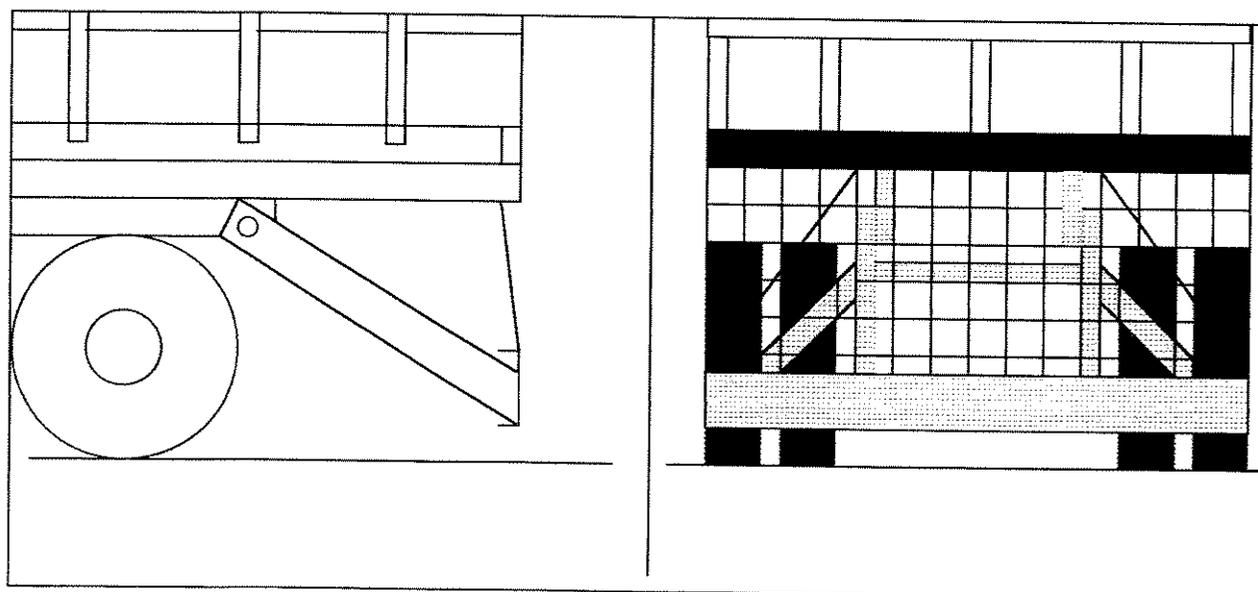


Figura 3.1 Desenho esquemático do pára-choque traseiro

5.2.1 Dimensionamento do pára-choque

O projeto deve ser executado levando-se em conta quais são os parâmetros que se pretende alcançar como segurança passiva. Para isso, torna-se necessário estabelecer sob quais condições de esforços máximos o equipamento será solicitado. Um dos maiores problemas encontrado no presente trabalho é a seleção desses parâmetros. Para tanto apresenta-se abaixo algumas considerações sobre o estudo destes parâmetros, que contribuem para o processo de sua escolha.

5.2.1.1 Velocidade de aproximação

Considerando-se que a escolha da velocidade de aproximação apropriada do automóvel é de extrema importância para elaboração do projeto, deve-se considerar algumas circunstâncias em que ocorrem os acidentes.

A colisão traseira denota perda de controle do motorista sobre o veículo e, as únicas reações possíveis são acionar os freios para diminuir a velocidade e manobrar para sair da traseira do caminhão. Estas atitudes implicam em diminuição da velocidade relativa entre os veículos, no rebaixamento momentâneo da suspensão dianteira devido a frenagem e no choque geralmente descentrado do automóvel em relação ao caminhão devido à manobra para fugir do impacto.

A velocidade de aproximação escolhida é de 60 km/h (16,67 m/s) e esta escolha está baseada no seguinte:

A grande maioria dos acidentes ocorrem em velocidades menores que a escolhida.

Os dispositivos de segurança passiva dos automóveis tais como, pára-choque, cinto de segurança, air bag, rigidez da estrutura dianteira, etc são geralmente projetados e testados para velocidades inferiores à escolhida.

5.2.1.2 Massa do automóvel

A grande maioria da população dos automóveis apresenta variação de sua massa em ordem de marcha mais a carga útil, entre 1000 kg e 1500 kg. A equação 3.5 mostra que quanto maior a massa do automóvel maiores serão os esforços desenvolvidos no impacto, portanto a massa escolhida para efeito do cálculo dimensional é 1500 kg.

5.2.1.3 Massa do caminhão

A grande maioria da população dos caminhões apresenta variação de sua massa em ordem de marcha mais a carga útil entre 3000 kg e 40000 kg. A equação 4.5 mostra que quanto maior a massa do caminhão, maiores serão os esforços desenvolvidos no impacto, portanto a massa escolhida para efeito de cálculo dimensional e de 40000 kg.

5.2.1.4 Energia absorvida no impacto

Utilizando-se a equação 4.3 e considerando-se a velocidade de aproximação do automóvel em relação ao caminhão $V_a = 60\text{km/h}$ pode-se construir a tabela 5.1 que mostra a energia a ser absorvida no impacto entre diferentes tipos de veículos e suas respectivas massas.

Massa kg Automóvel	Caminhão							
	3000	5000	10000	15000	20000	25000	30000	40000
1000	104,2	115,7	126,3	130,2	132,3	133,5	134,4	135,5
1100	111,8	125,2	137,6	142,3	144,8	146,3	147,4	148,7
1200	119,0	134,4	148,8	154,3	157,2	159,0	160,3	161,8
1300	126,0	143,3	159,8	166,2	169,5	171,6	173,1	174,9
1400	132,6	151,9	170,6	177,8	181,7	184,1	185,8	187,9
1500	138,9	160,3	181,2	189,4	193,8	196,5	198,4	200,8

Tabela 5.1 - Energia a ser absorvida pelo impacto [kj]

5.2.1.5 Distância percorrida durante o impacto (d)

A distância percorrida durante o impacto depende muito da rigidez das estruturas dos veículos protagonistas do acidente. Em se tratando de uma medida resultante da deformação elástica e plástica dos materiais que a compõem, torna-se muito difícil sua determinação através de cálculos teóricos precisos. Sua ordem de grandeza somente pode ser conhecida, através do resultados de testes experimentais.

RECHNITZER, SCOTT & MURRAY¹², em seu estudo para projeto e teste de um pára-choque traseiro rígido de caminhão, adotaram os seguintes valores para as grandezas em questão:

$$V_a = 48 \text{ km/h}$$

$$m = 1500 \text{ kg}$$

$$M = 10000 \text{ kg}$$

e escolheram $d = 0,6 \text{ m}$ para dimensionamento do projeto.

5.2.1.6 Força média desenvolvida durante o impacto

Utilizando-se a equação 4.5 e baseando-se no valor $d = 0,6 \text{ m}$ escolhido por RECHNITZER et al para início deste estudo, pode-se construir a tabela 5.2 que mostra as grandezas dos esforços envolvidos.

Massa kg	Caminhão							
	3000	5000	10000	15000	20000	25000	30000	40000
Automóvel								
1000	173,6	192,9	210,4	217,0	220,5	222,6	224,0	225,8
1100	186,3	208,7	229,4	237,2	241,4	243,9	245,6	247,8
1200	198,4	224,0	248,0	257,2	262,1	265,1	267,1	269,7
1300	209,9	238,8	266,3	276,9	282,6	286,1	288,4	291,5
1400	221,0	253,2	284,3	296,4	302,9	306,9	309,6	313,1
1500	231,5	267,1	301,9	315,7	323,0	327,6	330,7	334,7

Tabela 5.2 - Força média desenvolvida no impacto [kN]

Adotando-se o caso extremo correspondente aos maiores valores de m e M e variando-se os valores de d pode-se construir ainda, com a utilização da equação 4.5, a tabela 5.3 que mostra a diminuição da força média do impacto com o aumento da distância percorrida durante o mesmo.

Espaço [m]	Força [kN]
0,60	334,7
0,65	308,9
0,70	286,9
0,75	267,7
0,80	251,0
0,85	236,2
0,90	223,1
0,95	211,4
1,00	200,8
1,05	191,2
1,10	182,5
1,15	174,6
1,20	167,3

Tabela 5.3 Espaço percorrido no impacto versus força média [m] - [kN]

A principal característica do projeto em estudo é sua concepção. Através da movimentação mecânica prevista (efeito alicate) e da rede de cabos de aço, o pára-choque trabalha absorvendo a energia de choque liberada durante o impacto, de forma mais suave e contínua. Observando-se estas características, pode-se concluir que a distância a ser percorrida durante o impacto, será bem maior do que aquela quando da colisão em pára-choque rígido. Estima-se então para fins de elaboração do projeto o valor :

$$d = 0,90 \text{ m}$$

Portanto a força média que age durante o impacto indicada na tabela 5.3 será:

$$F = 223,1 \text{ kN}$$

Considerando-se a força média calculada e ainda que, durante o impacto devem ocorrer picos de esforços que superam em muito seu valor , estima-se então, como valor aceitável que o pára-choque terá que trabalhar com valores de pico máximos desta força, na ordem aproximada de :

$$F = 300 \text{ kN}$$

5.2.2 Resistência do pára-choque traseiro de caminhão e métodos de ensaio

As normas que regulamentam a capacidade de resistência de pára-choque traseiro de caminhões e estabelecem métodos e procedimentos de ensaio para este tipo de equipamento, estão sendo atualmente discutidas e melhoradas no mundo todo.

5.2.2.1 Requisitos técnicos mínimos exigidos no Brasil

No Brasil, a Resolução CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito) Nº 805/95⁰⁸ de 24 de outubro de 1995, estabelece e regulamenta as exigências para projeto, fabricação e utilização de pára-choque traseiro dos veículos de carga.

O anexo a esta resolução especifica no seu item 7, o método de ensaio do pára-choque, estabelecendo as grandezas das cargas estáticas do teste de resistência e seus pontos de aplicação. A figura 5.1 indica o posicionamento para estes pontos.

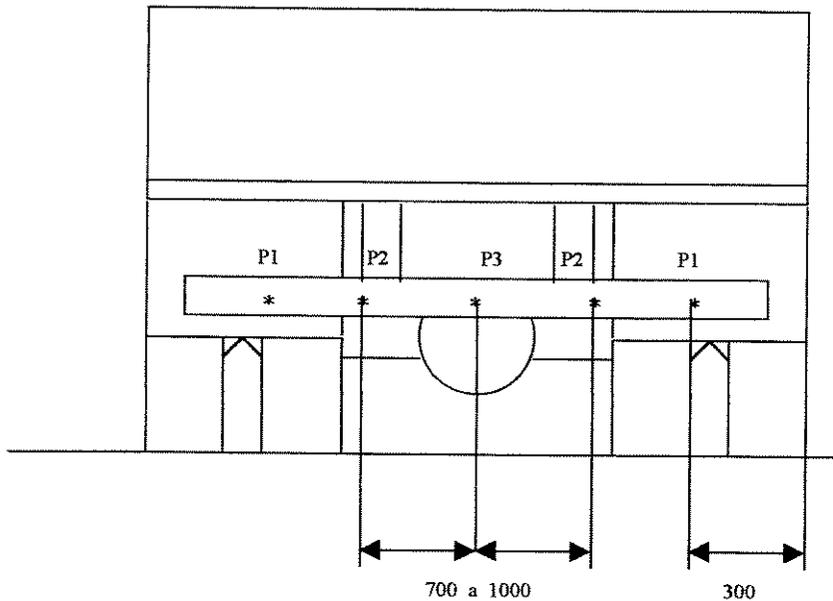


Figura 5.1 Pontos para aplicação das cargas de teste [mm]

O procedimento exigido para teste no anexo da referida resolução é :

"7.5.1. Aplicar sucessivamente aos pontos P1 e ao ponto P3, uma força horizontal igual a 12,5% (doze virgula cinco por cento) do peso total máximo indicado do veículo, porém não excedendo a 25.000 N (vinte e cinco mil Newtons), aproximadamente 2,5 t (dois virgula cinco toneladas)."

"7.5.2. Aplicar sucessivamente aos pontos P2, uma força horizontal igual a 50% (cinquenta por cento) do peso total máximo indicado do veículo, porém não excedendo a 100.000 N (cem mil Newtons), aproximadamente 10 t (dez toneladas)."

5.2.2.2 Requisitos técnicos mínimos exigidos em outros países

Apesar de ser um assunto que desperta grande interesse e preocupação no mundo todo, encontra-se pouca literatura a esse respeito.

No entanto, o trabalho de pesquisa realizado por RECHNITZER¹³ apresenta uma tabela mostrando um resumo comparativo das várias cargas de teste estático recomendadas na Europa e Estados Unidos. Estas recomendações são baseadas nos valores de cargas calculadas teoricamente, e seus valores estão apresentados na tabela 5.4. Estes valores baseiam-se também, nos resultados de diversos testes de impacto, realizados por vários pesquisadores e por centros internacionais de pesquisa.

Localização da força de teste	Europa ECE	Estados Unidos	Landwieder & Danner	Beerman (Alemanha)	Rechnitzer Scott & Murray (1993)	Rechnitzer (1997)
Extremidades	25	50	100	100	100	200
Centro	25	50	-	100	100	100
Intermediários	100	100	150	150	150	200

Tabela 5.4 Aplicação de força para teste do pára-choque [kN]

Tanto a norma europeia ECE - R 58 quanto a americana N.H.T.S.A. apresentam baixos valores de carga de teste e os pára-choques por elas dimensionados tornam-se ineficientes para caso de acidentes envolvendo veículos mais pesados e em maiores velocidades.

Visto que a Resolução CONTRAN N° 805/95 baseia-se nos valores da ECE - R58, conseqüentemente os pára-choques nela especificados são incapazes de evitar o efeito guilhotina, ou seja, a intrusão do automóvel sob a carroçaria do caminhão, principalmente quando o choque se dá fora de centro, atingindo a extremidade do pára-choque do caminhão.

Os valores recomendados por RECHNITZER¹² - 1993 - foram concluídos com a realização de testes de impacto com a seguintes características:

Massa do automóvel	1420kg
Massa do caminhão	10000kg
Velocidade de impacto	50,0km/h
Força média teórica	232kN
Força máxima de pico	310kN

Os valores propostos por RECHNITZER¹³ - 1997 - foram concluídos com a realização de teste de impacto com a seguintes características:

Massa do automóvel	1350kg
Massa do caminhão	9100kg
Velocidade de impacto	75,0km/h
Força média teórica	300kN
Força máxima de pico	350kN

5.2.2.3 Esforços considerados, para efeito de dimensionamento do pára-choque traseiro de caminhão

Levando-se em conta os valores teóricos calculados neste estudo para a força de impacto, obtidos em 5.2.1.6:

Força média teórica	223,1kN
Força máxima de pico	300kN

e os valores relacionados na tabela 5.4, adota-se, para dimensionamento deste pára-choque, valores intermediários entre aqueles recomendados por RECHNITZER 1993 e 1997. Conforme MARIOLANI et al¹⁴:

Força nos pontos das extremidades	150kN
Força no ponto central	150kN
Força nos pontos intermediários	200kN

5.2.3 Análise por elementos finitos

Após a identificação da grandeza dos esforços para os quais o pára-choque será dimensionado, a análise de um modelo do mesmo através de elementos finitos, permitirá dimensionar seus componentes estruturais, para que trabalhem dentro dos limites de elasticidade dos materiais empregados no seu projeto.

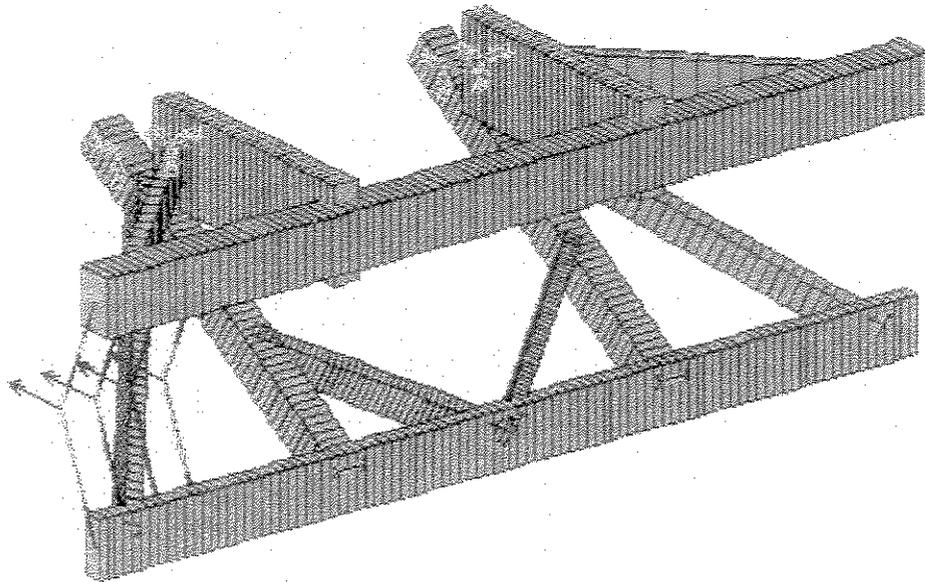


Figura 5.2 - Aplicação das cargas no pára-choque

Escolheu-se para dimensionamento, a pior condição de trabalho do pára-choque, que é aquela em que o choque se dá na região lateral, fora de centro, onde os esforços concentrados são maiores tanto no caminhão quanto no automóvel.

A força teórica de impacto, adotada para este dimensionamento conforme 5.2.2.3 é então de 150kN . Considera-se a mesma distribuída pelos primeiros quatro cabos de aço da extremidade lateral do pára-choque, conforme indicado na figura 5.2, sendo que para cada um deles a força aplicada é de 37,5kN.

A figura 5.3 apresenta um desenho esquemático tipo "wire structure" estrutura de arame, que mostra os principais nós, onde ocorrem as maiores concentrações de tensões.

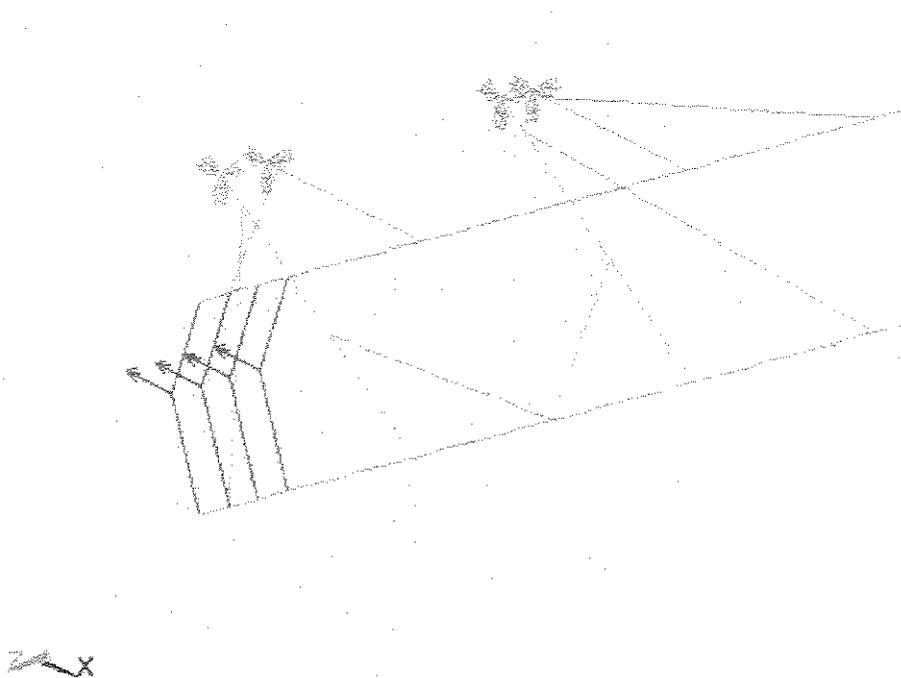


Figura 5.3 - Principais pontos de concentração de tensões

O programa utilizado para gerar nós intermediários e determinar os pontos de concentração de tensões é o "ANSYS Engineering Analysis System Revision 5.2" (Swanson Analysis System) apresentado no apêndice um.

A figura 5.4 apresenta o resultado da composição dos esforços e mostra através de suas cores, as regiões da estrutura do pára-choque, correspondentes às tensões calculadas. Os valores estão em ordem crescente, da cor roxa até a vermelha e estão expressos na unidade Pascal multiplicados por potências de dez.

Exemplo:

A variação dos valores de tensão representadas esquematicamente entre a cor amarela e a laranja é da ordem de:

$$0.172 \times 10^9 \text{ Pa} = 172 \text{ N/mm}^2$$

A cor vermelha corresponde às maiores concentrações de tensão e foram controladas pelo projeto para que permanecessem dentro dos limites de elasticidade do material empregado para fabricar o pára-choque.

$$0,245 \times 10^9 \text{ Pa} = 245 \text{ N/mm}^2$$

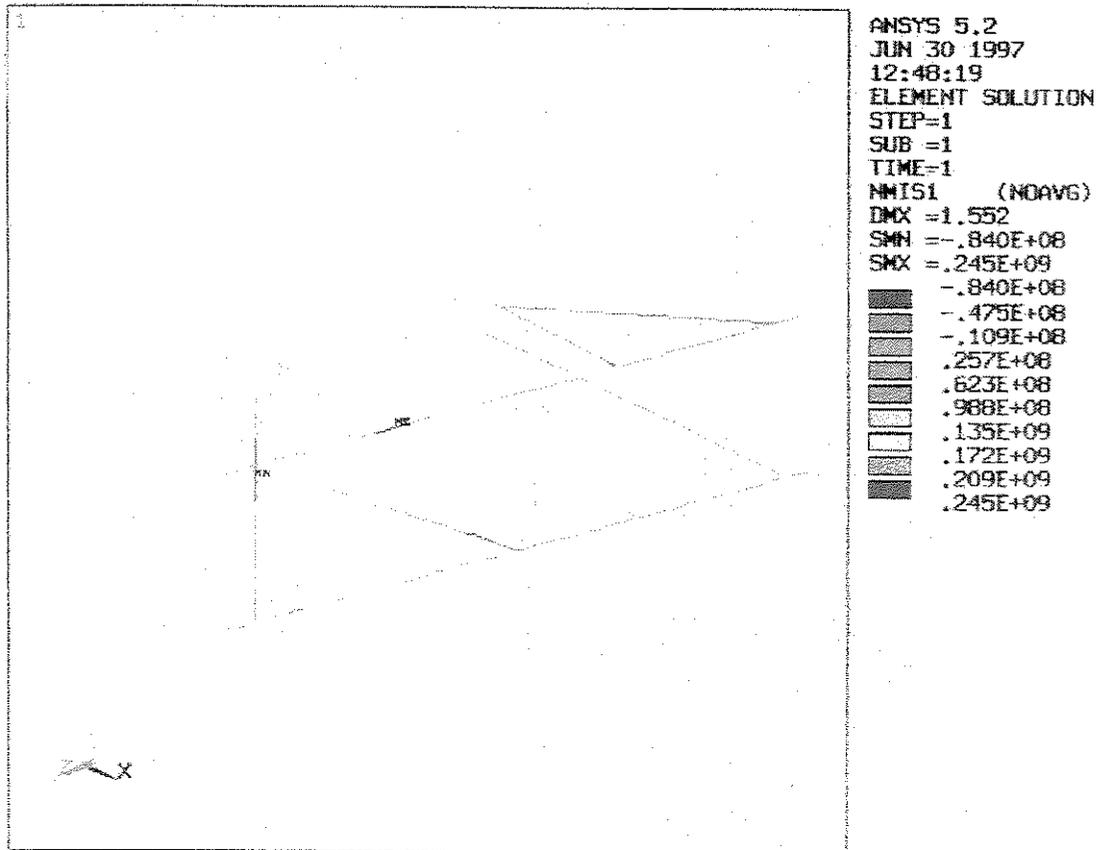


Figura 5.4 Distribuições das concentrações, de tensões [Pa]

5.2.4 Desenhos e detalhamento do projeto - AutoCAD

Conforme apontado em 5.1.5 o veículo designado para teste do projeto impacto é um caminhão Mercedes modelo LK 1217 que será montado com as seguintes dimensões:

Distância entre as longarinas do chassis $a = 901 \text{ mm}$

Altura das longarinas (viga U) $b = 255 \text{ mm}$

Largura das longarinas $c = 75.5 \text{ mm}$

Espessura da chapa das longarinas $d = 7,0 \text{ mm}$

Altura das longarinas em relação ao solo

Veículo carregado $e = 725 \text{ mm}$

Veículo vazio $f = 855 \text{ mm}$

Distância entre o final da longarina e o final
da carroçaria

$g = 0 \text{ mm}$

Largura do maior eixo veicular traseiro

$h = 2445 \text{ mm}$

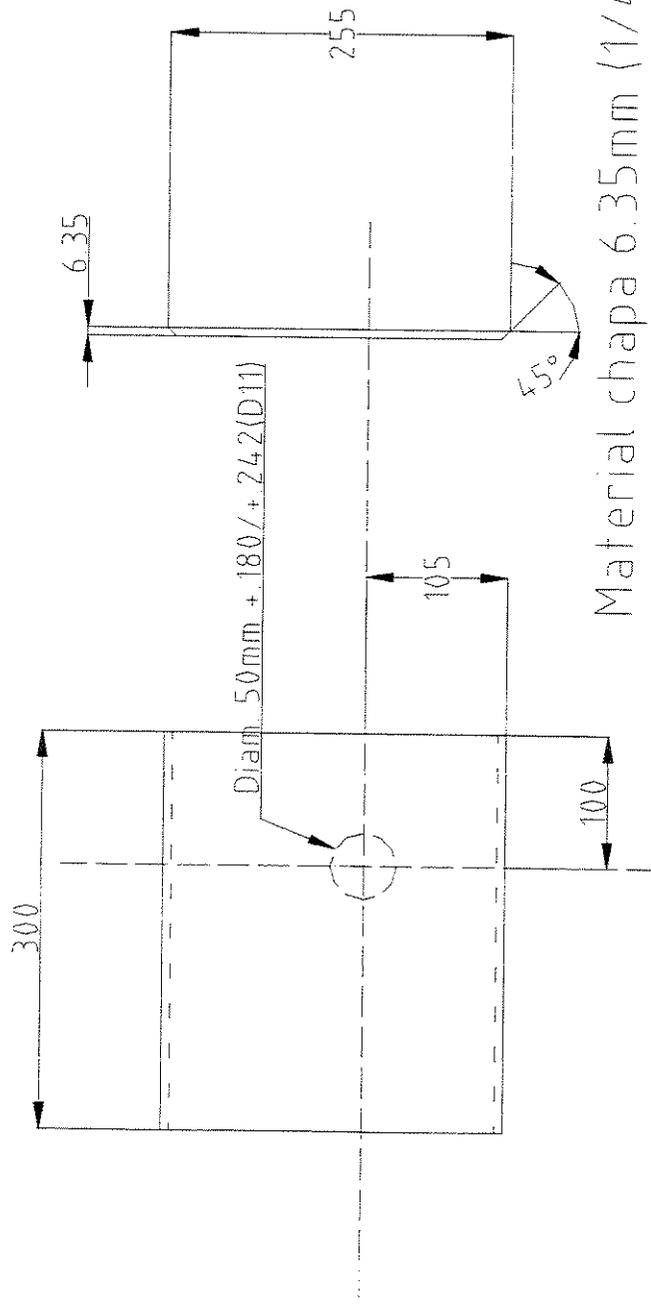
Com as dimensões estabelecidas para o caminhão objeto do teste, pode-se então apresentar o projeto do pára-choque que foi organizado em uma lista de peças que o compõem conforme seqüência:

Projeto impacto - Lista de peças

NÚMERO	NOME	QTD.
PI 0001	Conjunto do pára-choque	1
PI 0002	Chapa reforço externa longarina dir.	1
PI 0003	Chapa reforço externa longarina esq.	1
PI 0004	Conjunto do braço	2
PI 0005	Eixo	2
PI 0006	Conjunto inferior do pára-choque	1
PI 0007	Viga esquerda do braço	2
PI 0008	Viga direita do braço	2
PI 0009	Viga reforço externa esquerda	1
PI 0010	Viga reforço externa direita	1
PI 0011	Viga reforço interna esquerda	1
PI 0012	Viga reforço interna direita	1
PI 0013	Viga superior	1
PI 0014	Viga do pára-choque	1
PI 0015	Viga de reforço superior	2
PI 0016	Chapa reforço interna das longarinas	2
PI 0017	Conjunto do olhal 3/4" longo	10
PI 0018	Conjunto do olhal 3/4" curto	4
PI 0019	Conjunto do olhal 1/2"	36
PI 0020	Cabo de aço 1/2" galvanizado [m]	9
PI 0021	Cjto grampo "U" cabo de aço 1/2"	48
PI 0022	Cabo de aço 8mm galvanizado [m]	25
PI 0023	Cjto grampo "U" cabo de aço 8mm	108
PI 0024	Arruela do eixo	6
PI 0025	Contrapino	4

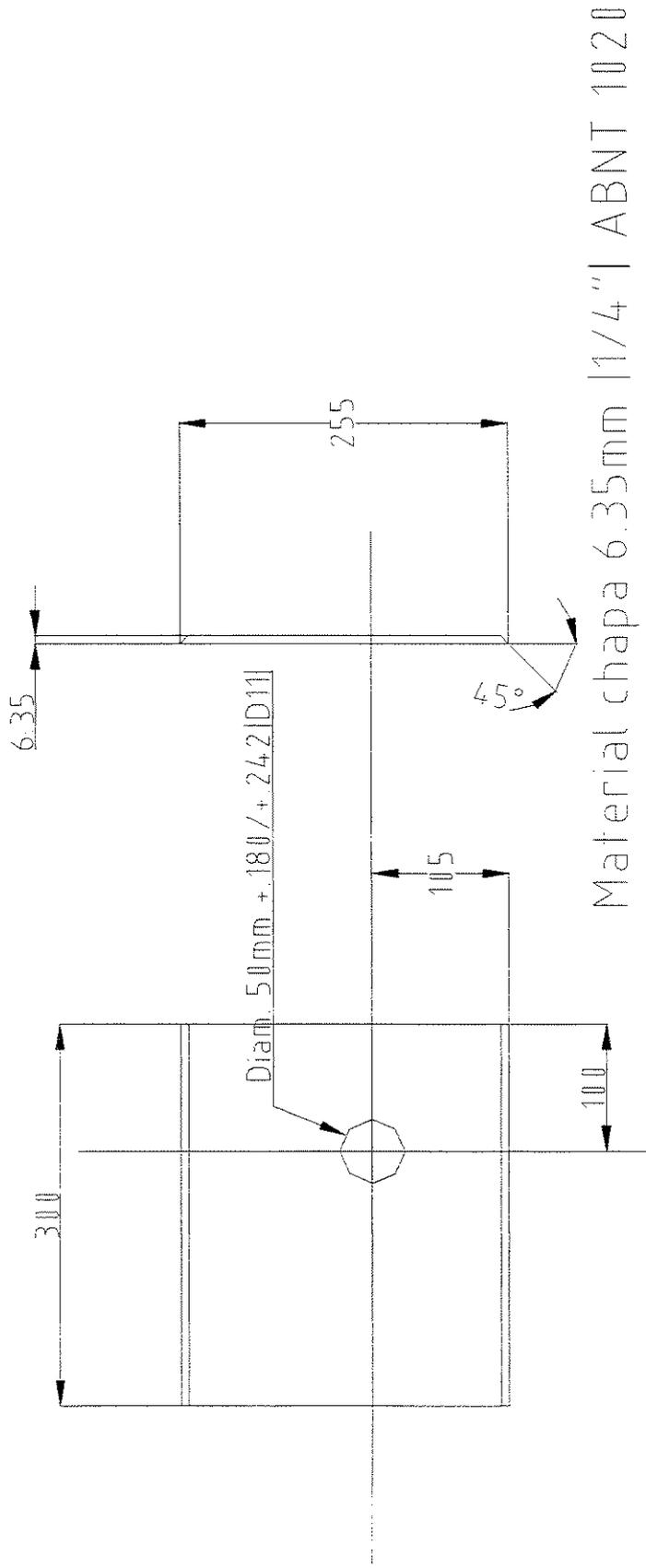
Tabela 5.5 Lista de peças que compõem o projeto do pára-choque

Seguem-se os desenhos de fabricação e montagem do pára-choque, conforme seqüência da lista de peças, excluindo-se apenas os componentes comprados prontos.



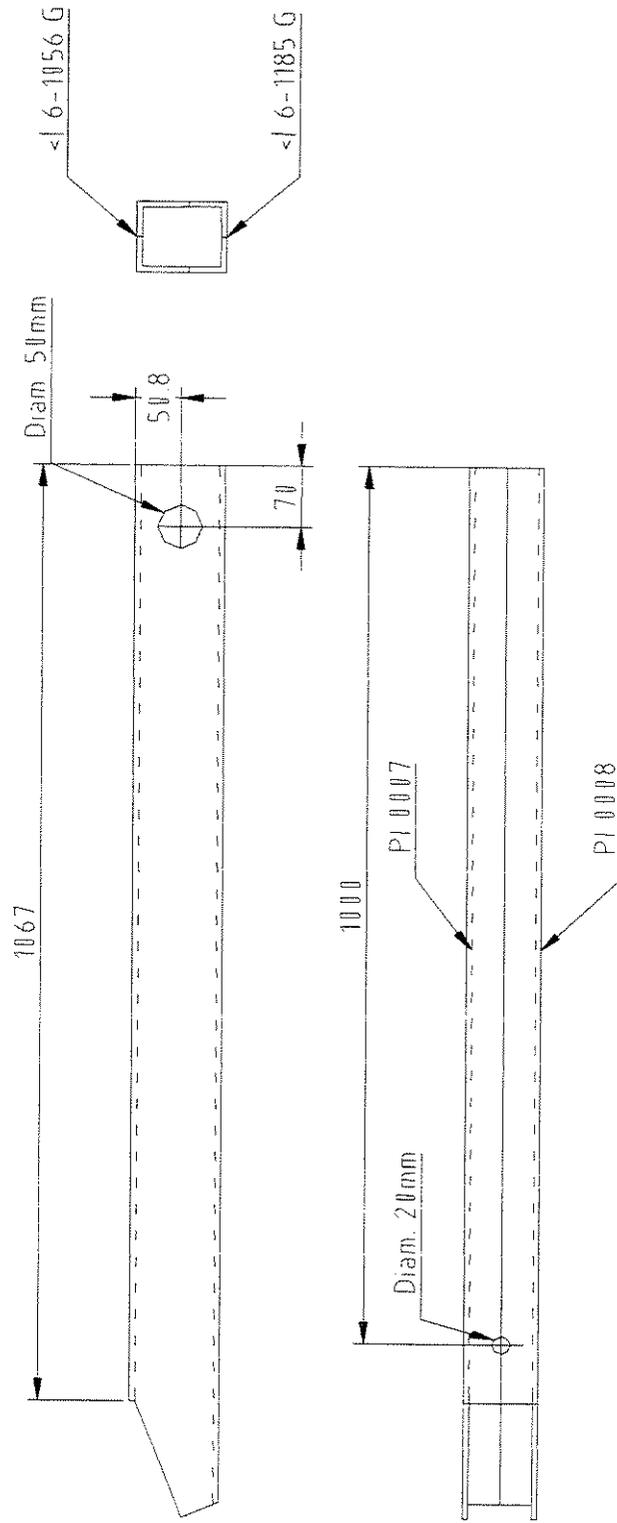
Material chapa 6.35mm (1/4") ABNT 1020

UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Chapa reforço externo longarina dir.	PI 00002

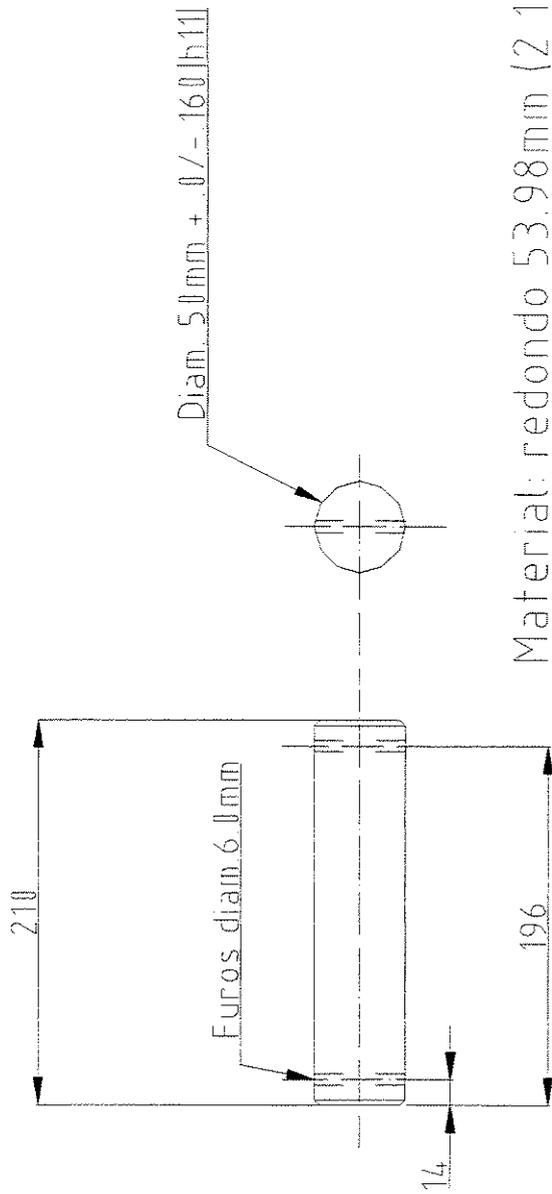


Material chapa 6.35mm | 1/4" | ABNT 1020

UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R.13	
Chapa reforço externo longarina esq	PI 00003

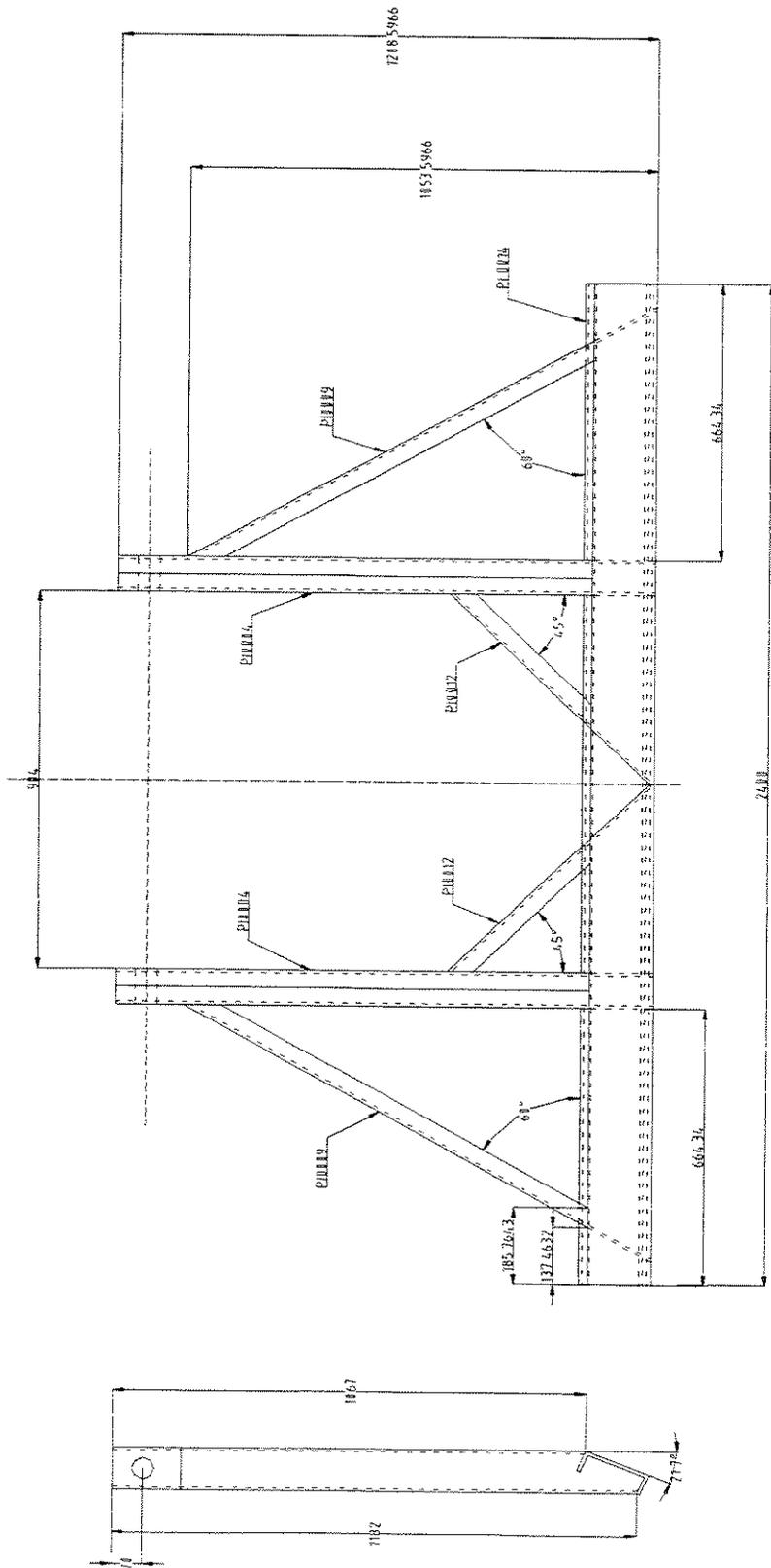


UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Conjunto do braço	PI 00004

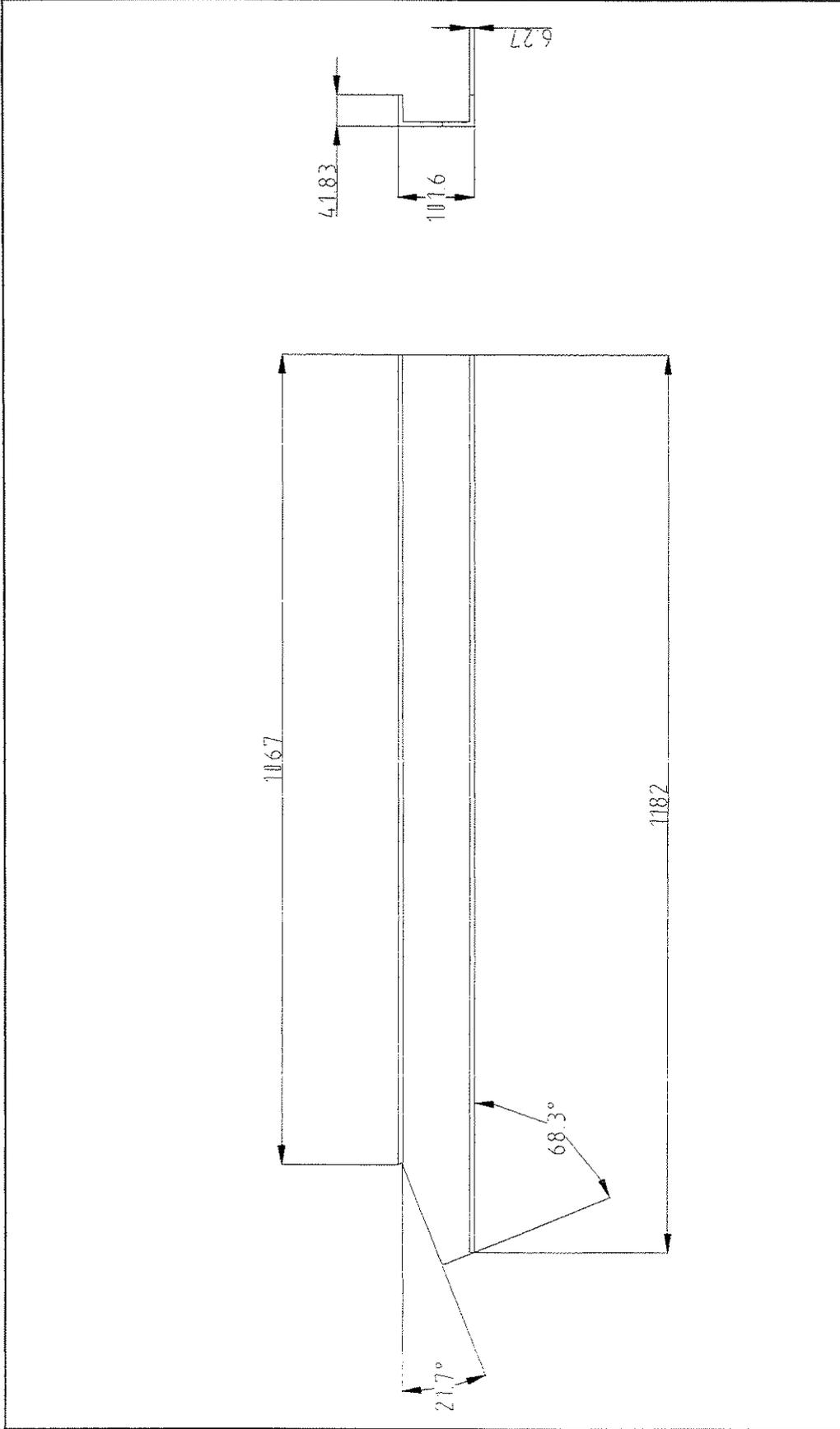


Material: redondo 53.98mm (2 1/8") ABNT 1035
 temperar e revenir para 35RC

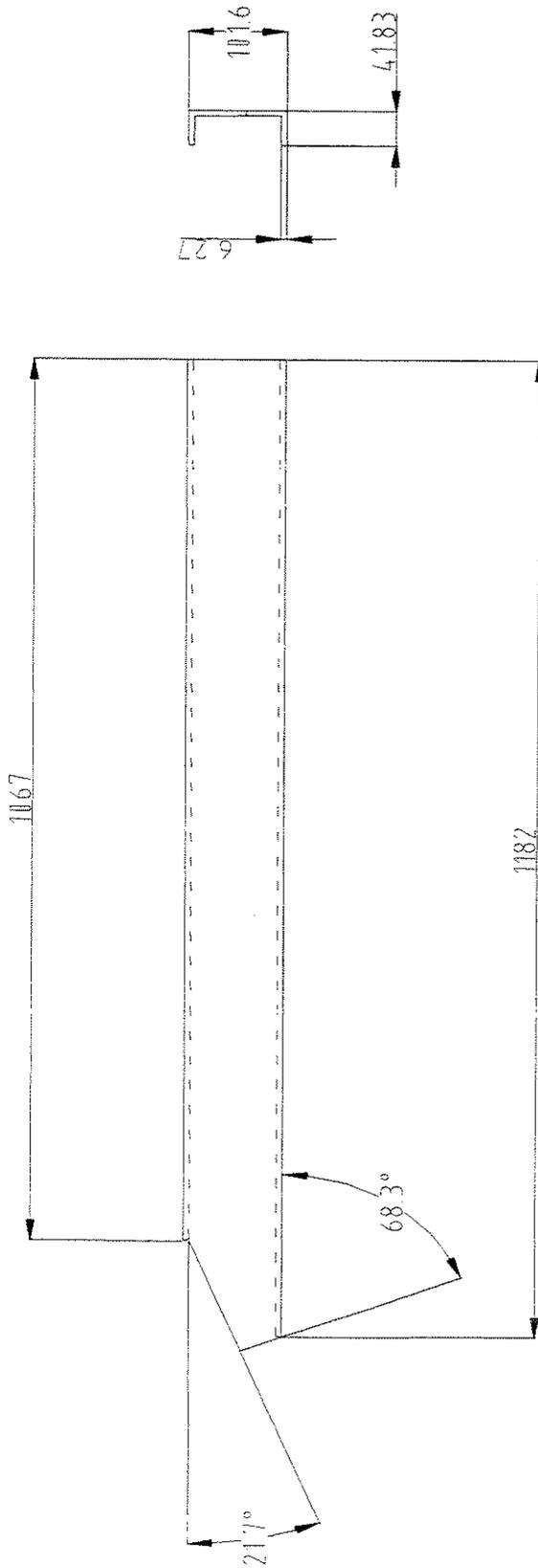
UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
EIXO	PI 00005



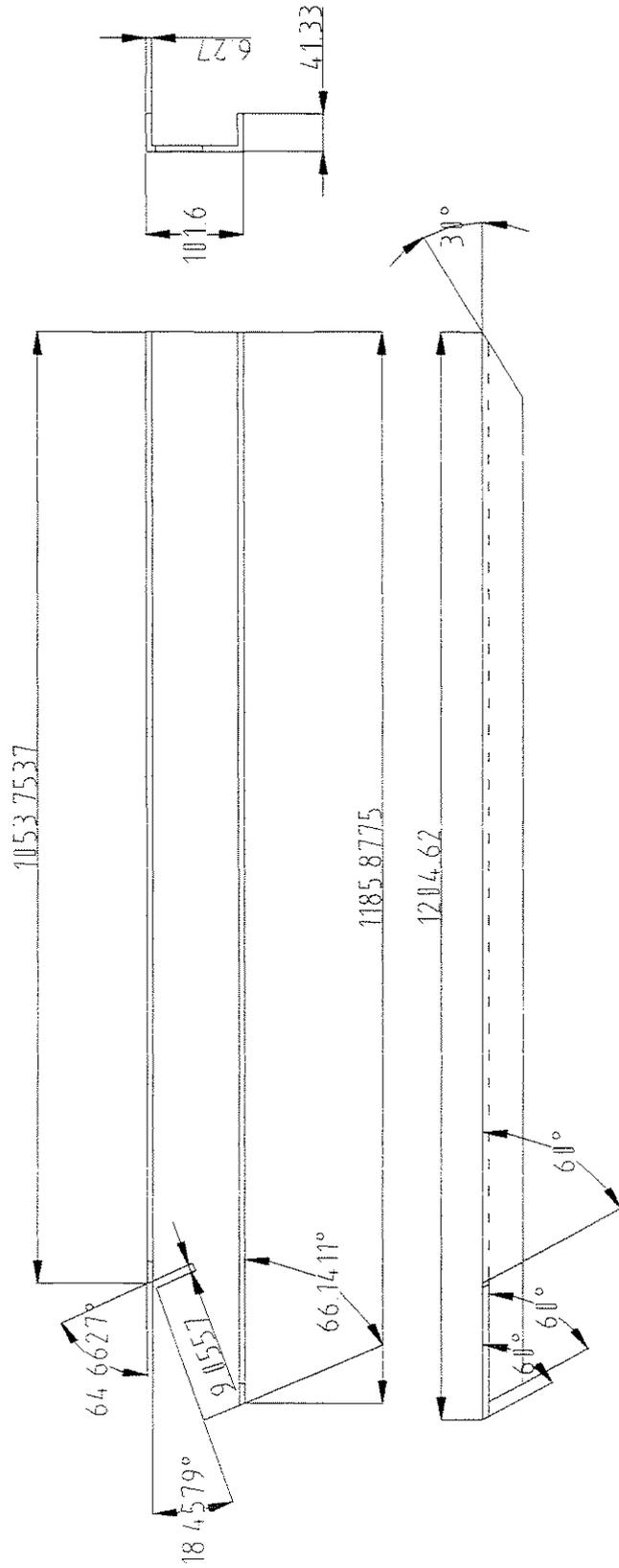
UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Conjunto inferior do pára-choque	PI 00006



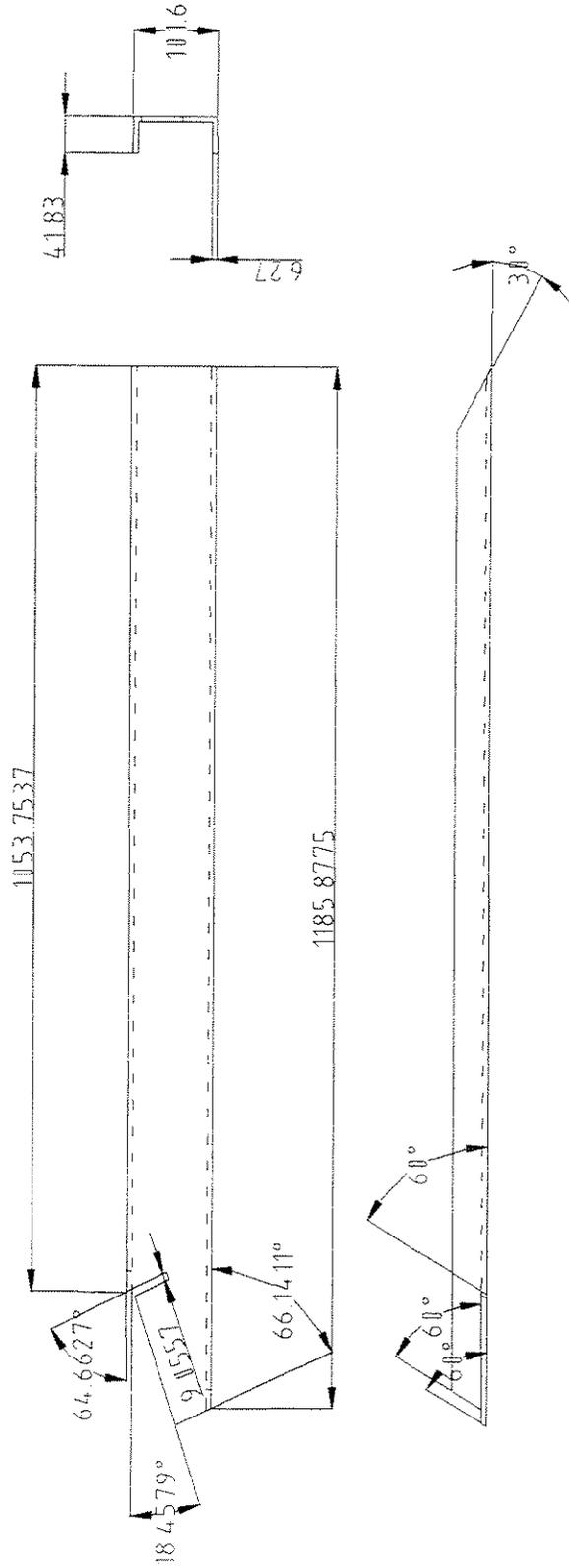
UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Viga esquerda do braço	PI 00007



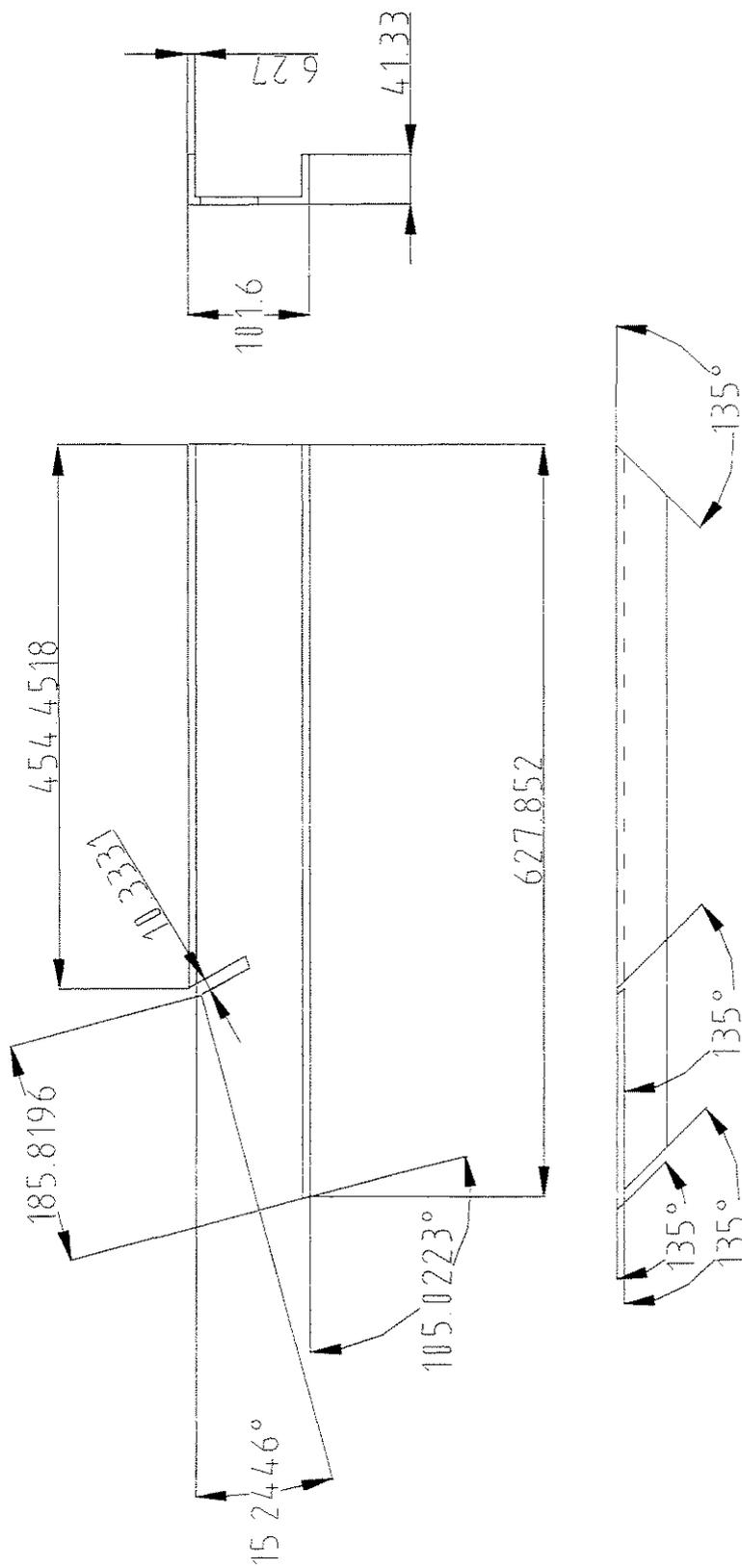
UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Viga direita do braço	PI 00008



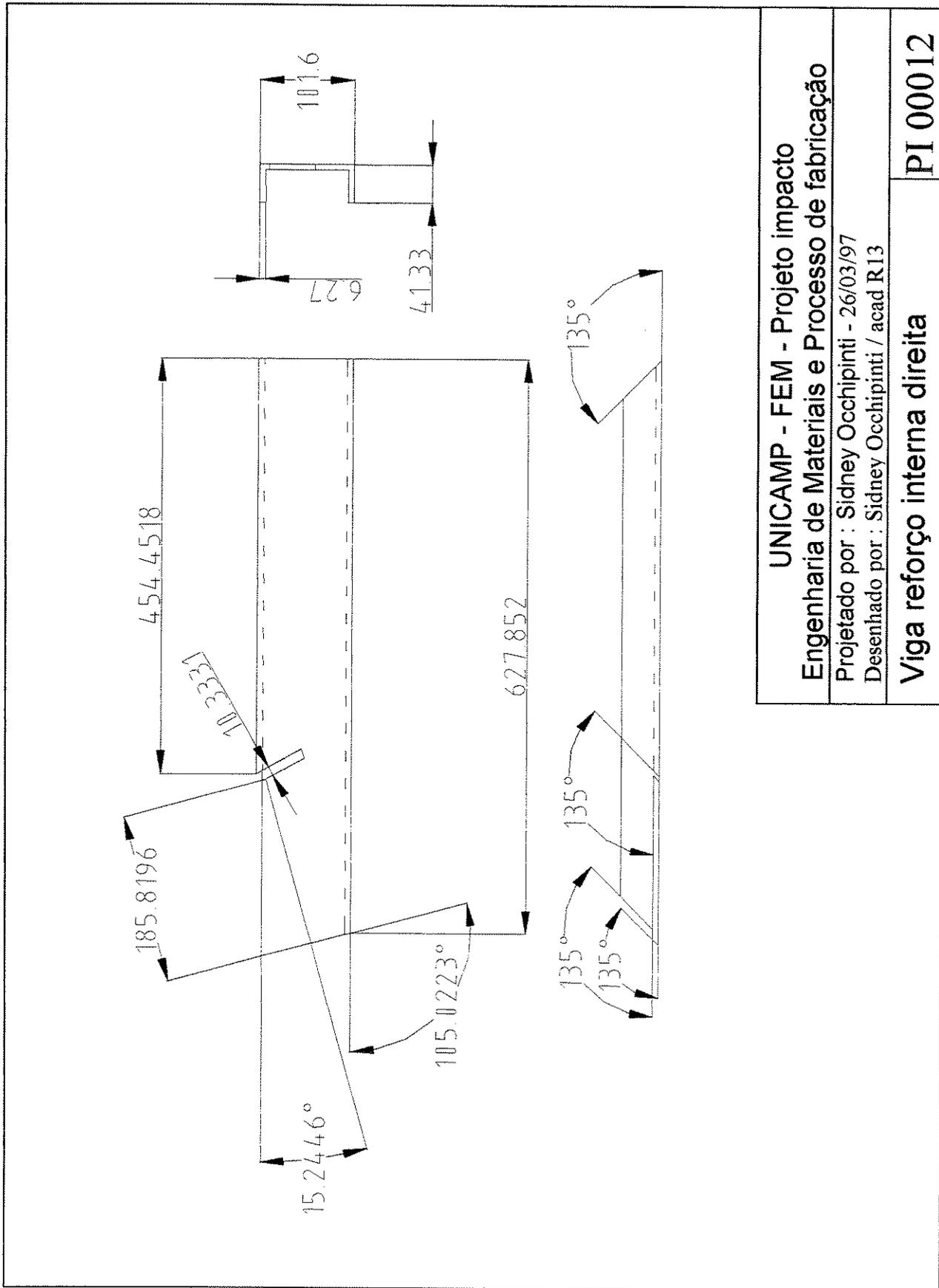
UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Engenharia de Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Viga reforço externa esquerda	PI 00009



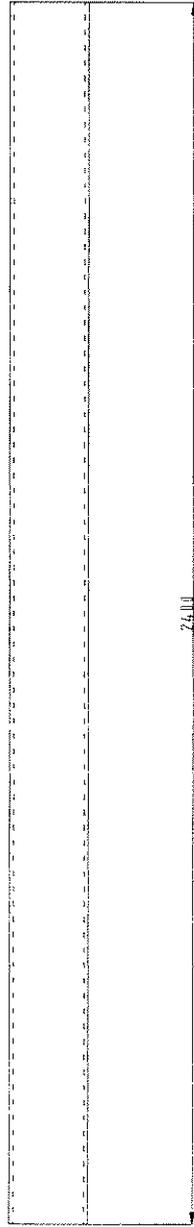
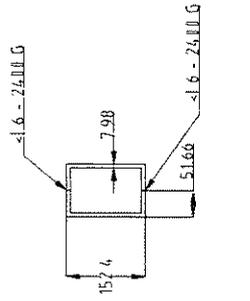
UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Engenharia de Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Viga reforço externa direita	PI 00010



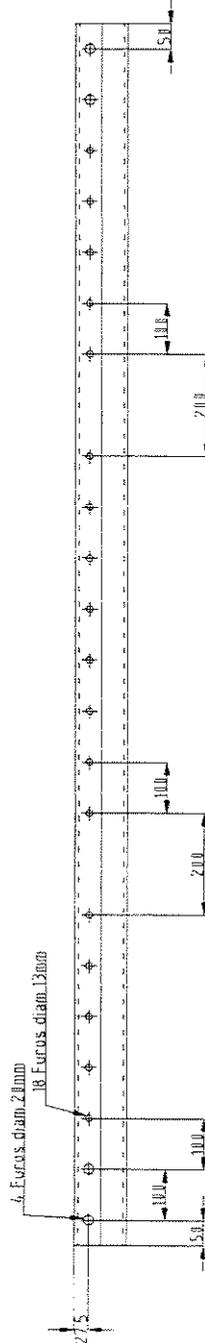
UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Engenharia de Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Viga reforço interna esquerda	PI 00011



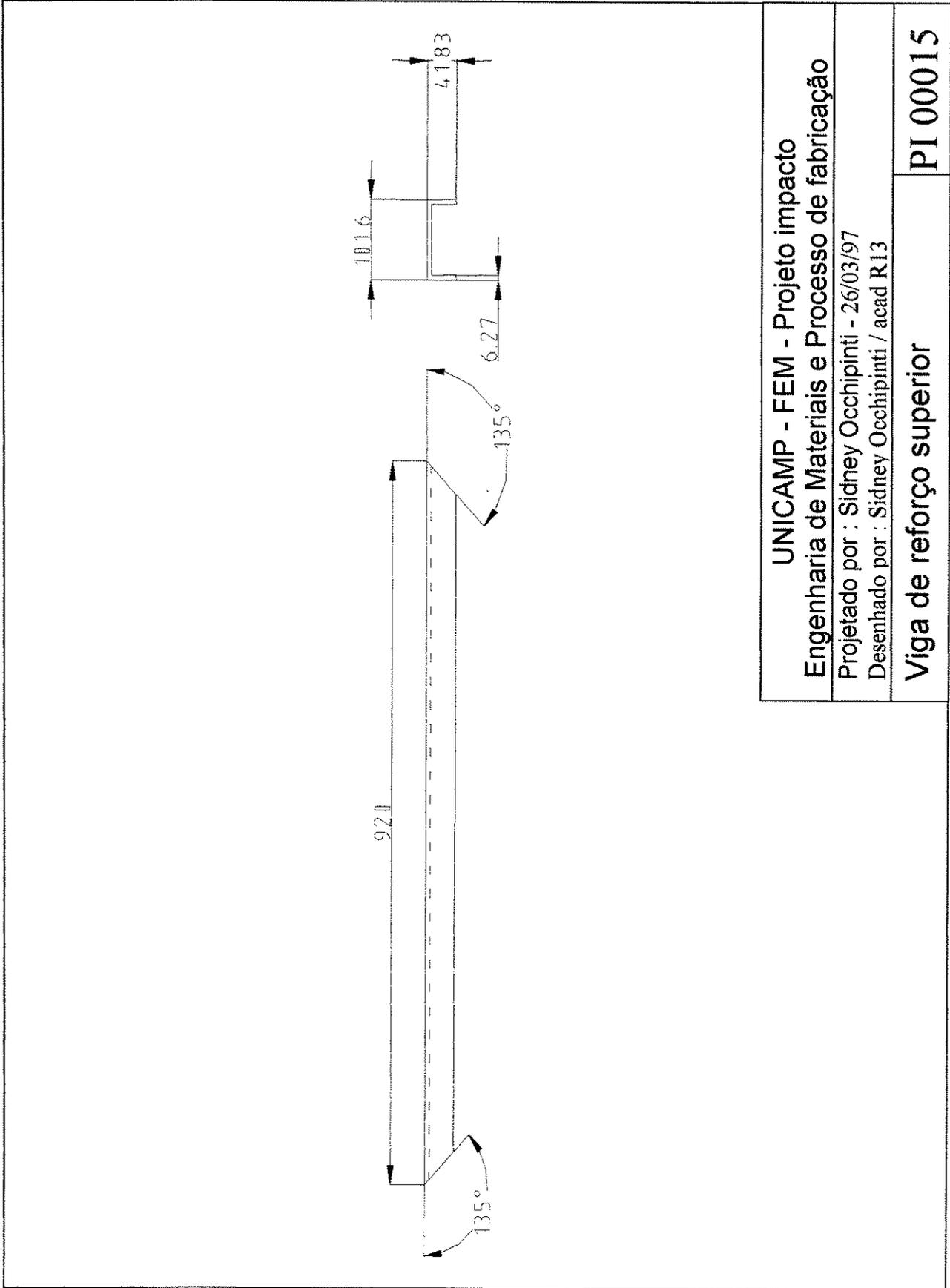
UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Engenharia de Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Viga reforço interna direita	PI 00012



Material 2 vigas 152.4 x 51.66 x 7.98mm comprim 2400mm



UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Engenharia de Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Viga superior	PI 00013



UNICAMP - FEM - Projeto impacto

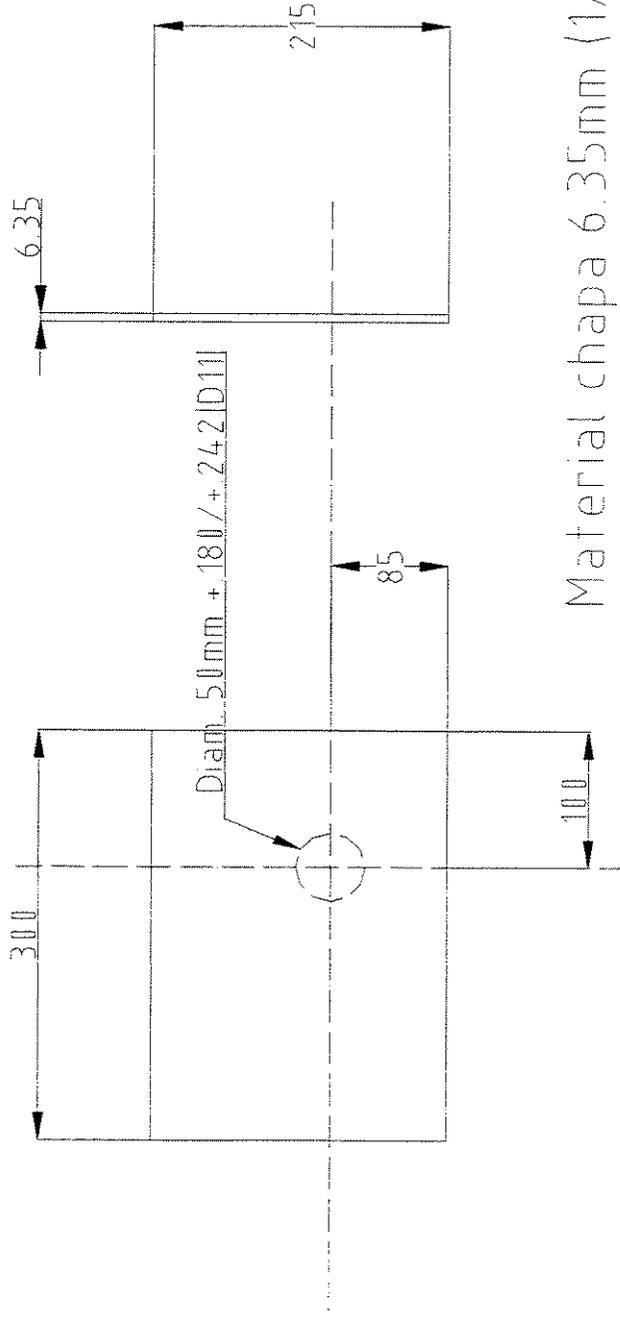
Engenharia de Materiais e Processo de fabricação

Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97

Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13

Viga de reforço superior

PI 00015



Material chapa 6.35mm (1/4") ABNT 1020

UNICAMP - FEM - Projeto impacto	
Engenharia de Materiais e Processo de fabricação	
Projetado por : Sidney Occhipinti - 26/03/97	
Desenhado por : Sidney Occhipinti / acad R13	
Chapa reforço interno da longarina	PI 00016

Capítulo 6

6. Materiais, processo de fabricação e teste

6.1 Materiais utilizados no pára-choque

Embora o pára-choque em estudo seja um pára-choque conceito, oriundo de uma idéia inédita e que apresenta uma concepção completamente diferente de todos os modelos atuais, procurou-se executar sua construção de maneira simples e racional. No entanto é preciso registrar que este trabalho tem como principal objetivo, testar e aprovar este novo conceito de atuação de pára-choque traseiro de caminhão. Este objetivo deverá ser atingido através da construção de um protótipo, que após ser submetido ao teste de impacto, será analisado e provavelmente redimensionado, para que possa atender de forma mais ampla e completa às expectativas do mercado.

Conforme apresentado em 5.2.3, no detalhamento do projeto, a escolha dos materiais aplicados no pára-choque recaiu sobre chapas e perfis de aço mais comuns do mercado. Selecionou-se ainda, a menor diversificação possível de suas dimensões, a fim de facilitar e simplificar sua fabricação. Isto, não só em relação ao processo produtivo, como também quanto a diversidade de matéria-prima em estoque e sua armazenagem.

Além da escolha racional dos perfis utilizados, as demais peças que compõem o equipamento são itens prontos, comprados facilmente no mercado e que são utilizados somente no processo final de montagem, tais como porcas, arruelas, grampos "U" para fixação dos cabos de aço, parafusos com olhal para montar e fixar os cabos de aço na estrutura do pára-choque, etc.

Pode-se portanto, dividir os itens que compõe o pára-choque em dois grupos principais. O grupo de materiais adquiridos, que serão utilizados no processo produtivo das peças fabricadas e o grupo de componentes que já vem prontos, adquiridos para a montagem final.

Além destes dois grupos que serão descritos a seguir, também entram no processo de fabricação outros materiais que são chamados de insumos. São aqueles que participam indiretamente do processo produtivo tais como abrasivos, discos de corte, ferramentas de usinagem, gases, eletrodos para solda, óleos, graxas etc.

Grupo dos materiais empregados nas peças produzidas, suas dimensões principais propriedades:

Viga U 152,40 x 51,66 x 7,98 mm - ABNT 1020

Momento de inércia eixo da altura	628,5 cm ⁴
Momento de inércia eixo das abas	36,2 cm ⁴
Módulo de resistência para o eixo da altura	81.93 cm ³
Módulo de resistência para o eixo das abas	9.34 cm ³
Peso específico	15,63 kgf/m

Viga U 101,60 x 41.83 x 6,27 mm - ABNT 1020

Momento de inércia eixo das abas	15,8 cm ⁴
----------------------------------	----------------------

Momento de inércia eixo da altura	170,6 cm ⁴
Módulo de resistência para o eixo da altura	34,41 cm ³
Módulo de resistência para o eixo das abas	5,24 cm ³
Peso específico	15,63 kgf/m

Chapa ABNT 1020

Espessura	6.35 mm
Peso específico	49,85 kgf/m ²

Perfil redondo ABNT 1035

Diâmetro	53.98 mm
Momento de inércia	41,69 cm ⁴
Módulo de resistência	15,45 cm ³
Peso específico	17.96 kgf/m

Cabo de aço galvanizado 6 x 7 + AF

Diâmetro	8,0 mm
Carga de ruptura mínima efetiva	3350 kgf
Peso específico	0,220 kgf/m

Cabo de aço galvanizado 6 x 7 + AF

Diâmetro	13,0 mm
Carga de ruptura mínima efetiva	8800 kgf
Peso específico	0,560 kgf/m

Grupo dos componentes comprados prontos

Lista de peças:

Arruela do eixo de articulação
Contrapino do eixo de articulação
Conjunto do olhal 3/4" corpo longo
Conjunto do olhal 3/4" corpo curto
Conjunto do olhal 1/2" corpo longo
Conjunto de grampo U para cabo de aço de 13mm
Conjunto de grampo U para cabo de aço de 8mm

6.2 Processo de fabricação do pára-choque

O pára-choque foi produzido e fornecido pela Mastra Indústria e Comércio Limitada, empresa sediada na cidade de Limeira, SP, que atua no mercado de auto-peças.

O processo de fabricação do pára-choque foi dividido em três etapas, sendo que na primeira realizou-se a fabricação das estruturas e peças avulsas, na segunda desenvolveu-se a preparação do chassi do caminhão para receber o pára-choque e finalmente a terceira onde se efetuou a montagem dos componentes produzidos e comprados que são partes integrantes do pára-choque no caminhão.

Primeira etapa: Fabricação das estruturas e peças avulsas.

O processo de corte e recorte dos detalhes das vigas e peças estruturais realizou-se através de operações com serra mecânica e corte oxi-acetileno.

As estruturas soldadas, PI 0005 Conjunto do pára-choque e PI 0014 Conjunto da viga superior, tiveram seus componentes montados e soldados através de processo de solda elétrica obedecendo as normas DIN 1911 e 1912. Foram usinadas conforme especificado nos desenhos mostrados em 5.2.1.

Para a montagem e soldagem do conjunto PI 0005 desenvolveu-se um gabarito capaz de garantir a concentricidade entre os dois furos de montagem da articulação do pára-choque. Trata-se de um eixo redondo conforme especificado no desenho da figura 6.1.

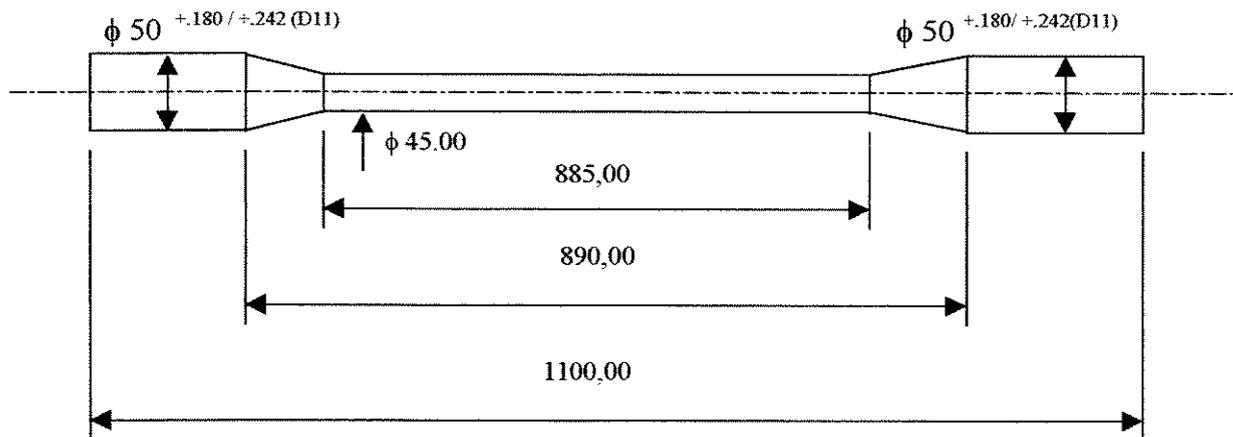


Figura 6.1 Dispositivo para montagem do pára-choque

As chapas de reforço para as longarinas do caminhão, PI 0002, PI 0003 e PI 0016 foram cortadas de chapa com 6,35 mm (1/4") de espessura, material ABNT 1020 e o furo para articulação do pára-choque usinado com 50mm de diâmetro com ajuste de tolerância para furos D11

O eixo PI 0004 foi torneado para 50mm de diâmetro, a partir de perfil redondo $\phi = 53,98$ mm (2 1/8"), material ABNT 1035 com ajuste de tolerância para eixos h11. Inclui-se em seu processo de fabricação temperar e revenir para 35 RC melhorando assim, suas características de resistência mecânica e de desgaste.

O ajuste D11/h11 foi escolhido conforme Norma Brasileira para Sistema de Tolerâncias e Ajustes NB - 86 para permitir o movimento entre as articulações, garantindo uma folga mínima de 0,180 mm entre o furo e o eixo para que não ocorra bloqueio do movimento.

Segunda etapa: Preparação do chassi do caminhão

A preparação do chassi do caminhão foi feita baseada no desenho de montagem do projeto impacto PI 0001.

As longarinas foram recortadas através do processo de corte oxi-acetileno para receberem a estrutura da viga superior.

A estrutura da viga superior PI 0013 em conjunto com seus reforços PI 0015 foram montados e soldados conforme posicionamento mostrado em PI 0001.

As longarinas do caminhão receberam furos através de processo oxi-corte para montagem das chapas das articulações. Os furos foram recortados para o diâmetro de 60 mm, aproveitando-se os furos de menor diâmetro, já existentes no local, utilizados para passagem do chicote das lanternas traseiras.

As peças PI 0002, PI 0003 e PI 0016 foram montadas e soldadas nas longarinas conforme mostrado no desenho PI 0001, utilizando-se, para isto o dispositivo mostrado na figura 6.1 a fim de garantir a concentricidade entre os furos das articulações.

Terceira etapa: Montagem do pára-choque no caminhão

Com o caminhão preparado para receber os componentes do pára-choque, executou-se a

montagem de todos os itens com especial atenção para a montagem final da rede de cabos de aço, a qual determinará o ajuste da altura entre o solo e a viga inferior do pára-choque.

As figuras 6.2, 6.3 e 6.4 mostram fotos da montagem final do pára-choque no caminhão.

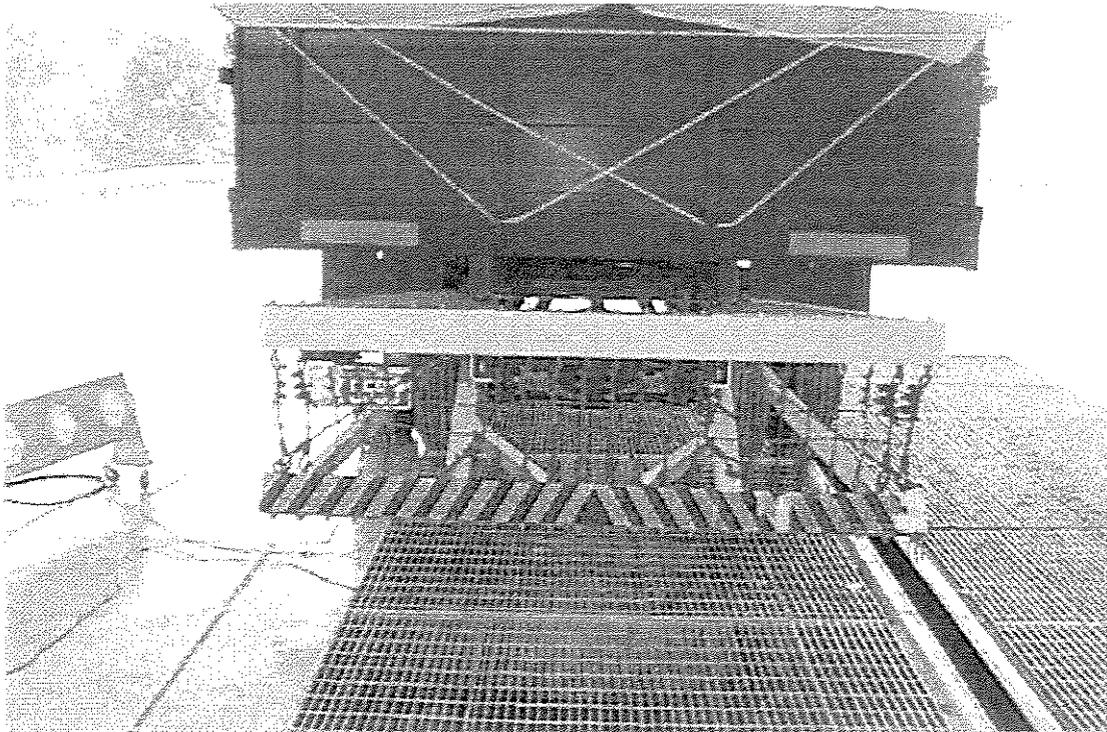


Figura 6.2 Foto da montagem do pára-choque em vista traseira.

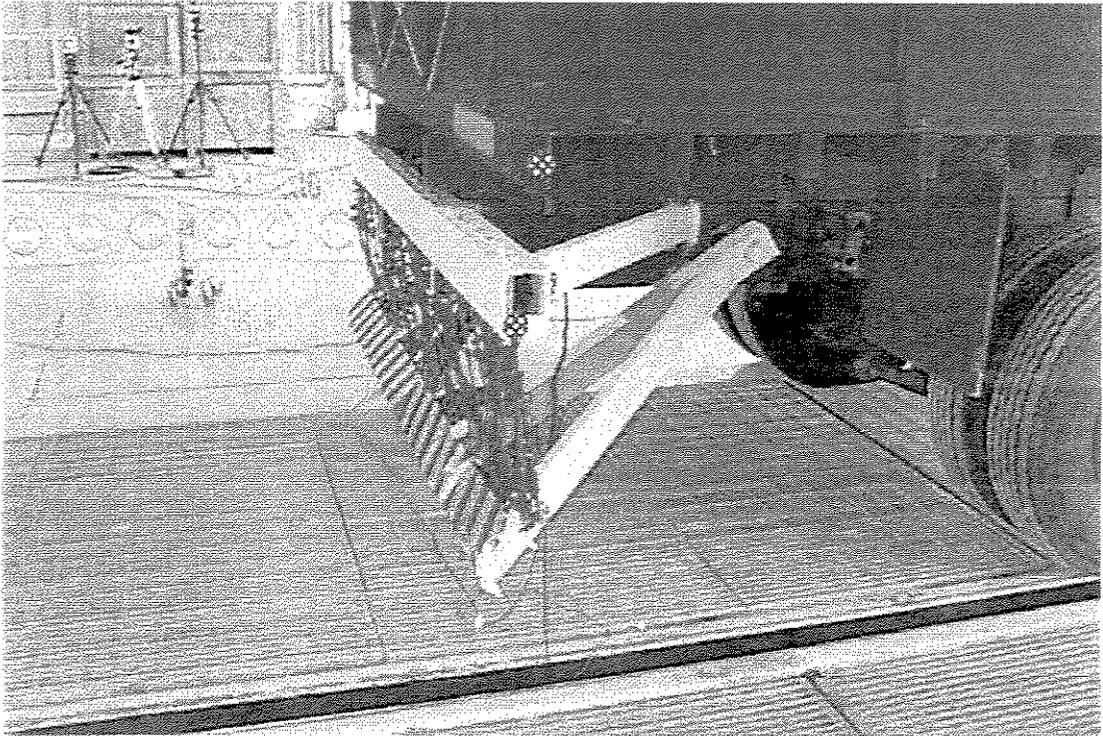


Figura 6.3 Foto da montagem do pára-choque em vista lateral direita.

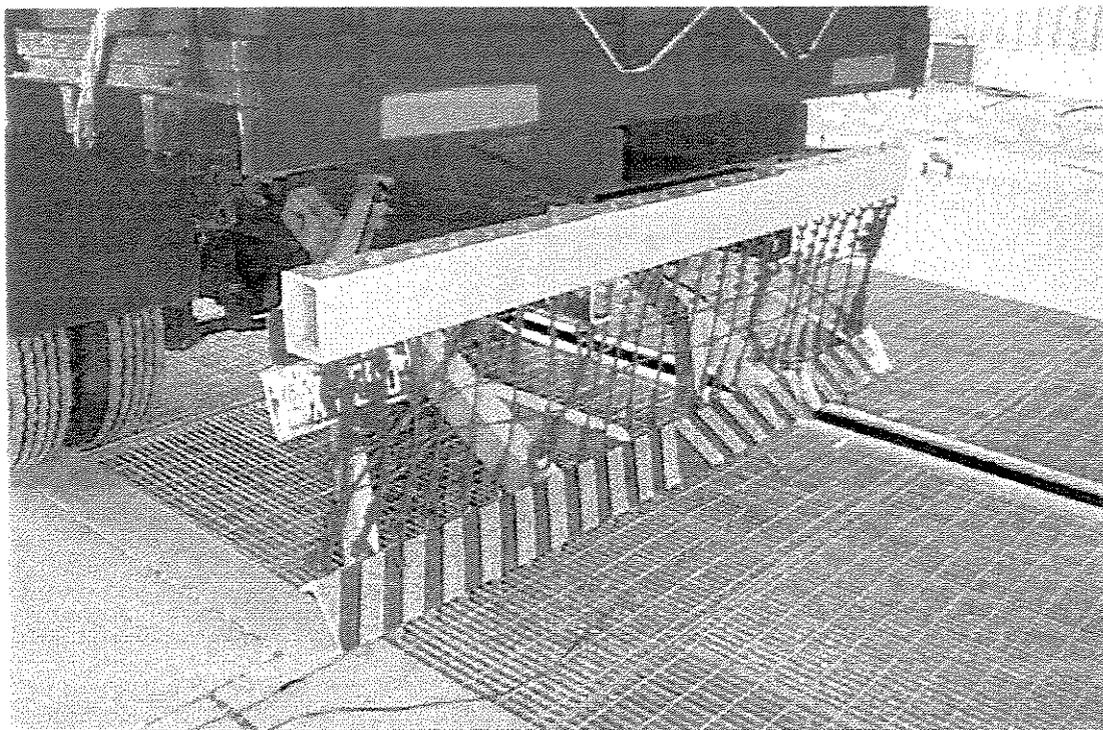


Figura 6.4 Foto da montagem do pára-choque em vista lateral esquerda.

6.3 Ensaio dinâmico

O ensaio dinâmico do pára-choque foi realizado pelo Laboratório de Segurança Veicular da General Motors do Brasil sediado no Campo de Provas da Cruz Alta no município de Indaiatuba, S.P.

6.3.1 Procedimentos

O objetivo do teste de impacto é comprovar a eficácia do pára-choque na eliminação dos efeitos "cunha" e "guilhotina", garantindo que nenhum componente do caminhão toque o pára-brisa do automóvel ou invada o compartimento de passageiros. Para tanto, procurou-se efetuar o teste nas condições mais adversas possíveis, procurando representar ao máximo as características agressivas que ocorrem quando do acidente real.

O caminhão equipado com o pára-choque foi carregado com lastro para se obter massa total de 10.000kg. Além disso, o veículo permaneceu durante toda a duração do teste com seu sistema de freios acionado.

O automóvel, um veículo Chevrolet Vectra com massa total 1.490kg e equipado conforme descrito na seqüência, teve sua suspensão dianteira travada em posição rebaixada para simular a aplicação dos freios numa frenagem brusca, de emergência, com objetivo de parar o automóvel a partir de 80 km/h.

O impacto do automóvel na traseira do caminhão foi programado simulando uma batida fora de centro, no lado do motorista, com somente 50% da frente do carro chocando-se com o lado direito da traseira do caminhão. Isto com o objetivo de buscar-se uma das condições mais severas do choque, onde o motorista tenta desviar-se do obstáculo e somente metade da frente do auto choca-se, diminuindo assim pela metade, a região do automóvel que deve suportar os danos sofridos no impacto.

A velocidade de aproximação programada para o teste de impacto foi de 64km/h (40 milhas por hora) e este valor foi acordado em uma reunião que antecedeu o teste, realizada na General Motors, entre os representantes da própria GM, Mercedes Benz e Unicamp.

Apesar do equipamento ter sido projetado considerando a velocidade de aproximação básica 60km/h, o consenso geral apontou para 64km/h, pois esse é o valor para o qual os veículos modernos tem seus equipamentos de segurança desenvolvidos e para onde apontam as tendências para velocidade de teste sugeridas pela S.A.E.

6.3.2 Equipamentos e instrumentação utilizados

O automóvel foi equipado com acelerômetros piezoresistivos colocados conforme a figura 6.5 e um boneco antropomórfico (dummy) posicionado no acento do motorista.

O boneco foi equipado com três acelerômetros piezoresistivos na cabeça para se efetuar o registro das acelerações na região cerebral, no sentido longitudinal (x), lateral (y) e no vertical (z). Foi também equipado com duas células de carga para registrar as forças de ação do cinto de segurança nas regiões do tórax e pélvis.

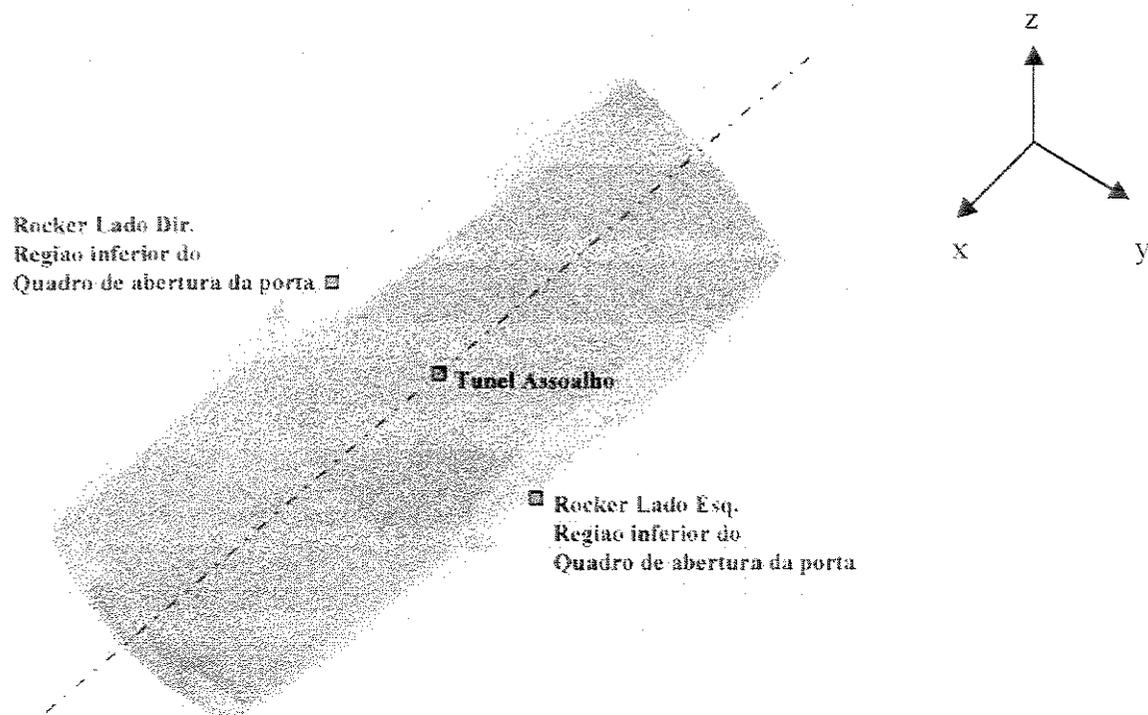


Figura 6.5 Posicionamento dos acelerômetros no automóvel

6.3.2.1 Sistema de Aquisição de dados

O sistema de aquisição de dados é baseado em placa A/D 16 bits compatível com a norma SAEJ211 - Instrumentation for impact test - de outubro de 1988¹⁵.

Esta norma define uma série de requisitos de desempenho para todo canal de medição, desde o transdutor até o processamento do sinal.

Foram utilizados onze canais de aquisição de dados descritos na tabela 6.1 e a configuração de cada canal obedeceu a seguinte montagem :

Transdutores utilizados - acelerômetros piezoresistivo, células de carga e chave de impacto.

Placa de aquisição AD 16 bits resolução 0,1 %

Filtro para medições nos veículos de classe SAE CFC60 (frequência de corte 100 Hz, -3dB)

Filtro para medições de HIC no boneco antropomórfico (dummy) classe SAE CFC1000 (frequência de corte 1650Hz, -3dB)

Nº	Descrição	Tipo do sensor	Valor nominal	Sensibilidade
01	Aceleração auto longit. x	Aceler. CPSV0035	2.000,0 G	0,2070 mV/10V
02	Aceleração auto lateral y	Aceler. CPSV0031	2.000,0 G	0,2010 mV/10V
03	Aceleração auto vertic. z	Aceler. CPSV0013	2.000,0 G	0,2870 mV/10V
04	Aceler. lado motorista x	Aceler. CPSV0053	2.000,0 G	0,2640 mV/10V
05	Aceler. lado passageiro x	Aceler. CPSV0072	2.000,0 G	0,2410 mV/10V
06	Força cinto peito motoris.	Cel. Carga CPSV0330	1.360,7 kgf	1,9559 mV/V
07	Força cinto pelvis motori.	Cel. Carga CPSV0331	1.360,7 kgf	1,9411 mV/V
08	Aceler. longit. cabeça x	Aceler. CPSV0198	750,0 G	0,2980 mV/10V
09	Aceler. lateral cabeça y	Aceler. CPSV0197	750,0 G	0,2790 mV/10V
10	Aceler. vertical cabeça z	Aceler. CPSV0179	750,0 G	0,2940 mV/10V
11	Ref. Analóg. Início impact.	Chave de impacto	5.000,0 mV	2500,0000 mV

Tabela 6.1 Lista dos canais de aquisição de dados

6.3.2.2 Filtros

A filtragem dos sinais colhidos durante o teste foi realizada posteriormente, através de filtros digitais, cuja classe de resposta em frequência e desempenho são totalmente compatíveis com a norma SAEJ211.

6.3.2.3 Equipamento de filmagem

O sistema de filmagem e processamento das informações foi composto por câmaras digitais de alta velocidade e software de controle e análise com as seguintes características:

Câmaras de filmagem digital de alta velocidade 1000 FPS (mil quadros por segundo) modelo ROC da Kodak.

Equipamento resistente a impactos (100G/10ms) ou seja a câmara pode ser colocada dentro do veículo em teste, suportando acelerações até 100 G durante um intervalo de dez milissegundos.

Algoritmo específico para verificação automática e análise de movimentação de objetos durante testes de impacto. (software Motion LC)

6.3.3 Teste de impacto

A nova pista de teste de impacto do Laboratório de Segurança Veicular da GM opera em sistema completamente automatizado. Computadores controlam todos os parâmetros programados para o teste.

O veículo a ser testado é acelerado através de um sistema de cabo de aço localizado em um canal no solo da pista.

As fotos nas figuras 6.6 e 6.7 mostram a posição do início do impacto quando o automóvel deve atingir a traseira do caminhão estacionado, com 50% da sua região frontal, na velocidade de 64 km/h

O canal por onde se movimenta o cabo de aço utilizado para aceleração do veículo é visto na figura 6.6, junto ao solo, no centro longitudinal do automóvel.



Figura 6.6 Posição inicial do impacto visto pela traseira.

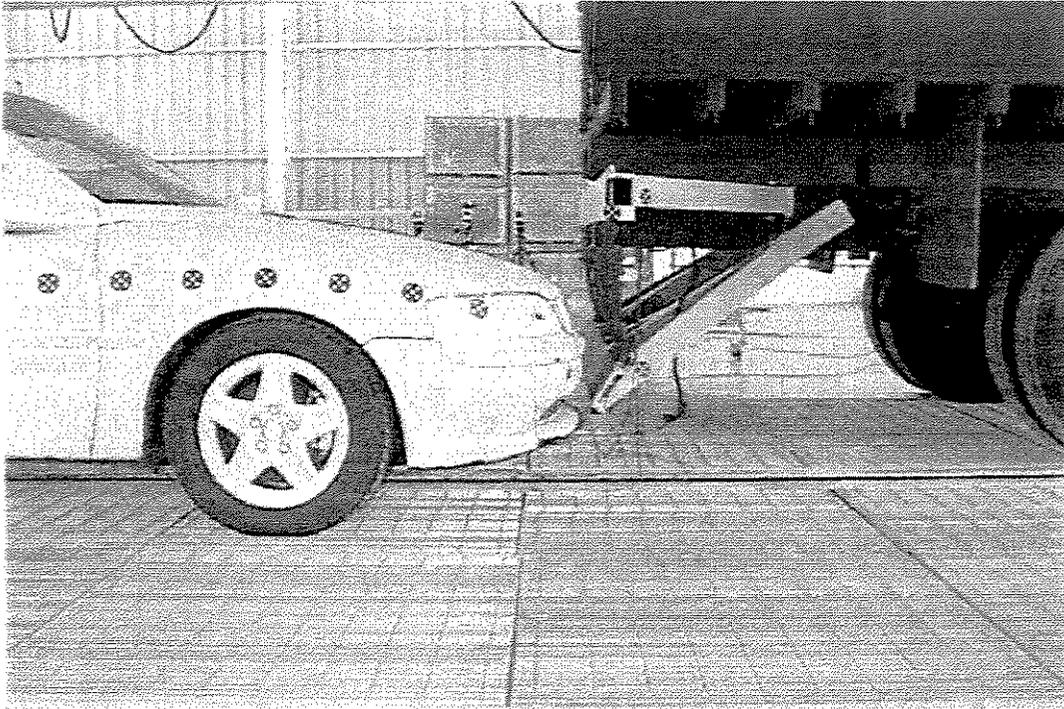


Figura 6.7 Posição inicial do impacto visto pela lateral direita.

6.3.3.1 Parâmetros do teste

O teste foi programado e executado dentro dos seguintes parâmetros:

Velocidade especificada	64,0 km/h
Taxa de aceleração	0,28 G
Comprimento da pista utilizada	74 m
Massa do automóvel	1490 kg
Velocidade de impacto	64,3 km/h
Duração do impacto	7,39 ms

6.3.3.2 Sistema de propulsão

O sistema de propulsão da pista é feito por um motor elétrico de corrente contínua com controle de velocidade eletrônico. Suas especificações técnicas são:

Potência máxima	500 hp
Carga máxima	4 000 kg
Velocidade máxima	100 km/h
Aceleração mínima	0,0 G
Aceleração máxima	0,5 G

O veículo a ser movimentado é conectado a um sistema de cabo de aço, montado em "loop" fechado, cuja velocidade durante o teste é monitorada e controlada continuamente.

O sistema de tração mantém o veículo sob aceleração constante até que seja atingida a velocidade final programada para o impacto. A partir deste instante o sistema passa a operar no módulo de velocidade constante.

O veículo é desconectado do cabo de aço a aproximadamente cinco metros do ponto de colisão. A partir desse momento, segue livre atingindo o alvo sem que ocorra nenhuma interferência externa.

6.3.3.3 Medição da velocidade

A velocidade final de impacto é aferida através de um sistema de medição a laser de alta precisão totalmente independente do sistema de tração. Este sistema é posicionado próximo ao ponto de impacto.

Opcionalmente pode-se acrescentar um segundo sistema laser, o qual deve ser instalado em um ponto da pista onde o veículo já se encontra em velocidade constante. O programa que controla o teste, utiliza as leituras de velocidade obtidas deste segundo sistema para abortar o teste em caso de falhas no sistema de tração.

6.3.3.4 Programa de controle

O programa de controle de teste é composto basicamente de dois módulos.

O primeiro módulo é o sistema operacional "Sigma", que é um programa dedicado ao controle das atividades dos diversos circuitos eletrônicos responsáveis pela operação do motor propulsor. Todas as variáveis de teste são monitoradas durante o mesmo, possibilitando que o sistema de tração possa ser desligado automaticamente em caso de falhas.

O segundo módulo é o "Calspan", que atua permitindo que o usuário passe todos os parâmetros de teste para o controlador do sistema de tração e monitore o desempenho do sistema.

6.3.3.5. Descrição do teste de impacto

O primeiro teste foi realizado no dia 07 de novembro de 1997 e teve seus resultados desprezados porque ocorreu uma falha no sistema de cabo de aço para aceleração do veículo e a velocidade alcançada pelo automóvel no instante do choque foi insuficiente . O automóvel chocou-se apenas a 30km/h .

No segundo teste, realizado no dia 14 de abril de 1998 o objetivo foi alcançado e o automóvel chocou-se a 63.9km/h.

As primeiras peças a entrarem em contato foram os pára-choques e houve praticamente um encaixe entre eles uma vez que a viga do pára-choque do caminhão é inclinada em 60° e foi atingida pela região inferior do pára-choque do automóvel, que também tem uma inclinação concordante.

Conforme se observa na seqüência de fotos no filme obtido pelas câmaras de alta velocidade, figura 6.9, quando os cabos de aço começaram a trabalhar empurrados pela frente do automóvel, os esforços produzidos puxaram violentamente o caminhão para baixo, fazendo com que as suas duas longarinas dobrassem (seqüência de fotos de 01 à 10). Com a deformação das longarinas para baixo, a viga superior do pára-choque do caminhão atingiu severamente o cofre do motor do Vectra, destruindo-o como se fosse com uma "mordida" (seqüência de fotos de 11 à 20). Após serem dobradas para baixo, as longarinas junto com o pára-choque atuaram como uma alavanca impulsionando o caminhão para cima, fazendo com que ele se deslocasse em uma trajetória curva percorrendo a distância de 960,40mm para frente (seqüência de fotos de 21 à 36).

A figura 6.8 mostra, através da marca no solo junto à borda do canal e no pneu do caminhão, o deslocamento total do mesmo, provocado pelo impacto.

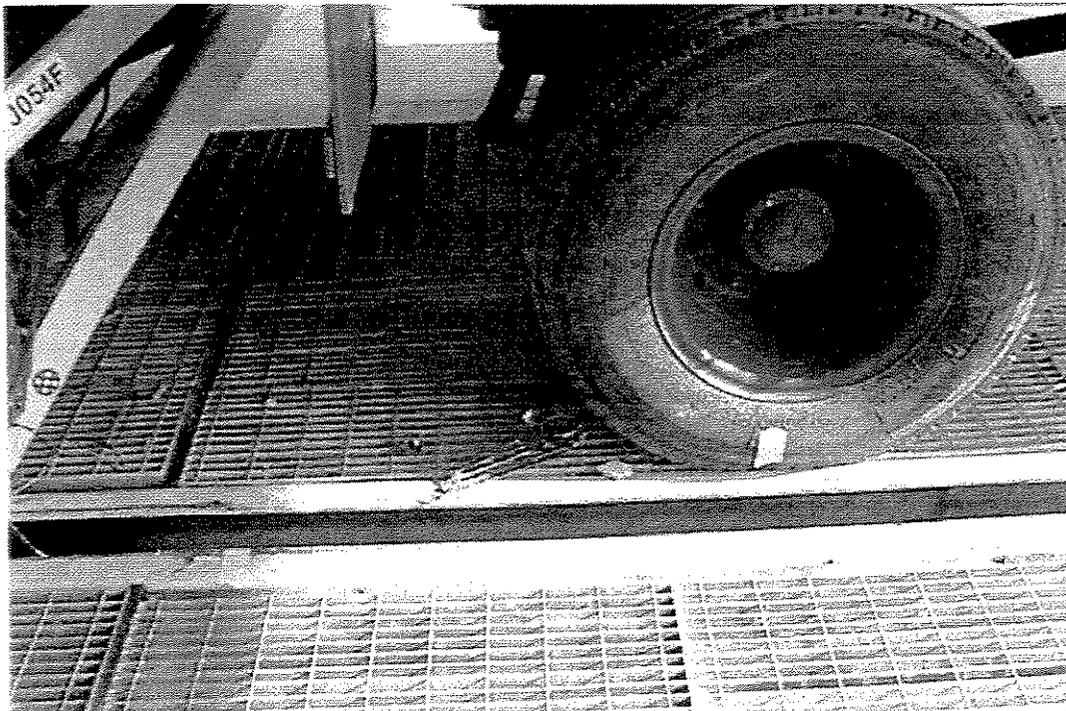
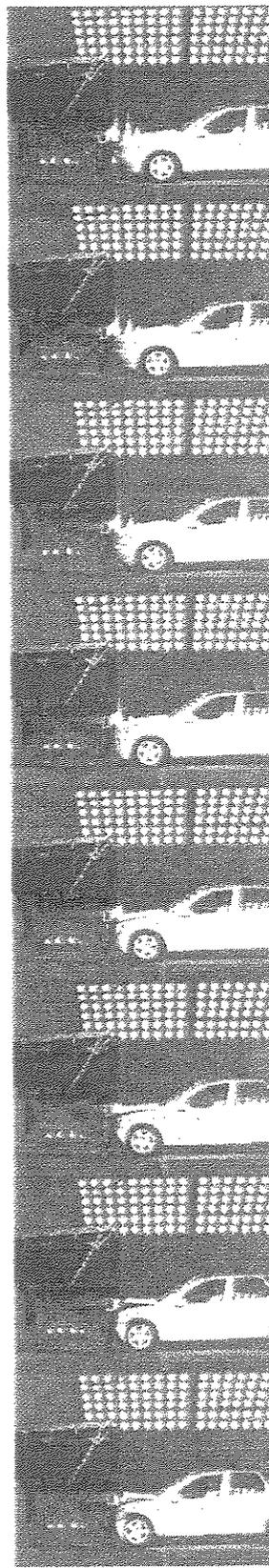
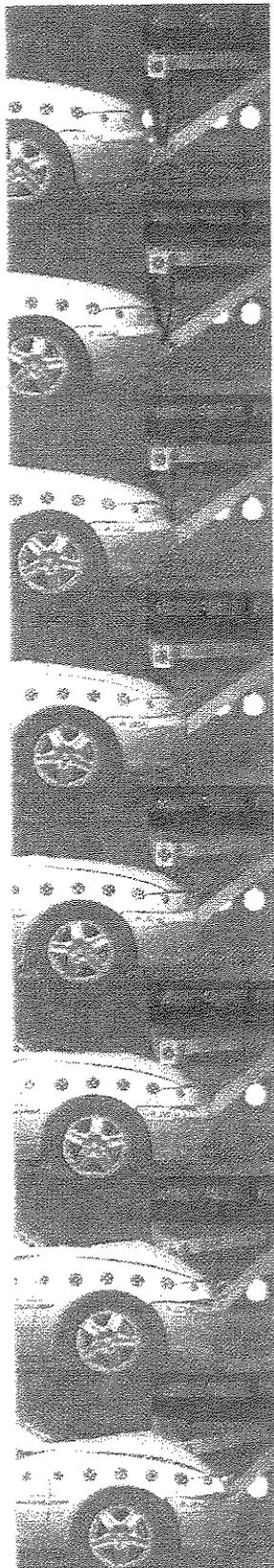
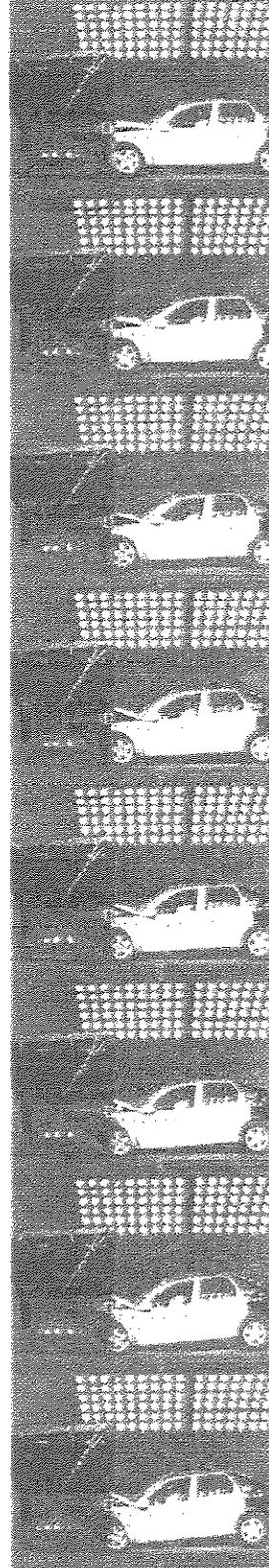
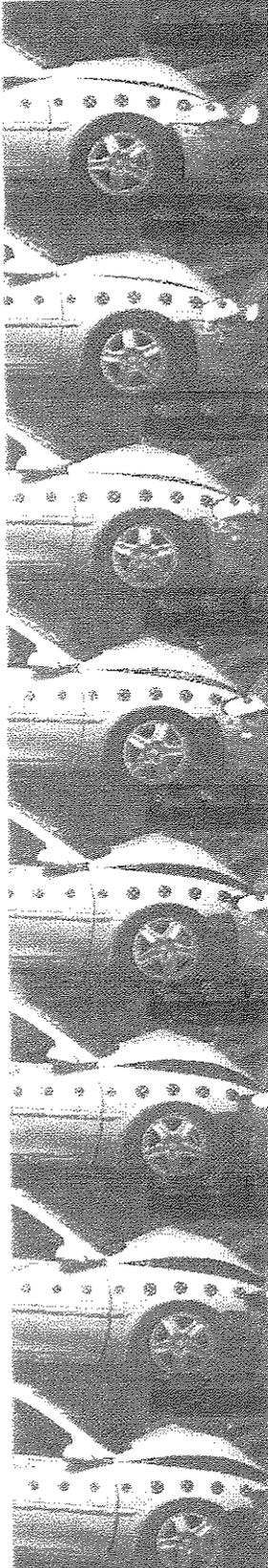
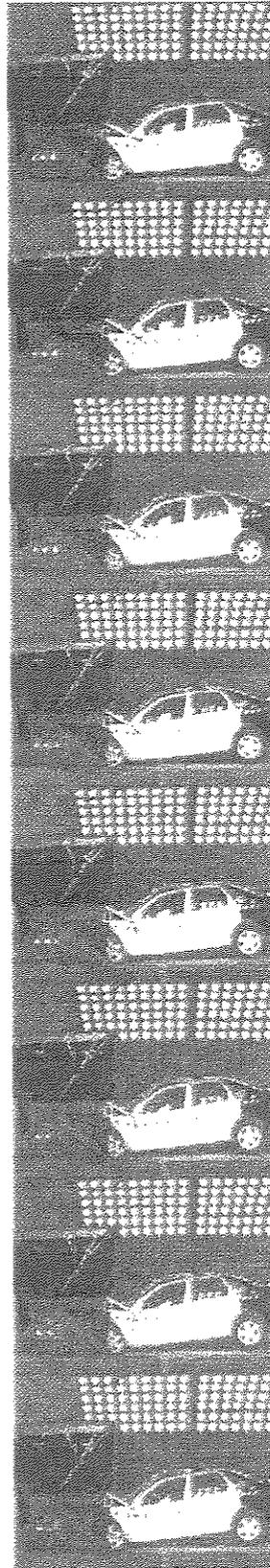
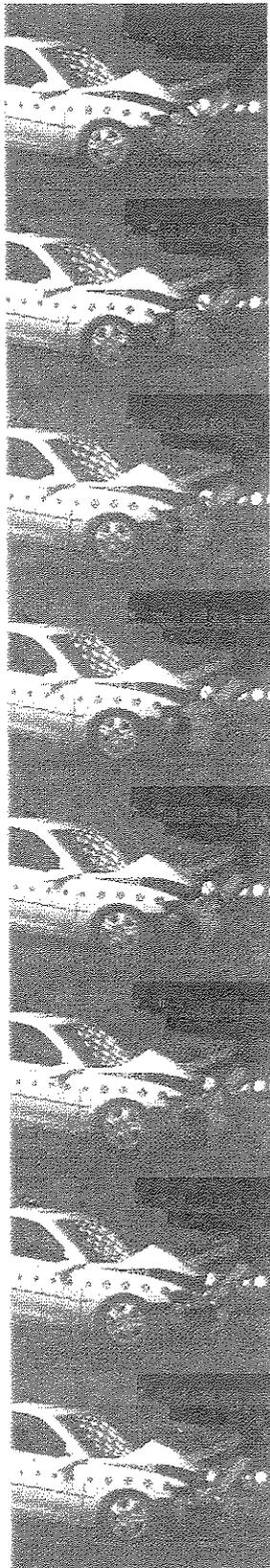
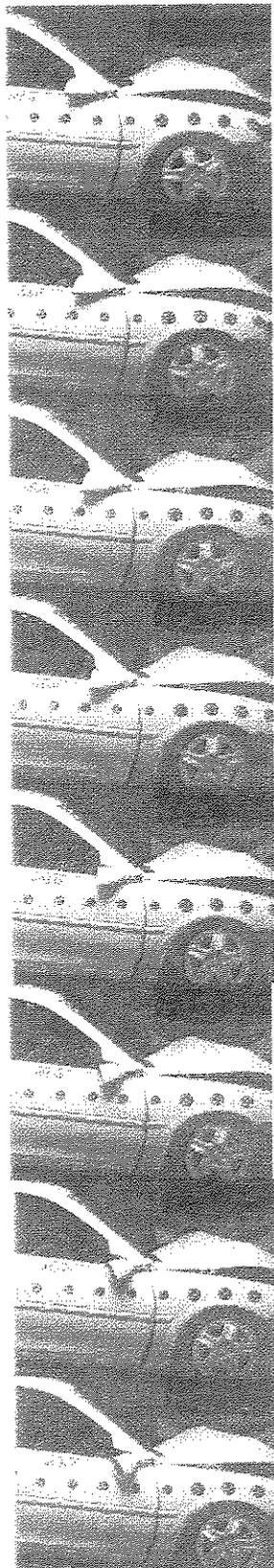


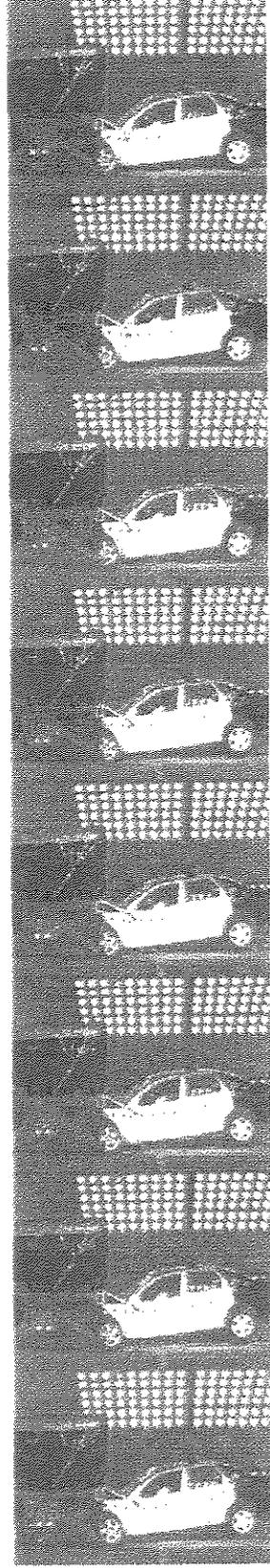
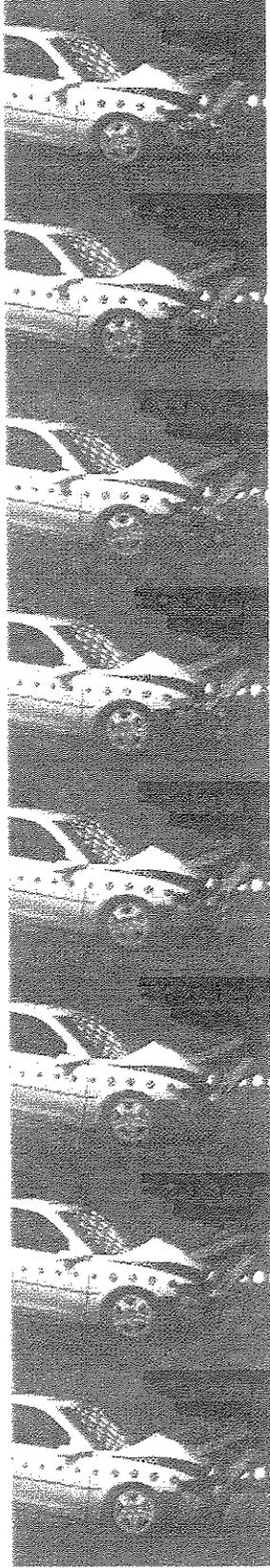
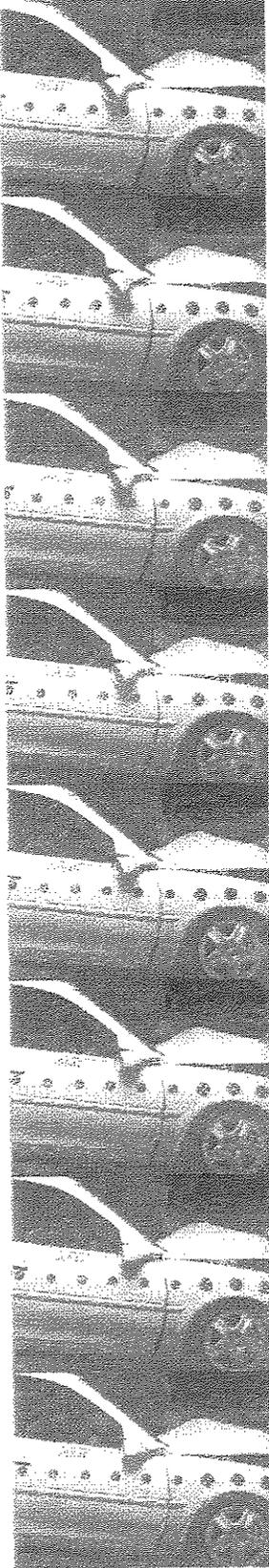
Figura 6.8 Deslocamento do caminhão causado pelo impacto.

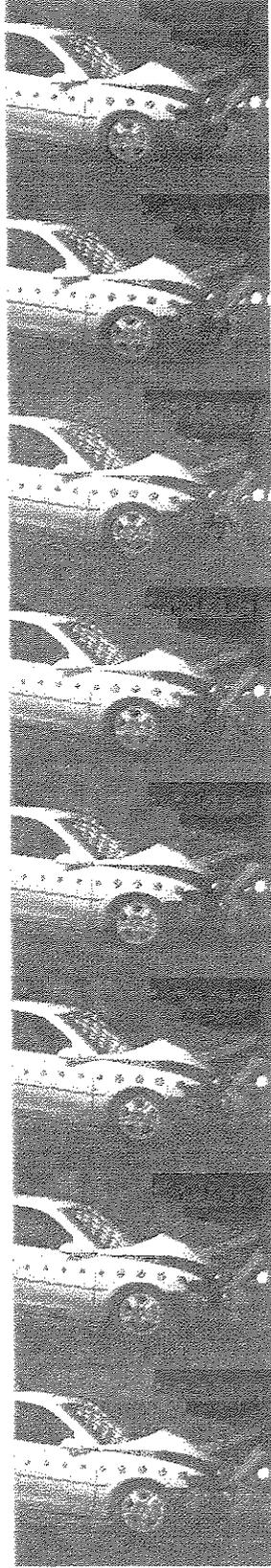
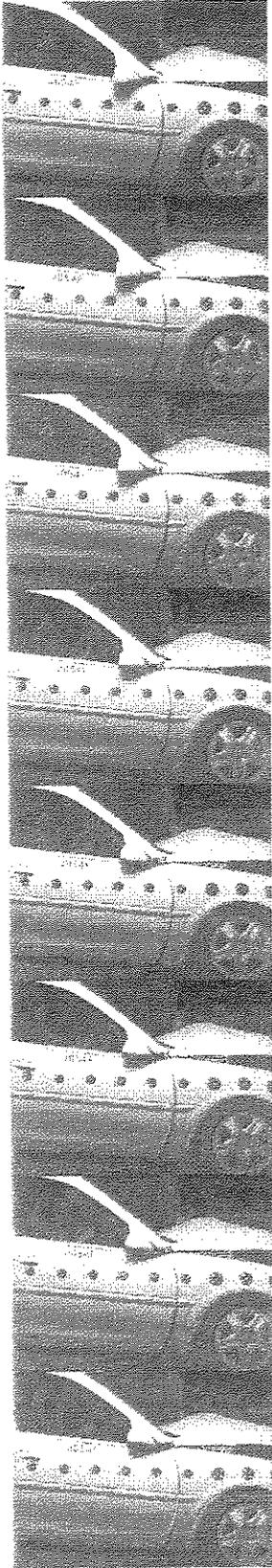
Figura 6.9 Apresentação de três seqüências de 40 fotos registradas pelas câmaras de alta velocidade, que mostram o funcionamento exato do pára-choque durante o período principal do impacto.











Capítulo 7

7. Resultados e discussões

Os resultados alcançados com o presente projeto de pára-choque traseiro de caminhão podem ser considerados, sem dúvida, bastante satisfatórios, sendo que o efeito "guilhotina", apontado como o principal causador das mortes e invalidez nas vítimas dos acidentes envolvendo automóvel na traseira de caminhão, foi completamente eliminado. Não houve intrusão de nenhuma parte do caminhão na cabina do automóvel, sendo que pára-brisa, painel de instrumentos e compartimento do motorista permaneceram íntegros, sem nenhuma deformação, conforme mostrado nas fotos das figuras 7.1.e 7.2. As portas do automóvel puderam ser abertas normalmente, sem qualquer problema.



Figura 7.1 Foto da cabina do Vectra, após o impacto - lado direito



Figura 7.2 Foto da cabina do Vectra, após o impacto - lado esquerdo

Quanto ao efeito "cunha" pode-se constatar que apesar de ter ocorrido, suas conseqüências foram consideravelmente benéficas aos objetivos de segurança. Atuou de forma significativa na absorção de energia, provocando a deformação das longarinas do caminhão para baixo e impulsionando-o para cima. Diminuiu substancialmente a força normal sobre seu eixo traseiro. Isso implicou na diminuição da força de atrito dos pneus com o solo, permitindo que o caminhão fosse arremessado para frente 960.4 mm. Este deslocamento está ilustrado na foto da figura 6.6.

Para se poder avaliar a força que atuou sobre o automóvel no sentido vertical, observa-se que o acelerômetro para o eixo z (vertical) registrou máxima aceleração (pico) para o instante $t = 76,2$ ms de valor 29,2 G. Considerando-se a massa total do Vectra 1490 kg, resulta na força momentânea sobre o automóvel de :

$$F = 1490 \times 29,2 \times 9,81 = 426,8 \text{ kN}$$

Este valor é suficiente para vencer a força normal e impulsionar o caminhão para cima.

Outro fator bastante importante que deve ser levado em consideração é que normalmente em choque frontal, o motor do automóvel é empurrado para dentro da cabina de passageiros provocando sérias lesões nos membros inferiores, tanto do motorista quanto do acompanhante. Com este novo conceito de pára-choque inteligente, o motor foi prensado no sentido vertical pelo efeito "alicate", sofrendo consideráveis avarias porém, sem que houvesse deslocamento significativo no sentido da cabina de passageiros. A foto da figura 7.3 mostra o veículo após o impacto sem o capô do compartimento do motor. Nela pode-se observar o motor deslocado para baixo, bastante avariado, inclusive com o eixo de comando de válvulas à mostra.

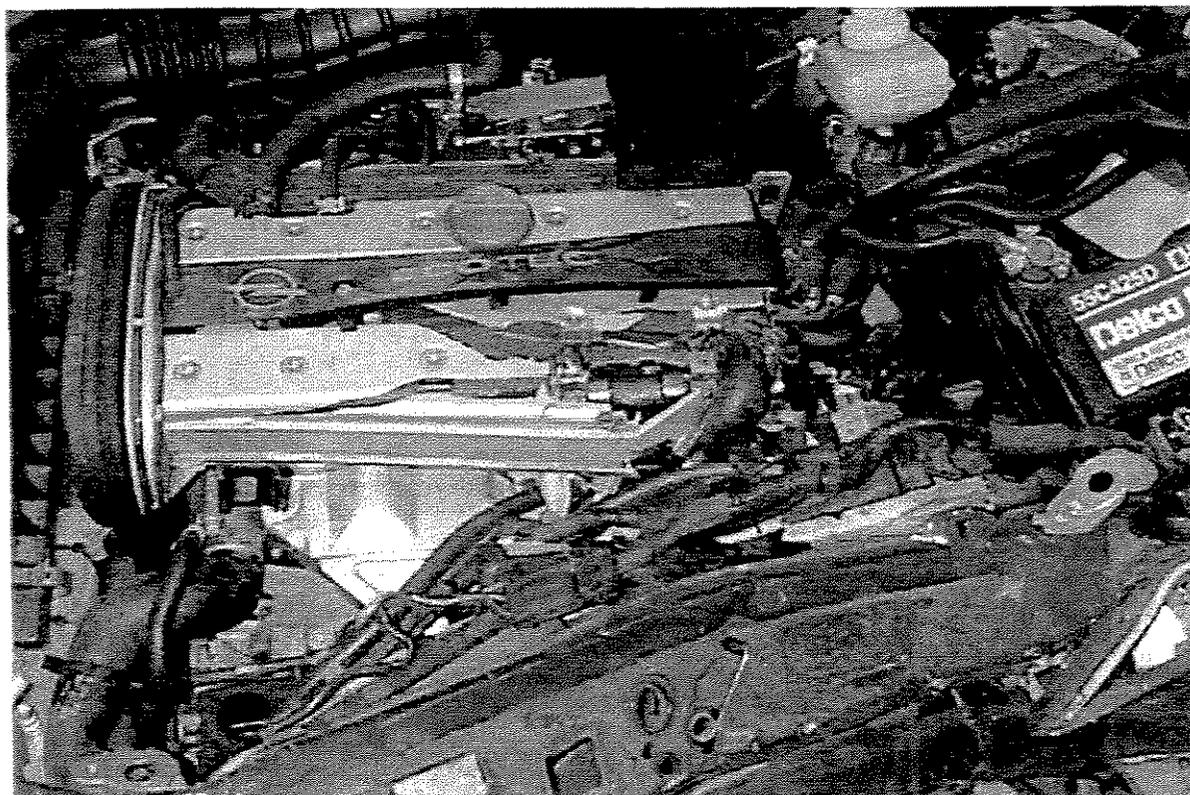


Figura 7.3 Foto do compartimento do motor após o impacto

Apesar de todo o projeto ter sido elaborado para impacto na velocidade de 60km/h e o teste ter sido realizado na velocidade programada de 64km/h, o desempenho do equipamento foi considerado excelente.

O valor do HIC - Head Injury Criteria (Critérios de lesão na cabeça) resultante, que é calculado através da compilação dos dados registrados pelos acelerômetros instalados na cabeça do boneco, foi considerado perfeitamente suportável pelo ser humano conforme apresentado adiante.

7.1 Resultados dos efeitos dos esforços no automóvel e no caminhão

O gráfico apresentado na figura 7.4 mostra o comportamento das velocidades dos dois veículos durante o impacto e a deformação total sofrida pelo pára-choque no ponto superior da sua lâmina no lado direito.

No instante $t = 0$ ms o automóvel projeta-se contra o caminhão na velocidade de 63,9 km/h

O impacto ocorre e o caminhão começa a se mover no instante $t = 35$ ms quando a velocidade do automóvel já foi reduzida para 59,4 km/h.

No instante $t = 124$ ms as velocidades dos dois veículos igualam-se ao valor 9,6 km/h. É exatamente neste momento que o choque termina, pois a partir deste instante, a velocidade do caminhão supera a do automóvel e eles perdem o contato.

O pára-choque apresenta sua máxima deformação de 1026 mm no instante $t = 206$ ms e a deformação final, após a ação do efeito elástico é de 925 mm.



Laboratório de Segurança Veicular Motion Analysis

Objeto	Parâmetros	Mínimo	Máximo
Pára-choque de Caminhão Projeto Unicamp	Deformação pára-choque	0,0 mm	1026 mm
	Velocidade do Caminhão	0,0 km/h	10,8 km/h
	Velocidade do Automóvel	3,3 km/h	63,9 km/h

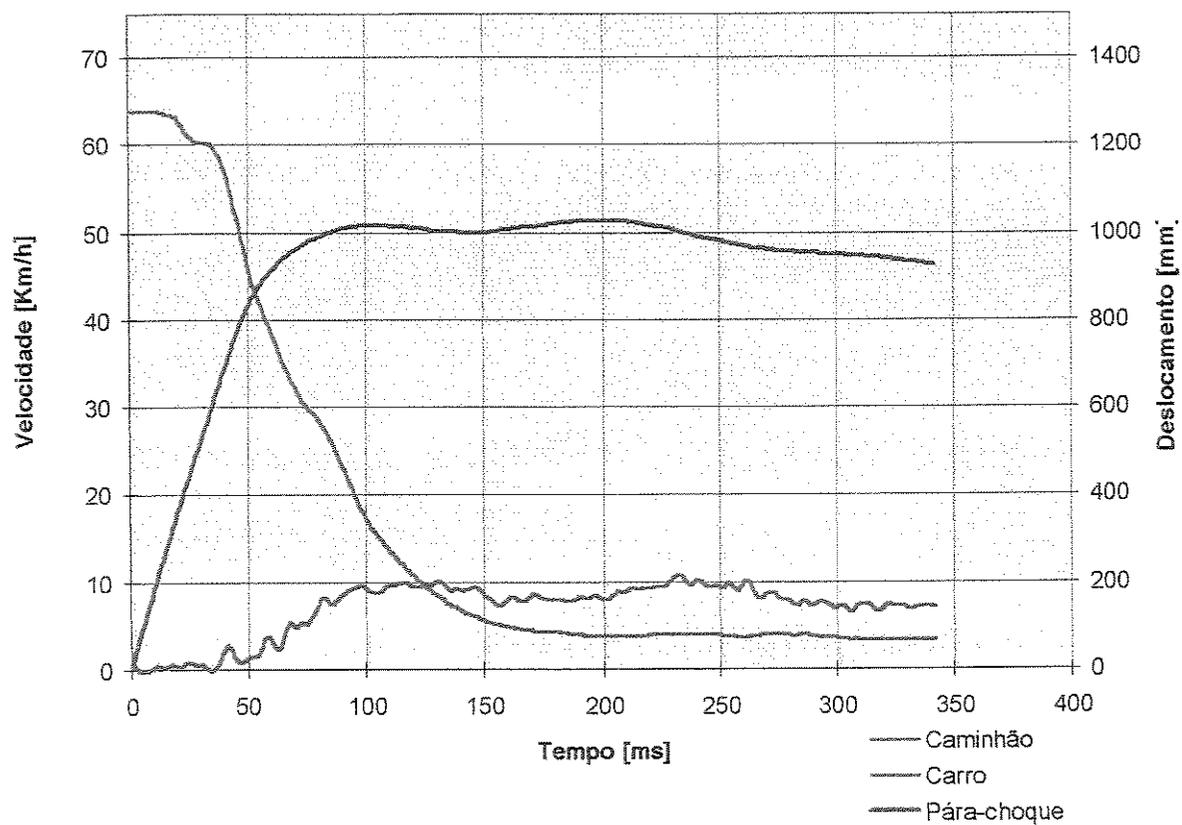


Figura 7.4 Gráfico do comportamento das velocidades dos veículos e da deformação do pára-choque.

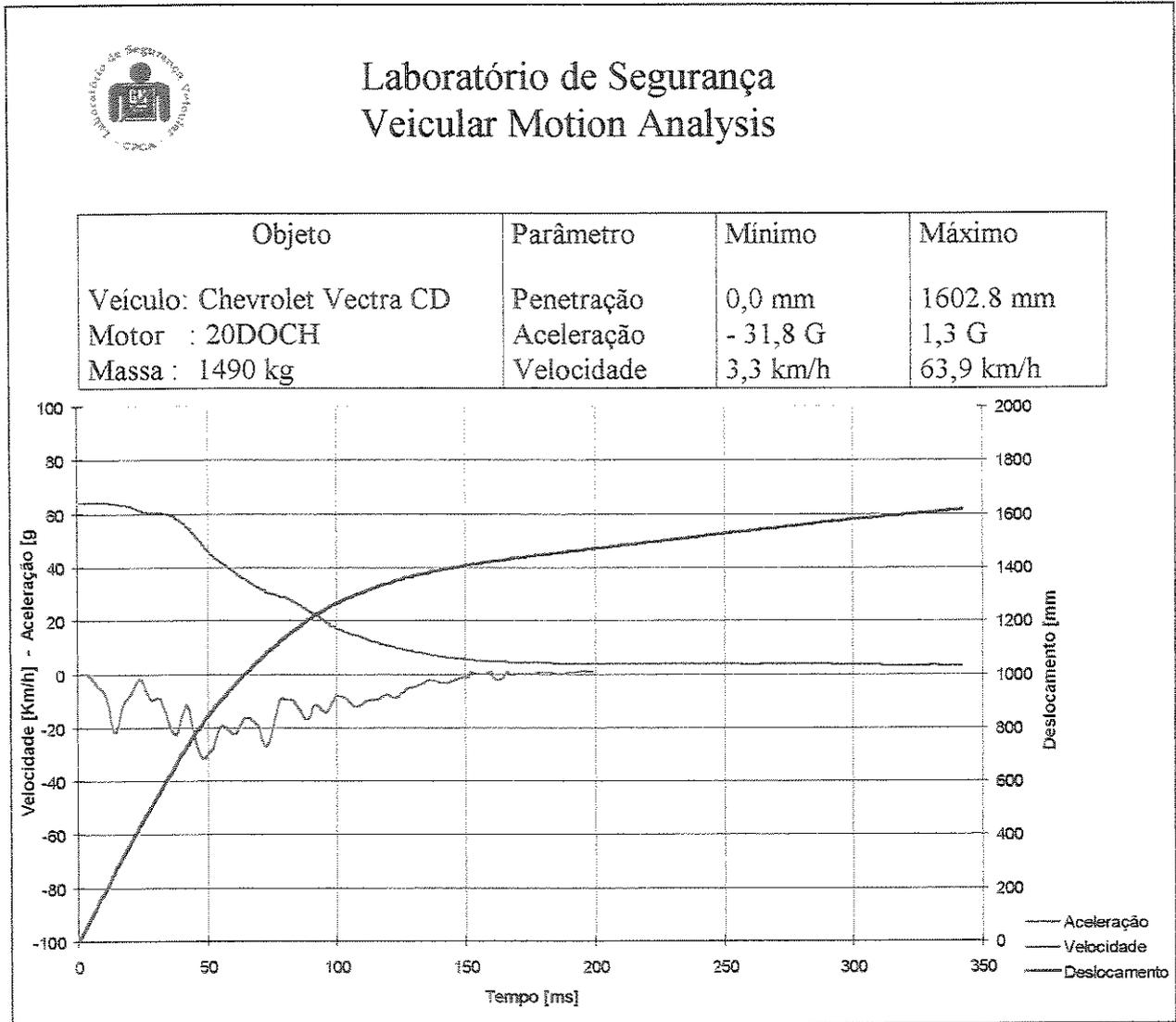


Figura 7.5 Gráfico da desaceleração do automóvel e do seu deslocamento durante o impacto

O gráfico da figura 7.5 mostra o comportamento cinemático do automóvel durante o impacto, mostrando sua desaceleração, velocidade e o espaço percorrido.

O valor máximo de desaceleração é de 31,8 G valor este que ocorreu no instante $t = 48,3$ ms onde o motor do automóvel começou a ser prensado pelo efeito alicate do pára-choque.

Com este dado experimental da desaceleração, a massa do automóvel de 1490 kg e a aceleração da gravidade local de $9,81 \text{ m/s}^2$ pode-se calcular a força máxima de pico que agiu durante o impacto.

$$F = ma$$

$$F = 1490 \times 31,8G$$

$$F = 1490 \times 31,8 \times 9,81 \text{ N}$$

$$F = 464,8 \text{ kN}$$

Este valor quantifica a violência do impacto e esclarece perfeitamente a questão da resistência necessária em pára-choque traseiro de caminhão.

O gráfico da figura 7.6 mostra o comportamento do caminhão durante o impacto.

O deslocamento do caminhão iniciou-se praticamente a partir do instante $t = 58$ ms logo após a atuação da força máxima em $t = 48$ ms.

A aceleração máxima foi de 6,84 G e ocorreu em $t = 77$ ms provavelmente logo após o instante em que a força de atrito entre os pneus traseiros e o solo atingiu seu valor mínimo.

O máximo deslocamento do caminhão foi de 960,36 mm e ocorreu no instante $t = 500$ ms



Laboratório de Segurança Veicular Motion Analysis

Objeto	Parâmetro	Mínimo	Máximo
Veículo: Caminhão LK-1217	Deslocamento	0,0 mm	960 mm
Fabricante: Mercedes Benz	Aceleração	- 4,4 G	6,8 G
Massa : 10.000 kg	Velocidade	0,0 km/h	10,8 km/h

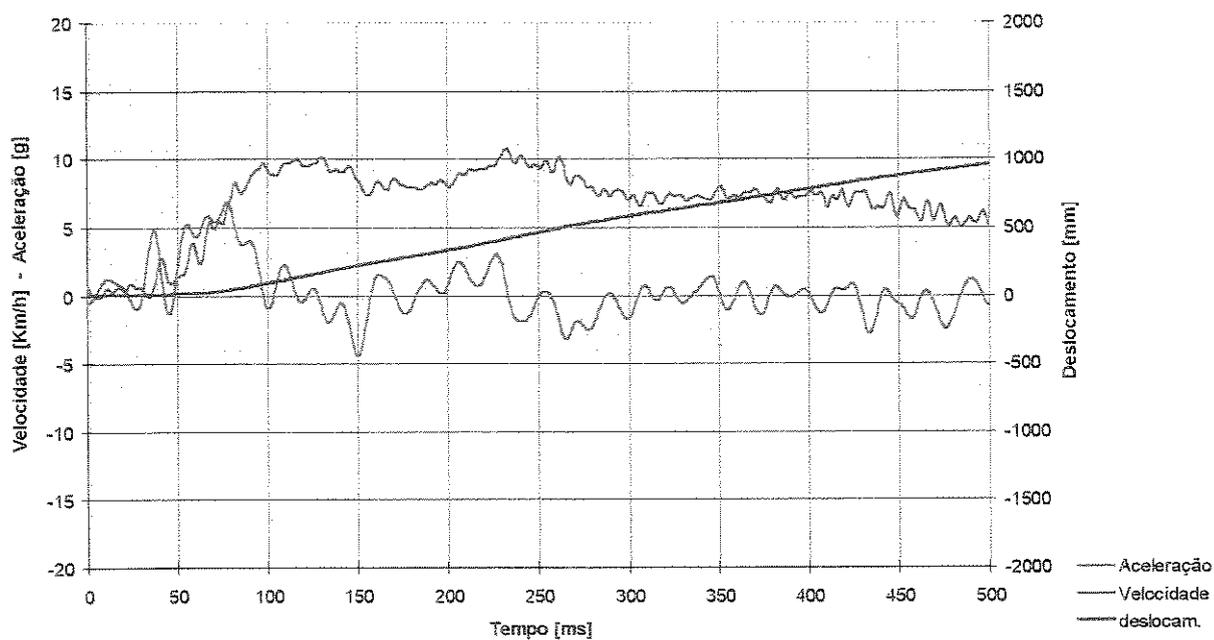


Figura 7.6 Gráfico da aceleração do caminhão e de seu deslocamento durante o impacto.

7.2 Resultados dos efeitos dos esforços no boneco antropomórfico.

O boneco foi equipado com acelerômetros piezoresistivos para medida da aceleração triaxial no centro de gravidade da cabeça. Foi também equipado com células de carga para medida das forças atuantes nos cintos de segurança, na região torácica e no abdômem (pélvis).

O HIC (Head Injury Criteria) é o fator que avalia danos provocados no cérebro humano pela desaceleração brusca do corpo.

Esse fator é definido como:

$$\text{HIC} = \left[\frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a \, dt \right]^{2.5} (t_2 - t_1)$$

onde:

A desaceleração "a" é a resultante triaxial, expressa como múltiplo da aceleração da gravidade "G" e seu valor é calculado conforme fórmula abaixo:

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$$

a_x = desaceleração na direção x

a_y = desaceleração na direção y

a_z = desaceleração na direção z

O intervalo de tempo $t_2 - t_1$ é escolhido como sendo o intervalo onde ocorrem picos da desaceleração e de tal forma que abranja a maior área possível sob a curva da desaceleração. Sua duração deve ser sempre menor ou igual a 36ms.

O valor de HIC é portanto, proporcional à área sob a curva do gráfico da resultante das desacelerações delimitada pelo intervalo de tempo $t_2 - t_1$.

O HIC deve ser tal, que seu valor calculado nunca seja superior a 1000 (norma FMVSS208 da Federal Motors Vehicle Safety Standard).

O gráfico da figura 7.7 mostra a curva da desaceleração onde o intervalo de tempo escolhido é:

$$t_1 = 102,7 \text{ ms}$$

$$t_2 = 138,7 \text{ ms}$$

O pico da desaceleração é 50,3 G e o valor de HIC-36 calculado é :

$$\text{HIC-36} = 381$$

Pelo valor de HIC-36 máximo permitido (1000) e o valor calculado (381) resultante do teste de impacto, pode-se concluir que não haveria danos no cérebro de ser humano submetido a acidente nas mesmas proporções do simulado.

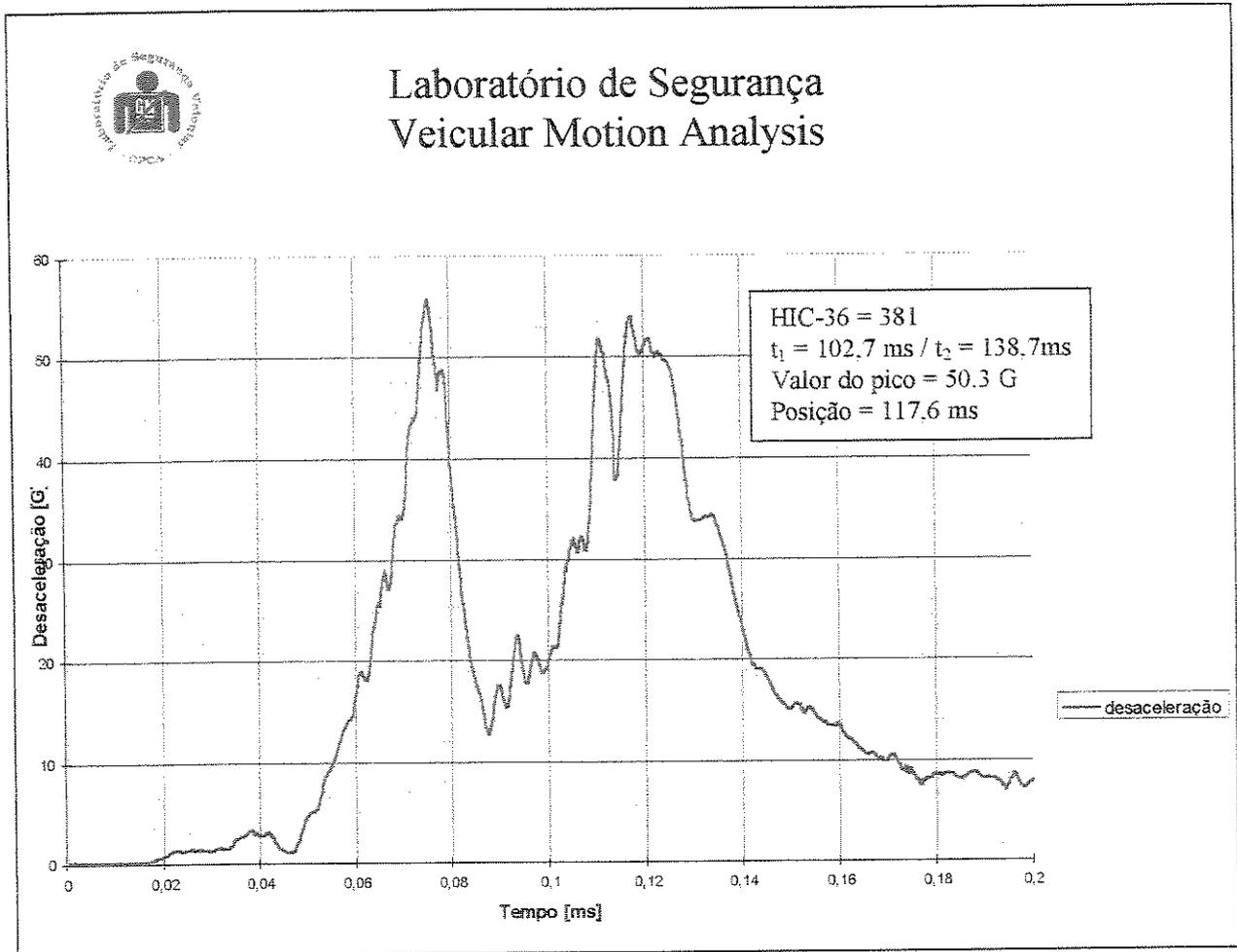


Figura 7.7 Gráfico da desaceleração no centro de gravidade da cabeça do boneco

O gráfico da figura 7.8 mostra as forças atuantes no cinto de segurança do motorista.

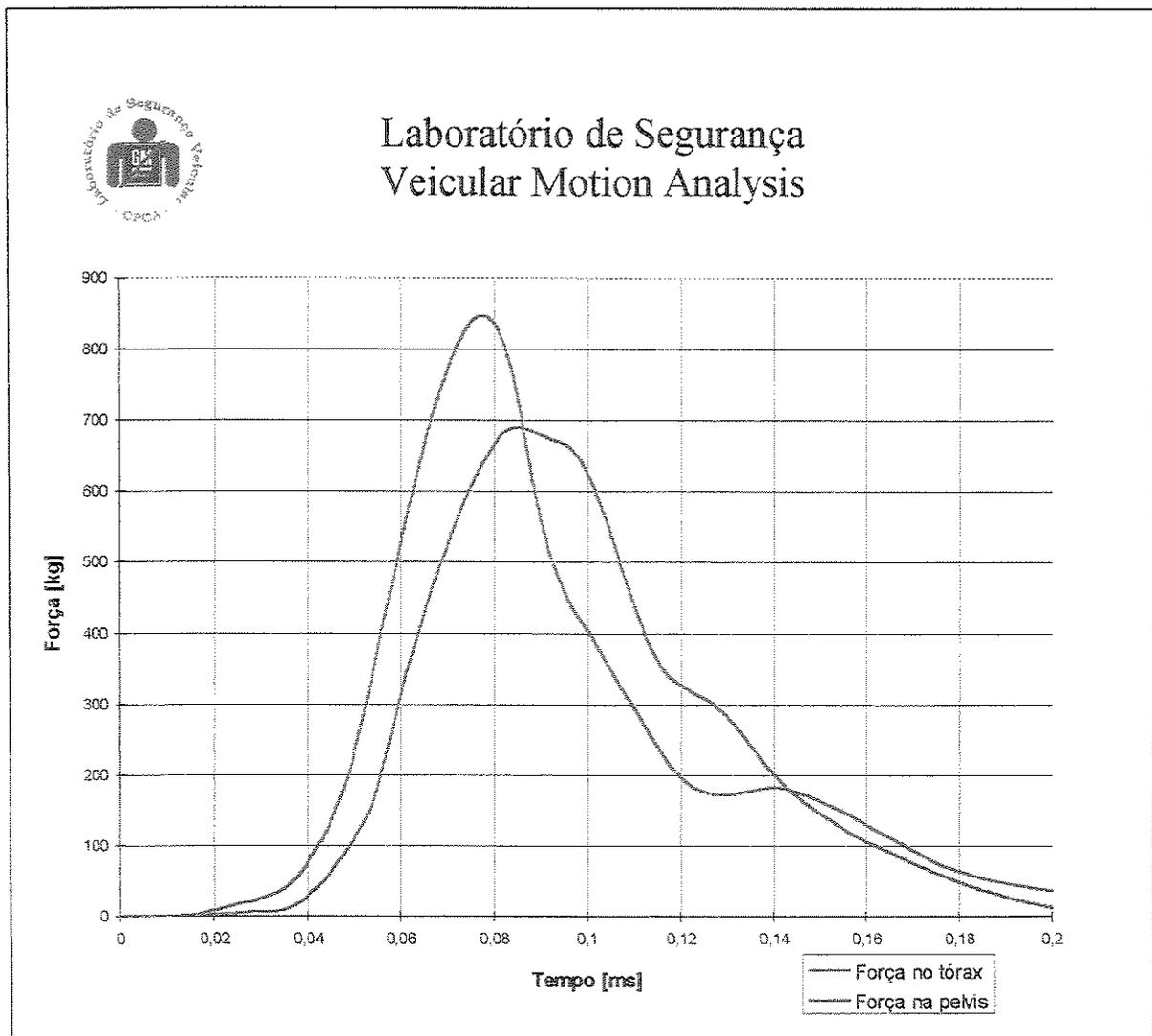


Figura 7.8 Gráfico dos esforços no cinto de segurança do motorista.

Os valores obtidos no gráfico da figura 7.8, equivalem aos esforços resultantes no tórax e na pelvis do motorista, medidos em um teste de impacto em barreira rígida (indeformável), para a velocidade de 50km/h e a zero graus de inclinação. Estes resultados indicam, no caso do teste no pára-choque, que o motorista do veículo não sofreria lesões graves em função da carga no cinto de segurança.

Capítulo 8

8. Conclusões e Proposta de trabalhos futuros

8.1 Conclusões

A realização deste trabalho teve como objetivo principal preservar ao máximo o compartimento de passageiros dos automóveis, quando da ocorrência de acidente contra a região traseira de caminhões.

Consequentemente objetivou-se também, fazer com que todos os dispositivos de segurança passiva disponíveis no automóvel, pudessem desempenhar melhor suas funções de salvar vidas e ampliar ainda mais sua eficiência no trabalho de preservação da integridade física dos ocupantes do automóvel.

O pára-choque aqui desenvolvido mostrou-se perfeitamente eficiente, pois cumpriu os objetivos determinados. Evitou-se a intrusão de componentes da carroçaria do caminhão no automóvel, através do pára-brisa. Além da proteção do pára-brisa, o painel do automóvel não sofreu deformação alguma e as portas puderam ser abertas normalmente sem qualquer dificuldade.

A instalação do pára-choque no limite traseiro da carroçaria do caminhão e mais próximo do solo, possibilitou que as primeiras peças a se chocarem fossem realmente os pára-choques do automóvel e do caminhão. A inclinação de 60° na viga do pára-choque reagiu conforme esperado, fazendo com que a frente do automóvel fosse envolvida pela rede de cabos de aço, permitindo que o efeito alicate funcionasse conforme previsto.

As fotos e filmes obtidos na simulação do acidente mostram que o pára-choque desenvolvido, atuou de forma bastante eficaz na deformação de seus componentes e dos componentes estruturais do caminhão. Em consequência dessa deformação, conclui-se que houve participação bastante significativa deles na absorção da energia liberada no impacto.

Observou-se também, que toda a região dianteira, do lado esquerdo do automóvel, foi severamente destruída, numa autêntica "mordida do pára-choque como um alicate". Alerta-se ainda para o fato que este teste foi executado na velocidade de 64 km/h, sendo que para velocidades maiores, os esforços nos cabos de aço serão maiores e consequentemente maiores serão os esforços de destruição (mordida) da parte dianteira do automóvel.

Fica portanto demonstrado e concluído por este trabalho que:

1° - Os valores apresentados para as forças de teste estático em pára-choque traseiro de caminhão são eficientes e fica aqui registrado como sugestão para alteração dos valores exigidos na Resolução CONTRAN Nº 805/95.

de:

$$P1 = 25\text{kN}$$

$$P2 = 100\text{kN}$$

$$P3 = 25\text{kN}$$

para:

$$P1 = 150\text{kN}$$

$$P2 = 200\text{kN}$$

$$P3 = 150\text{kN}$$

2° - Pára-choque traseiro de todos os tipos de caminhão devem estar instalados na extremidade traseira do mesmo e mais próximo possível do solo, sendo que esta altura de seu ponto mais próximo do solo não deve exceder a 300mm.

3° - Efetivamente, a estrutura traseira, longarinas e pára-choque do caminhão, devem ser projetados de forma a se permitir sua deformação controlada nos acidentes de impacto traseiro, para absorver a maior parte da energia cinética possível a ser dissipada, sem permitir no entanto, que o automóvel entre sob o caminhão no chamado efeito cunha.

4° - Todo pára-choque traseiro de caminhão deve ser retrátil para trás, evitando assim danos em sua estrutura ao chocar-se em obstáculos localizados sobre o solo, quando em movimento para frente, e ainda dispor de dispositivo que permita seu completo recolhimento para cima, em operações de marcha a ré com obstáculos.

5° - O projeto de pára-choque deve objetivar em seus cálculos um equipamento de menor peso possível, porém sem que isto implique em perda da eficiência no seu objetivo. A fabricação de pára-choques com peso reduzido precisa ser considerada para minimizar a perda na carga útil do caminhão.

8.2 Proposta de trabalhos futuros

A UNICAMP através de sua Faculdade de Engenharia Mecânica dirige e realiza o Projeto Impacto. Esse projeto é uma força tarefa extremamente hábil e conta com profissionais

experientes em diversas áreas da indústria automotiva, da Universidade, de órgãos governamentais e entidades jurídicas interessados em minimizar as consequências deste problema.

Como parte integrante do Projeto Impacto, o projeto apresentado neste trabalho, representa apenas o início de uma série de realizações necessárias para atender à preocupação de algumas entidades nacionais e internacionais em diminuir o número de vítimas fatais ou inválidas provocadas por acidentes envolvendo automóveis e traseira de caminhão.

O protótipo aqui apresentado é um modelo que atende satisfatoriamente às condições básicas a que se propôs, porém, como proposta de trabalhos futuros, pode e deve ainda, ser aperfeiçoado, para aumentar sua viabilidade dentro do mercado da indústria automotiva. Ele pode ser enriquecido, com novos sistemas de absorção de energia, com a otimização dos materiais utilizados, a diminuição do peso do equipamento e ainda, promovendo maior integração estética entre o pára-choque e o visual da região traseira do caminhão, a fim de melhorar suas condições de visibilidade, tornando a região traseira do caminhão menos agressiva.

É de vital interesse que a meta objetivada por este trabalho não seja jamais abandonada, enquanto continuar existindo esse grande número de pessoas mortas ou mutiladas anualmente, pelos efeitos danosos, causados pela total insegurança apresentada na traseira de caminhões.

Referências bibliográficas

- (01) SCHMUTZLER L. O. F. *Defeating the Guillotine of the roads - Proposal for an effective underride guard for trucks*, SAE Brazil, Jul. 28 1995
- (02) THOMAS P. *The definition of crash parameters for an advanced frontal crash test based on real-world crashes*, *Journal of Vehicle Design*, v. 16, n. 2/3, 1995, p. 179-193.
- (03) DANNER M. , LANGWIEDER K. *Results of an analysis of truck accidents and possibilities of reducing their consequences discussed on the basis of car-to-truck crash tests*, SAE n. 811027, 1981, p. 3293-3316.
- (04) HÖGSTRÖM K. , SVENSSON L. *Accident analysis: front and rear protection of trucks*, *Journal of Vehicle Design, Special Issue on Vehicle Safety*, 1996, p. 241-248.
- (05) RECHNITZER G. , FOOG C.W. *Truck involved crash study*, Monash University Accident Research Centre Report Documentation Page, report n. 26, May 1991, ISBN 0 7326 0021 9, 25 pages
- (06) APPLEBY M. R., BISCHOFF D. C., SIEGEL A. W. , NAHUM A. M. *Injures in underride-override collisions - A clinical study*, SAE n. 700483, 1970, p. 1708-1715.

- (07) SCHMUTZLER L. O. F. *Brazil's heavy vehicle underride problem, SAE Heavy Vehicle Underride Protection Toptec, Apr. 15-16, 1997.*
- (08) DEPARTAMENTO NACIONAL DE TRANSITO, *Resolução n. 805, 24 out., 1995.*
- (09) RECHNITZER G., POWELL C., SEYER K. *Development and testing of energy absorbing rear underrun barriers for heavy vehicles, 15th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Melbourne, Australia, May 13-17, 1996.*
- (10) UNICAMP., FEM., LEB., CT. *Projeto Impacto. (documentação interna)*
- (11) SCHMUTZLER L. O. F. *An underride guard design for the brazilian traffic environment, SAE Heavy Vehicle Underride Protection Toptec, Apr. 15-16, 1997.*
- (12) RECHNITZER G., SCOTT G. , MURRAY N. W. *The reduction of injuries to car occupants in rear end impacts with heavy vehicles, SAE n. 933123, 1993, p. 145-164.*
- (13) RECHNITZER G. *Design principles for underride guards and crash test results, SAE heavy vehicle underride Protection Toptec, Apr. 15-16, 1997*
- (14) MARIOLANI J. R. L., SCHMUTZLER L.O. F., ARRUDA A. C. F., OCCHIPINTI S., SANTOS P. S. P., STELLUTE J.C. & MAZARIN J.C. *First crash test of the new conceptual pliers underride guard, SAE 1998*
- (15) SAE J211. Instrumentation for impact test, oct. 1988

Bibliografia consultada

ABNT - NBR 6023. Referências bibliográficas, ago. 1989.

APPLEBY M. R., BISCHOFF D. C., SIEGEL A. W., NAHUM A. M. *Injures in underride-override collisions - A clinical study, SAE n. 700483, 1970, p. 1708-1715.*

DANNER M. , LANGWIEDER K. *Results of an analysis of truck accidents and possibilities of reducing their consequences discussed on the basis of car-to-truck crash tests, SAE n. 811027, 1981, p. 3293-3316.*

DEPARTAMENTO NACIONAL DE TRANSITO *Resolução n. 805, 24 out.,1995.*

FEITOSA V. C. *Redação de textos científicos, 2ª ed., Campinas, SP, Papirus, 1995.*

HÖGSTRÖM K. , SVENSSON L. *Accident analysis: front and rear protection of trucks,. Journal of Vehicle Design, Special Issue on Vehicle Safety, 1996, p. 241-248.*

MARIOLANI J.R.L., SCHMUTZLER L.O.F., ARRUDA A.C.F., OCCHIPINTI S., SANTOS P.S.P., STELLUTE J.C., MAZARIN J.C. *First crash test of the new conceptual pliers underride guard, SAE 1998.*

MURRAY N.W. *A study of car-truc impacts and the feasibility of fitting energy-absorbing guards to heavy trucks. Monash University, Sep. 7, 1988.*

NYSTROM G. A., KOST G. , WERNER S. M. *Stiffness parameters for vehicle collision analysis, SAE n. 910119, 1991, p. 169-176.*

RECHINITZER G. *Design principles for underride guards and crash test results, SAE Heavy Vehicle Underride Protection Toptec, Apr. 15-16,1997.*

RECHNITZER G. , FOOG C.W. *Truck involved crash study, Monash University Accident Research Centre Report Documentation Page, report n 26, May 1991, ISBN 0 7326 0021 9, 25 pages.*

RECHNITZER G., SCOTT G. , MURRAY N. W. *The reduction of injuries to car occupants in rear end impacts with heavy vehicles, SAE n. 933123, 1993, p. 145-164.*

RECHNITZER G., POWELL C., SEYER K. *Development and testing of energy absorbing rear underrun barriers for heavy vehicles, 15th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles Melbourne, Australia, May 13-17, 1996.*

REVISTA 4 RODAS *Sobrevivendo aos caminhões, jan. 1997, p.104-107.*

SAE J211. Instrumentation for impact test, oct. 1988.

SCHMUTZLER L. O. F. *Defeating the Guillotine of the roads - Proposal for an effective underride guard for trucks, SAE Brazil, Jul. 28 1995.*

SCHMUTZLER L. O. F. *Brazil's heavy vehicle underride problem, SAE Heavy Vehicle Underride Protection TOPTec, Apr. 15-16, 1997.*

SCHMUTZLER L. O. F. *An underride guard design for the brazilian traffic environment, SAE Heavy Vehicle Underride Protection TOPTEC, Apr. 15-16, 1997.*

THOMAS P. *The definition of crash parameters for an advenced frontal crash test based on real-world crashes, Journal of Vehicle Design, v. 16, n. 2/3, 1995, p. 179-193.*

TOMASSONI J.E. *Additional insights to the underride problem and concern. SAE Heavy Vehicle Underride Protection TOPTEC, Apr. 15-16, 1997.*

TOMASSONI J. E. & BELL G. K. *An approach to developing underride guard requirements for improved occupant protection. SAE n. 801422, 1980, p. 01-16.*

UNICAMP., FEM., LEB., CT. *Projeto Impacto.*

Apêndice A

Programa de Elementos Finitos para dimensionamento do pára-choque

Abaixo está apresentado o programa ANSYS Engineering Analysis System Revision 5.2 (Swanson Analysis System), utilizado para gerar os nós intermediários e determinar os pontos de concentração de tensões.

!4 cabos, com longarina do caminhao

```
/prep7
```

```
/vie,,1,1,1
```

```
/esh,1
```

```
n,,,0.06
```

```
n,49,,0.06,1.2
```

```
fill,1,49
```

```
n,96,-0.937,0.64,0.475
```

```
fill,20,96,46,50,1
```

fill,45,88,39,97,1
ngen,2,135,1,49,1,,0.625
n,201,-0.65,0.685,0.45
fill,180,201,16,185,1
fill,1,68,40,202,1
n,,-0.7,0.685,0.45
fill,242,154,27,243,1
fill,158,266,6,270,1
nsym,z,275,all

!cabos:

n,,-0.13,0.3725,1.2
!551
n,,-0.13,0.3725,1.1
!552
n,,-0.13,0.3725,1
!553
n,,-0.13,0.3725,0.9
!554
n,,-0.13,0.3725,0.8
!555
mp,ex,1,21e10
mp,dens,1,7850
mp,ex,2,9.3e10
mp,dens,2,7850
et,1,beam44
et,2,beam4

! U deitado 6":

r,1,1.542e-3,5.414e-6,2.91e-7,0.01321,0.0762

rmore

rmore

rmore,,,0.03556

! U deitado 6" (p/ simetria):

r,7,1.542e-3,5.414e-6,2.91e-7,0.03556,0.0762

rmore

rmore

rmore,,,0.01321

! U deitado 4":

r,2,1.006e-3,1.581e-6,3.96e-8,0.01168,0.0508

rmore

rmore

rmore,,,0.02845

! "cabos":

r,3,6.129e-5,3e-10,3e-10,4.4e-3,4.4e-3

!box beam 4" p/ longarinas:

r,4,2.348e-3,3.412e-6,2.39e-6,0.04183,0.0508

!longarinas do caminhao:

r,5, 3.781e-3,3.2671e-5,1.165e-6,0.01549,0.127

rmore

rmore

rmore,,,0.05408

!box beam 6" p/ fixar cabos:

!e=5mm:

!r,6,3.084e-3,3.88e-6,1.0822e-5,0.076,0.04877

!r,6,3.084e-3,1.0822e-5,3.88e-6,0.04877,0.076

!e=8mm:

!r,6,3.962e-3,6.427e-6,1.257e-5,0.076,0.05166

r,6,3.962e-3,1.257e-5,6.427e-6,0.05166,0.076

!travessa principal:

mat,1

type,1

real,1

e,1,2

egen,48,1,1,1,1

real,7

e,276,277

egen,48,1,49

!longarinas:

real,4

e,20,50

e,50,51

egen,46,1,98

egen,2,275,97,143

!maos francesas externas:

real,2

e,45,97

e,97,98

egen,38,1,192

e,135,88

egen,2,275,191,230

!apoio dos cabos:

!real,4

real,6

e,136,137

egen,48,1,271

egen,2,275,271,318

!maos francesas internas:

real,2

e,1,202

e,202,203

egen,39,1,368

e,241,68

egen,2,275,367,407

!maos francesas do apoio dos cabos:

!real,4

e,180,185

e,185,186

egen,16,1,450

egen,2,275,449,465

!longarinas do caminhao:

real,5

e,242,243

egen,27,1,483

e,269,154

egen,2,275,483,510

!pequena mao francesa:

!real,2

!e,158,270

!e,270,271

!egen,5,1,540

!e,271,266

!egen,2,275,539,545

!"cabos":

mat,2

type,2

real,3

e,49,551

e,551,184

e,45,552

e,552,180

e,41,553

e,553,176

e,37,554

e,554,172

nummr,all

save

fini

!Solucao

/sol

/tria,lbot

d,93,all

d,368,all

ddel,93,rotz

ddel,368,rotz

d,242,all

d,517,all

acel,,9.81

f,551,fx,-37500

f,552,fx,-37500

f,553,fx,-37500

f,554,fx,-37500

solv

fini

!Pos-processamento

/post 1

set, 1

etab,,nmisc,1

etab,,nmisc,2

!etab,,nmisc,3

!etab,,nmisc,4

!pletab,nmis1

esel,,mat,,1

pletab,nmis1

esel,r,real,,1,4

esel,a,real,,6,7

pletab,nmis2

!pres,f

!pres,m

!prns,f

fini

Apêndice B

Transcrição da Resolução 805/95 do DENATRAN.

Resolução nº805, de 24 de Outubro de 1995

Estabelece os requisitos técnicos mínimos do
pára-choque traseiro dos veículos de carga .

O CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO, usando da competência que lhe conferem o artigo 5º, incisos V e VIII, e o artigo 37, § 2º, da Lei nº 5.108 de 21 de setembro de 1966, que instituiu o Código Nacional de Trânsito , o artigo 9º incisos V e VIII, e o artigo 92, § 4º, do seu Regulamento, aprovado pelo Decreto nº 62.127, de 16 de janeiro de 1968;

Considerando que nos termos dos artigos 37, § 2º do CNT e 92 do FCNT, o pára-choque dos veículos automotores é equipamento obrigatório;

Considerando que nenhum veículo poderá transitar nas vias terrestres abertas à circulação pública sem que ofereça as condições mínimas de segurança;

Considerando que a colocação de pára-choque traseiro de forma indiscriminada nos veículos de carga, coloca em risco os usuários dos demais veículos e prejudica significativamente a segurança do trânsito;

Considerando que a clara visualização da parte traseira dos veículos , especialmente daqueles transportadores de carga, a uma distância adequada, constitui-se um fator que aumenta a segurança do trânsito.

Considerando a deliberação tomada pelo Colegiado na Reunião Ordinária, realizada em 24 de outubro de 1995;

RESOLVE

Art. 1º Os veículos de carga com peso bruto total (PBT) superior a 3,5 t (três vírgula cinco toneladas), fabricados no país, importados ou encarroçados, a partir de 1º de junho de 1996, somente poderão ser licenciados se estiverem dotados de pára-choque traseiro que atenda as especificações técnicas estabelecidas nesta Resolução e seu anexo.

Art. 2º Não estão sujeitos ao cumprimento desta Resolução os veículos :

I) inacabados ou incompletos, conforme definidos pela Resolução CONTRAN nº 724, de 20 de dezembro de 1988;

II) destinados à exportação;

III) caminhões tratores ;

IV) produzidos especialmente para cargas auto-portantes ou outros itens muito longos;

V) aqueles nos quais a aplicação do pára-choque traseiro especificado nesta Resolução seja incompatível com sua utilização; e

VI) viaturas militares definidas pela Resolução CONTRAN nº 797/95, de 16 de maio de 1995.

Art. 3º Compete à empresa responsável pela complementação dos veículos especificados no inciso I do art. 2º, o cumprimento das exigências estabelecidas nesta Resolução .

Art. 4º Os veículos enquadrados nos incisos IV e V, do art. 2º, deverão trazer no campo "observações" do CRLV a seguinte anotação: Pára-choque, item IV ou V da Resolução CONTRAN nº 805/95.

Art. 5º O DENATRAN poderá a qualquer tempo solicitar as empresas fabricantes, às responsáveis pela complementação dos veículos a às importadoras, a apresentação dos resultados de ensaios que comprovem o atendimento das exigências estabelecidas nesta Resolução.

Art. 6º O pára-choque traseiro do veículo de carga, reboque e semi-reboque, com PBT superior a 3,5 t (três vírgula cinco toneladas) deve atender, no mínimo, aos seguintes requisitos técnicos:

I) travessa com:

- a) formato retilíneo e sem furos;
- b) extremidade sem bordas cortantes;

- c) a altura de sua seção reta não inferior a 100 mm (cem milímetros);
- d) comprimento máximo igual ao comprimento do maior eixo veicular traseiro;
- e) comprimento mínimo igual ao comprimento do maior eixo veicular traseiro menos 100 mm (cem milímetros), de cada lado;
- f) faixas oblíquas com uma inclinação de 45° (quarenta e cinco graus) em relação ao plano horizontal e 40 mm (quarenta milímetros) de largura, nas cores amarelo e preto, sendo admitido o uso da cor amarela refletiva (figura 1 do anexo).

II) distância da travessa do pára-choque até a extremidade traseira do veículo não deve exceder a 400 mm (quatrocentos milímetros);

III) para veículos basculantes esta distância deve ser a mínima necessária ao movimento da caçamba e nunca superior a 400 mm (quatrocentos milímetros);

IV) altura máxima de 550 mm (quinhentos e cinquenta milímetros) da borda inferior da travessa do pára-choque, medida com relação ao pavimento, estando o veículo com seu peso em ordem de marcha e num plano de apoio horizontal

V) para veículos, transportadores de cargas perigosas, o pára-choque traseiro deve estar afastado, no mínimo, 150 mm (cento e cinquenta milímetros) do tanque ou do último acessório, devendo ser fixado nas longarinas do chassi do veículo;

VI) admitido o uso do pára-choque com altura variável, no plano vertical, desde que este atenda às exigências estabelecidas nesta Resolução e seu anexo;

VII) o pára-choque previsto no inciso anterior deverá apresentar dispositivo que garanta sua fixação quando em serviço, sendo possível ao operador variar sua altura aplicando

uma força que não exceda a 400 N (quatrocentos Newtons), aproximadamente (quarenta quilogramas-força).

VIII) É permitida a instalação de pára-choque basculante desde que atenda as exigências desta Resolução e seu anexo, e seja dotado de mecanismo que obrigue o seu retorno à posição original, sem necessidade de interferência externa.

Art. 7º Todo veículo de carga, reboque e semi-reboque, de PBT superior a 3,5 t (três virgula cinco toneladas), licenciado e que não porte o pára-choque de conformidade com as exigências desta Resolução, deverá, até 1º de junho de 1996, ter seu pára-choque traseiro:

I) fixado rigidamente ao chassi, ou extensão deste;

II) altura da seção reta da travessa do pára-choque não inferior a 100 mm(cem milímetros);

III) comprimento mínimo admitido para o dispositivo, será de 1.000 mm (mil milímetros);

IV) pintado conforme estabelecido no art. 6º, inciso I, letra f.

Parágrafo único. O disposto neste artigo aplica-se, também, aos veículos fabricados até 1º de junho de 1996.

Art. 8º Os órgãos de trânsito deverão, na esfera das suas respectivas competências, cumprir e fazer cumprir o que dispõe esta Resolução.

Art. 9º Esta Resolução entrará em vigor na data de sua publicação.

KASUO SAKAMOTO
Presidente do Conselho

GERSON ANTONIO ROMANEL
Conselheiro Relator

ANEXO À RESOLUÇÃO Nº 805/95

Especificações técnicas de pára-choque traseiro de veículo de carga com PBT superior à 3,5 t (três vírgula cinco toneladas).

1. OBJETIVO

Estabelecer requisitos mínimos para fabricação e instalação de pára-choque traseiro a ser fixado em veículo de carga, reboque e semi-reboque, cujo PBT seja superior a 3,5 t (três vírgula cinco toneladas).

2.FINALIDADE

- Atenuar as lesões e reduzir os danos materiais conseqüentes de colisão na traseira dos veículos de carga.
- Sinalizar adequadamente a traseira dos veículos de carga.
- Estabelecer padrões para o Sistema Trânsito Brasileiro.

3.APLICAÇÃO

O conteúdo deste documento não se aplica aos seguintes veículos:

- 3.1.- inacabados ou incompletos, conforme definidos pela Resolução CONTRAN nº 724, de 20 de dezembro de 1988;
- 3.2.- destinados à exportação;
- 3.3.- caminhões tratores;
- 3.4.- produzidos especialmente para cargas auto-portantes ou outros itens muito longos;
- 3.5.- aquele nos quais a aplicação do pára-choque traseiro especificado nesta Resolução seja incompatível com sua utilização; e
- 3.6.- viaturas militares definidas pela Resolução CONTRAN nº 797/95, de 16 de maio de 1995

4.DEFINIÇÕES

Para os efeitos de aplicação desta Resolução, define-se

4.1.- Pára-choque traseiro

Dispositivo de proteção constituído de uma travessa e elementos de fixação para montagem,

fixados à longarina do chassi do veículo e destinado a atenuar as lesões e a reduzir os danos materiais conseqüentes de colisão envolvendo a traseira deste veículo

4.2.- Chassi

Parte do veículo constituída dos componentes necessários ao seu deslocamento e que suporta a carroçaria.

4.3.- Longarina

Elemento estrutural principal do quadro do chassi ou da carroçaria, posicionado longitudinalmente no veículo.

4.4.- Peso do Veículo em Ordem de Marcha

É o peso próprio do veículo acrescido dos pesos da carroceria e/ou equipamento, do combustível, das ferramentas e dos acessórios, da roda sobressalente, do extintor de incêndio, e do fluído de arrefecimento.

4.5.- Pára-choque Escamoteável

Dispositivo de proteção equipado com sistema de articulação que permite variar a distância ao solo, girando no sentido contrário à marcha do veículo, quando este se desloca para frente, em situação transitória, devendo voltar à posição original assim que o obstáculo seja transposto.

4.6.- Comprimento do Eixo Veicular Traseiro

O comprimento do eixo veicular traseiro é medido entre as bordas externas dos aros das rodas, excluindo-se as deformações dos pneus junto aos planos de apoio.

4.7.- Peso Total Máximo Indicado

Peso indicado pelo fabricante do veículo para condições específicas de operação.

5. REQUISITOS GERAIS

5.1.- MATERIAL

5.1.1.- O pára-choque traseiro, instalado no veículo, deve atender as prescrições do item 6 deste anexo.

5.1.2.- O alongamento do chassi deve ser feito de acordo com as especificações do fabricante do veículo, ou utilizando aço de baixo carbono (ABNT-1015 ou ABNT-1020).

5.1.3.- A solda deve ser de material compatível com o do chassi.

5.2.-FORMAS E DIMENSÕES

5.2.1.- O pára-choque deve ter forma e dimensões projetadas de modo a permitir, quando instalado, a visualização da sinalização luminosa e da placa de identificação do veículo, não prejudicando os requisitos estabelecidos na Resolução CONTRAN 692/88.

5.2.2.- A travessa do pára-choque deve ter:

5.2.2.1.- formato retilíneo e sem furos;

5.2.2.2.- extremidade sem bordas cortantes;

5.2.2.3.- a altura de sua seção não inferior a 100 mm (cem milímetros);

5.2.2.4.- uma espessura que atenda ao item 7.5. deste anexo;

5.2.2.5.- comprimento máximo igual ao comprimento do maior eixo veicular traseiro;

5.2.2.6.- comprimento mínimo igual ao comprimento do maior eixo veicular traseiro menos 100 mm (cem milímetros) de cada lado;

5.2.2.7.- faixas oblíquas com uma inclinação de 45° (quarenta e cinco graus) em relação ao plano horizontal e 40 mm (quarenta milímetros) de largura, nas cores amarelo e preto (vide figura 1 deste anexo). É admitido o uso da cor amarela refletiva.

5.2.3.- O suporte e os elementos de fixação do pára-choque devem ter formas e dimensões que atendam aos itens 7.5.1. e 7.5.2. deste anexo.

6.REQUISITOS ESPECÍFICOS

6.1.-INSTALAÇÃO (vide figura 2 deste anexo)

6.1.1.- A distância da travessa do pára-choque até a extremidade traseira do veículo não

deve ser superior a 400 mm (quatrocentos milímetros), preferencialmente, deve coincidir com esta.

6.1.1.1.- Para veículos basculantes esta distância deve ser a mínima necessária ao movimento da caçamba e nunca superior a 400 mm (quatrocentos milímetros).

6.1.2.- A distância da borda inferior da travessa do pára-choque, medida, estando o veículo com seu peso em ordem de marcha e num plano de apoio horizontal, não deve, em ponto algum, ser superior a 550 mm (quinhentos e cinquenta milímetros) em relação a esse plano.

6.1.3.- Para veículos equipados transportadores de produtos perigosos, o pára-choque traseiro deve estar afastado, no mínimo, 150 mm (cento e cinquenta milímetros) do tanque ou do último acessório, devendo ser fixado nas longrinas do chassi do veículo.

6.1.4.- O pára-choque pode ser projetado de maneira tal que sua posição na parte traseira do veículo possa variar, desde que atenda as especificações contidas nesse anexo. Neste caso, deve ter um método garantido de fixação de serviço, e o operador deve ter a possibilidade de variar a posição do dispositivo aplicando uma força que não exceda 400 N (quatrocentos Newtons), aproximadamente (quarenta quilogramas-força).

6.1.5.- É permitida a instalação de pára-choque escamoteável, desde que atenda as especificações contidas nesse anexo, equipado com mecanismo que obrigue o retorno à posição original sem necessidade de interferência externa.

7. MÉTODOS DE ENSAIO

7.1.- O pára-choque deve estar instalado no veículo na posição de serviço, fixado aos elementos laterais do quadro do chassi ou aos que os substituam.

7.2.- As forças especificadas em 7.5.1. e 7.5.2. devem ser aplicadas em separado, devendo a ordem de aplicação das mesmas ser aquela recomendada pelo instalador do pára-choque.

7.3.- As forças especificadas em 7.5.1. e 7.5.2. devem ser aplicadas paralelamente ao eixo longitudinal médio do veículo, através de uma superfície de contato com, no mínimo, 250 mm

(duzentos e cinquenta milímetros) de altura e 200 mm (duzentos milímetros) de largura, com raio de curvatura de 5 ± 1 mm (cinco mais ou menos um milímetros) nos cantos verticais. O centro de cada superfície deve ser posicionado nos pontos P1, P2 e P3.

7.4.- Os pontos P1 estão localizados a 300 mm (trezentos milímetros) dos planos verticais longitudinais do veículo, tangentes às bordas externas dos aros das rodas do eixo veicular traseiro; os pontos P2 estão localizados sobre a linha que liga os pontos P1, e são simétricos em relação ao plano vertical do eixo longitudinal médio do veículo, distanciados de 700 mm (setecentos milímetros) mínimo a 1.000 mm (mil milímetros) máximo, posição exata a ser especificada pelo instalador do pára choque. A altura acima do plano de apoio dos pontos P1 e P2 deve ser definida pelo instalador do pára-choque, sobre a face posterior do pára-choque, entre as linhas que a delimitam horizontalmente. Esta altura não pode exceder de 600 mm (seiscentos milímetros) do plano de apoio, quando o veículo está com peso em ordem de marcha. O ponto P3 é o ponto central da reta que liga os pontos P2 (vide figura 3, deste anexo)

7.5.-PROCEDIMENTO

7.5.1.- Aplicar sucessivamente aos pontos P1 e ao ponto P3, uma força horizontal igual a 12,5% (doze vírgula cinco por cento) do peso total máximo indicado do veículo, porém não excedendo a 25.000 N (vinte e cinco mil Newtons), aproximadamente 2,5 t (dois vírgula cinco toneladas).

7.5.2.- Aplicar sucessivamente aos pontos P2, uma força horizontal igual a 50% (cinquenta por cento) do peso total máximo indicado do veículo, porém não excedendo a 100.000 N (cem mil Newtons), aproximadamente 10 t (dez toneladas).

8.RESULTADOS

Deve ser registrado pelo executor do ensaio, instituto técnico oficial, órgão ou entidade devidamente credenciada pelo INMETRO, os seguintes dados:

- 8.1.- Nome do instalador do pára-choque;
- 8.2.- Peso total máximo indicado do veículo;

8.3.- Valor das forças aplicadas em 7.5.1. e 7.5.2.

8.4.- Distância horizontal entre a face posterior do pára-choque e a extremidade traseira do veículo, após o ensaio.

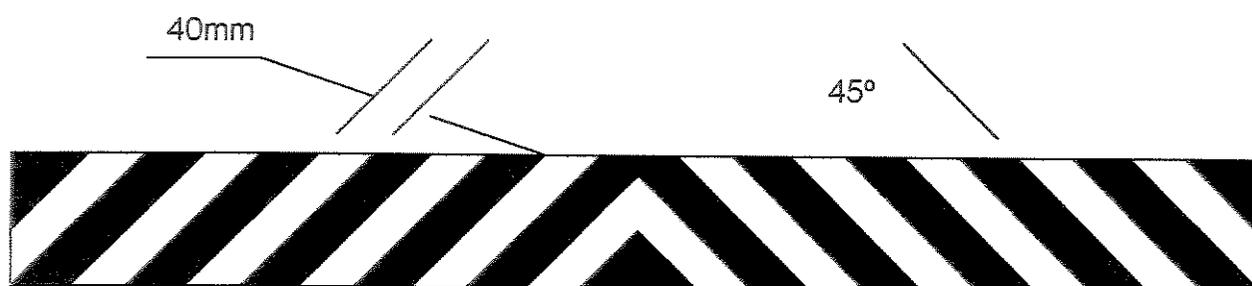


Figura 1 - Mostra como a travessa do pára-choque traseiro de veículos de carga (PBT maior que 3,5 toneladas) deve estar pintada, observando-se o espaçamento de 40 mm entre as faixas e a inclinação de 45° das mesmas, bem como as cores determinadas.

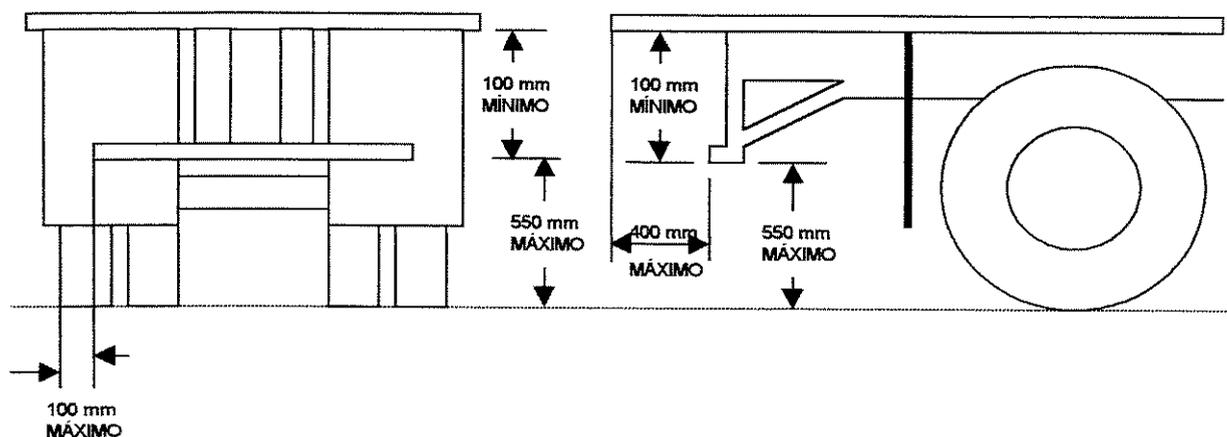


Figura 2 - Dimensões e posicionamento do pára-choque traseiro em caminhões e veículos rebocados de carga.

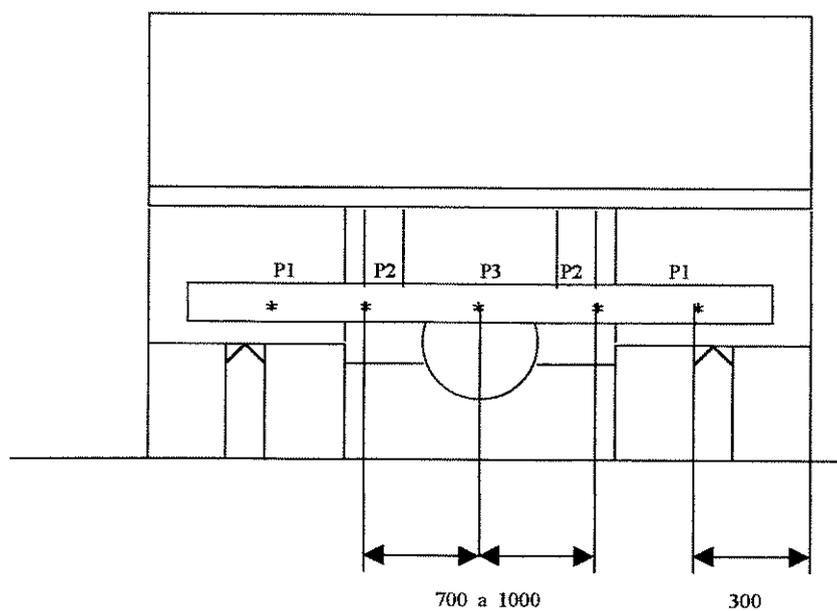


Figura 3 - Pontos de aplicação das forças.