

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

CONSIDERAÇÕES SOBRE A DINÂMICA VEICULAR VISANDO ACIDENTES  
VEICULARES

por

Régis Aurélio Peruzzo

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Maio de 2010

CONSIDERAÇÕES SOBRE A DINÂMICA VEICULAR VISANDO ACIDENTES  
VEICULARES

por

Régis Aurélio Peruzzo  
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Comissão de Avaliação

Prof. Dr. Alberto Tamagna  
UFRGS/PROMEC

Prof. Dr. Rafael Antônio Camparsi Laranja  
UFRGS/PROMEC

Prof. Dr. Tiago Becker  
TC/ULBRA

Prof. Dr. Horácio Antonio Vielmo  
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, Maio de 2010

*Dedico este trabalho aos meus pais e esposa que me incentivaram a continuar os estudos. Ao meu filho.*

## AGRADECIMENTOS

Este trabalho não poderia ser finalizado sem a ajuda de diversas pessoas e instituições às quais presto minha homenagem:

A minha família, principalmente a minha esposa Elísia, pela ajuda incondicional no desenvolvimento das tarefas deste trabalho e pela compreensão durante a minha falta.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas, pela motivação, apoio, dedicação e tranquilidade nos momentos mais difíceis.

Aos bolsistas de iniciação científica do GMAP, em particular ao Tiago Chaves Mello; demais colegas e professores do PROMEC; que colaboraram de forma direta e indireta na conclusão deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Ignacio Iturrioz que esteve presente com seu apoio desde os tempos da graduação.

À UFRGS e ao PROMEC, pela oportunidade.

Aos professores membros da Comissão de Avaliação pelas sugestões para melhoria deste trabalho.

A empresa Redisel, que sustentou a minha ausência nos momentos em que foi necessário.

Às pessoas que de uma maneira indireta forneceram apoio para este momento se tornar realidade.

Finalmente, ao Gabriel (*in memoriam*) e ao Valério, pela inspiração deste trabalho.

## RESUMO

### CONSIDERAÇÕES SOBRE A DINÂMICA VEICULAR VISANDO ACIDENTES VEICULARES

A reconstrução de acidentes se faz necessário sempre que não houver um consenso entre as partes envolvidas no evento. A maior ou menor complexidade do trabalho de reconstrução dependerá da quantidade de informações registradas, da qualidade dessas informações e do tipo de acidente com o envolvimento de vítimas fatais ou não. Para facilitar o desenvolvimento do trabalho de reconstrução as informações registradas devem ter fidelidade para auxiliar no esclarecimento das etapas do evento. Neste trabalho busca-se, partindo das informações registradas sobre um acidente veicular, verificar a possibilidade da sua reconstrução a partir dessas informações. A metodologia escolhida para alcançar o objetivo do trabalho esta centrada na revisão da teoria da dinâmica veicular, abordando os tópicos da aceleração, sistema de freios e sistema de direção. São feitas simplificações no equacionamento em termos das forças aerodinâmicas por não se estar analisando o desempenho do veículo e pelo fato dessas forças não interferirem no resultado do evento. Simplificações quanto o comportamento dos pneus que ocorrem na interface via-pneu e a própria deformação da camada de borracha foram desprezadas pelo fato desses estarem derrapando sobre a via, mantendo um comportamento de deslizamento. A rolagem também sofre simplificações seguindo o mesmo raciocínio. Para verificar os resultados da abordagem teórica e os resultados constantes no registro faz-se uso de programas computacionais para confirmar ou não esses resultados. O conjunto de soluções analíticas com soluções obtidas com programas de simulação permite obter resultados que reproduzem com relativa precisão o acidente veicular, dependendo da qualidade das informações disponíveis. Os resultados obtidos desse desenvolvimento, traduzido em vídeos, imagens e gráficos, confirmam algumas informações do registro e se contrapõem em outros.

Palavras chaves: Acidentes, veicular, dinâmica, segurança, colisão, reconstrução

## **ABSTRACT**

### **ANALYZE AND MODELING OF VEHICULAR DYNAMIC APPLIES IN THE ACCIDENT RECONSTRUCTION**

The accident reconstruction will be necessary always that there isn't agreement between of both parts. The major or minor problems work of reconstruction will depends of the quantity of information registered, of the quality this information and of kind accident with involvement of fatal victims or no. To facility the discovery of knowledge event dynamic of a collision clear the real sequence of this event. In this work get the intention reconstructs an accident starting of registered information and concludes if these information are sufficient for realizer the accident reconstruction. The methodology used to make this work and the objectives is centered in the revision the topics how acceleration, brake system and steering wheel system. Are make simplification about of the aerodynamic forces because the focus not is study the behavior of vehicle. The type of fragment bon, the injuries more common to the occupants of vehicle and to the pedestrian, as well as know the vehicle deformation mechanism. The environment of specific programs to accident reconstruction and determinate the trajectory of vehicles appears with the base to confirm and certify the information related in the officials documents. Moreover the creation multibody dynamics simulation programs have been used to modeling the movement of human body during the collision. Furthermore environment the best external form that vehicle must have to cause minor injuries in the pedestrian. Know the elements that do this universe, identify how the vehicles response about the characteristics constructive road. The pedestrian, passenger and driver too are paces this universe and identify yours behavior is very important. Using the all theory developed until today to know the dynamic vehicle, analyze and simulate by means of specific programs to reconstruction accidents is the main this work.

Keywords: Accidents, dynamic, safety, analysis, collision, reconstruction

# ÍNDICE

<b>LISTA DE FIGURAS</b>	<b>ix</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b>	<b>xiii</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b>	<b>1</b>
1.1 Generalidades	1
1.2 Definição do problema	3
1.3 Objetivos da pesquisa	5
1.4 Organização do trabalho	5
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>7</b>
2.1 Danos nos veículos	7
2.2 Danos e lesões nos passageiros e pedestres	11
<b>3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>21</b>
3.1 Generalidades	21
3.1.1 Fundamentos	21
3.2 Análise de aceleração	24
3.2.1 Cargas dinâmicas nos eixos	24
3.2.2 Aceleração limitada pela potência	25
3.2.3 Aceleração limitada pela tração	31
3.3 Tração dianteira	35
3.4 Análise de frenagem	37
3.4.1 Equações básicas	37
3.4.2 Desaceleração constante	37
3.4.3 Força de frenagem	39
3.4.4 Freios	40
3.4.5 Frenagem proporcional	47
3.5 Análise do sistema de direção	50
3.5.1 Geometria do sistema de direção	50
3.5.2 Forças e momentos no sistema de direção	52
<b>4. DINÂMICA DA SEGURANÇA VEICULAR</b>	<b>56</b>
4.1 Generalidades	56
4.2 Elementos da segurança veicular	56
4.3 A relação de tamanho versus peso dos veículos	57
4.4 Dinâmica das colisões veiculares	58
4.5 Estatísticas de acidentes	62
4.6 A coleta de evidências dos acidentes	63
4.7 Reconstrução de um acidente	64
4.8 Avaliação de um acidente	69
4.8.1 Programas específicos	71
<b>5. ANÁLISE DE RESULTADOS</b>	<b>73</b>
5.1 Generalidades	73
5.2 Caso 1: Análise do carregamento estático e dinâmico do veículo	77
5.2.1 Definição do problema	77
5.2.2 Solução analítica	77

5.2.3	Solução computacional	80
5.3	Caso 2: Análise do sistema de potência	82
5.3.1	Definição do problema	82
5.3.2	Solução analítica	83
5.3.3	Solução computacional	85
5.4	Caso 3: Análise de frenagem	87
5.4.1	Definição do problema	87
5.4.2	Definição do problema	87
5.4.3	Solução analítica	88
5.4.4	Solução computacional	90
5.5	Caso 4: Análise cinemática da colisão de dois veículos	93
5.5.1	Definição do problema	93
5.5.2	Solução analítica	94
5.6	Caso 5: Análise de acidente	100
5.6.1	Definição do problema	100
5.6.2	Abordagem analítica	101
5.6.3	Análise computacional	110
5.6.3.1	Análise computacional sem frenagem nem mudança de direção	111
5.6.3.2	Análise computacional com mudança de direção num tempo maior e frenagem	114
5.6.3.3	Análise computacional com mudança de direção e frenagem	119
<b>6.</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>125</b>
<b>7.</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	<b>127</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Teste de impacto dos veículos Stilo, Idea e Palio. Fonte: Revista Auto esporte	2
Figura 1.2 Absorvedores de energia	4
Figura 1.3 Propaganda ilustrando à segurança dos veículos. Fonte: Volvo	4
Figura 2.1 Estudo dos danos projetados em veículos. Fonte: Dodge	7
Figura 2.2 Deformação do veículo e sistema de referência, Du et al., 2009	8
Figura 2.3 Teste de impacto frontal em barreira rígida. Fonte: Dodge	9
Figura 2.4 Danos de veículos com áreas geométricas em destaque, Vangi, 2009	10
Figura 2.5 Causas de lesões na cabeça, Gilchrist ,2003	13
Figura 2.6 Fissura do crânio, uma das lesões na cabeça, Gilchrist, 2003	13
Figura 2.7 Malha de elementos finitos da cabeça, Gilchrist, 2003	14
Figura 2.8 Fluxograma para método de reconstrução de acidente, Weng et al., 2010	15
Figura 2.9 Impacto em capô normal. Fonte: BMW	15
Figura 2.10 Impacto com dispositivo absorvedor, em teste pela Nissan. Fonte: Jornal NH	16
Figura 2.11 Dados de entrada reais para reconstrução de acidentes, Konosu, 2002	16
Figura 2.12 Resultados da simulação obtidos no JARI, Konosu, 2002	17
Figura 2.13 Direções de impacto das forças que atuam no corpo humano, Teresinski, 2002	18
Figura 2.14 Danos causados no Audi A6, Balazic et al., 2006	18
Figura 2.15 Danos causados na van VW Caravelle, Balazic et al., 2006	19
Figura 2.16 Barreiras tipo “W” de proteção. Coon, 2006	20
Figura 2.17 Danos causados em barreiras tipo “W” de proteção. Coon, 2006	20
Figura 3.1 Equacionamento desprezando arrasto, Rill, 2007	22
Figura 3.2 Sistemas de eixos de um veículo, segundo a SAE	23
Figura 3.3 Veículo em um sistema de coordenadas fixas à terra, Gillespie, 1992	23
Figura 3.4 Diagrama de corpo livre de um veículo sob aceleração, Gillespie, 1992	24
Figura 3.5 Curvas de desempenho para torque e potência de motores diesel e gasolina	26
Figura 3.6 Efeito da velocidade no desempenho da aceleração	26
Figura 3.7 Componentes básicos do sistema de potência, Gillespie, 1992	28
Figura 3.8 Força trativa versus velocidade de uma transmissão manual, Gillespie, 1992	31
Figura 3.9 Diagrama de corpo livre para rolamento da carroceria num eixo sólido	32
Figura 3.10 Configuração de uma tração dianteira, Reimpell et al., 2001	36

Figura 3.11 Configuração de uma tração dianteira, Heisler, 2002	36
Figura 3.12 Freio a tambor – Fonte: Bosch	41
Figura 3.13 Forças nas sapatas de um freio a tambor na frenagem, Gillespie, 1992.	42
Figura 3.14 Freio a disco. Fonte: Bosch	43
Figura 3.15 Raios e elemento de área do disco de freio, Stone et al., 2004	43
Figura 3.16 Distribuição das cargas na frenagem, adaptado de Gillespie, 1992	48
Figura 3.17 Forças de frenagem máximas em função do atrito, Gillespie, 1992	48
Figura 3.18 Força de frenagem máximas nos eixos dianteiro e traseiro, Gillespie, 1992	49
Figura 3.19 Sistema de direção de um veículo com detalhe da suspensão	51
Figura 3.20 Ângulos importantes na geometria do sistema de direção	51
Figura 3.21 Sistema de eixos para forças e momentos do pneu segundo SAE J670e	52
Figura 3.22 Forças e momentos atuantes no pneu direito	53
Figura 3.23 Momento da força vertical atuando sobre o ângulo de inclinação lateral	54
Figura 3.24 Momento de esterçamento produzido pela força lateral	54
Figura 3.25 Momento esterçamento produzido pela força trativa	55
Figura 4.1 Gráfico da probabilidade de vitimas fatais em colisões O'Neill, 1995	58
Figura 4.2 Tempo de detenção numa frenagem, Bertocchi, 2005	60
Figura 4.3 Colisão com uso do cinto, Bertocchi, 2005	60
Figura 4.4 Colisão sem uso do cinto, Bertocchi, 2005	61
Figura 4.5 Variação de energia de deformação numa colisão, Bertocchi, 2005	62
Figura 4.6 Formato do PC-Crash. Fonte: MEA Forensic Engineers & Scientists	71
Figura 4.7 Formato do PhotoModeler para tratamento de imagens. Fonte: RSI GmbH	72
Figura 5.1 Palio EX 1.3 quatro portas	73
Figura 5.2 Identificação dimensional conforme Manual do Veículo	74
Figura 5.3 Geração gráfica de imagens	75
Figura 5.4 Variáveis do veículo	76
Figura 5.5 Tração dianteira	76
Figura 5.6 Gráfico do carregamento estático no eixo dianteiro e traseiro	80
Figura 5.7 Gráfico do carregamento dinâmico sob $a_x=0,2g$ no eixo dianteiro.	81
Figura 5.8 Gráfico do carregamento dinâmico no eixo dianteiro numa via de 6%	82
Figura 5.9 Gráfico dos torques na transmissão	86
Figura 5.10 Gráfico das velocidades na transmissão	86
Figura 5.11 Gráfico da velocidade das rodas	87
Figura 5.12 Gráfico da velocidade de cada roda do veículo para coeficiente de atrito de 0,8591	

Figura 5.13 Gráfico da pressão aplicada nos freios para coeficiente de atrito de 0,85	92
Figura 5.14 Gráfico da aceleração longitudinal do veículo para coeficiente de atrito de 0,85	93
Figura 5.15 Gráfico da provável posição de colisão dos veículos	98
Figura 5.16 Gráfico das velocidades dos veículos	98
Figura 5.17 Gráfico da provável posição de colisão dos veículos, para simulação 2	99
Figura 5.18 Gráfico das velocidades dos veículos, para simulação 2	100
Figura 5.19 Etapas e distâncias percorridas na colisão de um veículo	101
Figura 5.20 Perfil de inclinação da via	103
Figura 5.21 Identificação dos componentes	110
Figura 5.22 Início do salto	111
Figura 5.23 Pouso do veículo	112
Figura 5.24 Rebote do veículo	112
Figura 5.25 O gráfico mostra a variação da velocidade	113
Figura 5.26 O gráfico mostra a variação da aceleração do veículo	113
Figura 5.27 O gráfico das forças de contato nos pneus	114
Figura 5.28 Parâmetros da frenagem	115
Figura 5.29 Parâmetros do sistema de direção	115
Figura 5.30 Início do estudo da sequência de movimentos	116
Figura 5.31 Estudo da sequência de movimento após o pouso	116
Figura 5.32 Estudo da sequência de movimento após o pouso	117
Figura 5.33 Velocidade do veículo	117
Figura 5.34 Aceleração do veículo	118
Figura 5.35 Pressão de frenagem aplicada	118
Figura 5.36 Variação do ângulo das rodas	119
Figura 5.37 Parametrização da frenagem	120
Figura 5.38 Parametrização do sistema de direção	120
Figura 5.39 Início do salto	120
Figura 5.40 Fim do salto	121
Figura 5.41 Estudo da trajetória após frenagem	121
Figura 5.42 Estudo da sequências da rotação do veículo	122
Figura 5.43 Gráfico da velocidade longitudinal	122
Figura 5.44 Gráfico da aceleração	123
Figura 5.45 Gráfico da pressão aplicada nos freios	123
Figura 5.46 Gráfico da variação do ângulo de esterçamento das rodas	124

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 Eficiência dos equipamentos de proteção veicular	1
Tabela 2.1 Lesões nas regiões abdominal e torácica	11
Tabela 2.2 Lesões no corpo humano	12
Tabela 3.1 Comparativo entre os freios a disco e a tambor	46
Tabela 4.1 Dados estatísticos de acidentes nas rodovias federais	63
Tabela 5.1 Identificação dimensional do veículo	74
Tabela 5.2 Características dinâmicas do veículo	74
Tabela 5.3 Marchas do veículo	75
Tabela 5.4 Alinhamento das rodas do veículo	75
Tabela 5.5 Relação do Torque x <i>RPM</i>	83
Tabela 5.6 Relações da caixa de transmissão	83
Tabela 5.7 Fator de Massa por marcha	84
Tabela 5.8 Comparação de torques do sistema de potência em primeira marcha	85
Tabela 5.9 Iterações da rotina do Excel, simulação 1	97
Tabela 5.10 Iterações da rotina do Excel, simulação 2	99
Tabela 5.11 Dados do poste 6kN de concreto armado	105
Tabela 5.12 Comparativo de velocidades iniciais e distâncias percorridas	110

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Letras Latinas

$F_{xl}, F_{xr}$	forças trativas nas rodas esquerda e direita	N
$v'_1$	velocidade final do veículo 1	m/s
$v'_2$	velocidade final do veículo 2	m/s
$F_{yl}, F_{yr}$	forças laterais dos pneus	N
$M_{zl}, M_{zr}$	torques de alinhamento nas rodas, esquerda e direita, respectivamente	Nm
$a$	aceleração do objeto	m/s <sup>2</sup>
$a$	coeficiente de atrito vezes a gravidade	m/s <sup>2</sup>
$A_c$	área da seção transversal correspondente	m <sup>2</sup>
$a_v$	aceleração do veículo	m/s <sup>2</sup>
$a_x$	aceleração do CG na direção $x$	m/s <sup>2</sup>
$a_x$	aceleração longitudinal	m/s <sup>2</sup>
$a_x$	- $D_x$ : desaceleração linear	m/s <sup>2</sup>
$b$	distância entre o $CG_x$ e o eixo dianteiro	m
$c$	distância entre o $CG_x$ e o eixo traseiro	m
$C$	constante que depende das condições do sistema	
CG	centro de gravidade do veículo	
$CG_x$	posição horizontal do centro de gravidade do conjunto	m
$CG_z$	posição vertical do centro de gravidade do conjunto	m
$d$	distância de excentricidade lateral no solo	m
$d$	tamanho das marcas de derrapagem	M
$D_a$	força de arrasto aerodinâmico	N
$D_c$	diâmetro externo da seção transversal	m
$d_c$	diâmetro interno da seção transversal	m
$dN$	força normal infinitesimal	N
$d_p$	deslocamento do poste relativo à base do engaste	m
$dQ$	força de atrito infinitesimal	N
$dT$	momento no elemento infinitesimal	Nm
$e$	comprimento de engastamento do poste	m

$E$	distância perpendicular da força $P_a$ ao pivô	m
$f$	coeficiente de atrito	
$F$	força axial total	N
$F_x$	força de tração no solo	N
$F_x$	força motriz total das duas rodas do eixo	N
$F_x$	forças na direção $x$	N
$F_{xf}, F_{xr}$	forças trativas, dianteira e traseira	N
$F_{xf}$	força de frenagem do eixo dianteiro	N
$F_{xr}$	força de frenagem do eixo traseiro	N
$F_{xt}$	forças totais para desaceleração longitudinal do veículo (positivas)	N
$F_{zb}, F_{zr}$	cargas verticais nas rodas esquerda e direita	N
$g$	aceleração da gravidade	m/s <sup>2</sup>
$H$	altura da parte do poste deslocado	m
$HP$	potência do motor	HP
$I_d$	inércia rotacional do cardam	mkgs <sup>2</sup>
$I_e$	inércia rotacional do motor	mkgs <sup>2</sup>
$I_t$	inércia rotacional da transmissão	mkgs <sup>2</sup>
$I_w$	inércia rotacional das rodas e eixos	mkgs <sup>2</sup>
$I_{xx}$	momento de inércia de massa em torno do eixo $x$	kgm <sup>2</sup>
$K$	constante relativa ao desgaste	
$K_\phi$	rigidez de rolagem total	N/m
$K_{\phi f}$	rigidez de rolagem da suspensão dianteira	N/m
$K_{\phi r}$	rigidez de rolagem da suspensão traseira	N/m
$L$	distância entre os eixos	m
$M$	massa do veículo	kg
$m$	distância perpendicular da força normal ao pivô	m
$m$	massa do componente	kg
$M$	massa do corpo	kg
$m_1$	massa do veículo	kg
$m_2$	massa do veículo	kg
$m_p$	massa parcial deslocada do poste	kg
$M_r$	massa equivalente dos componentes rotacionais	kg
$M_v$	momento total nas rodas	Nm

$n$	distância perpendicular da força de atrito da lona ao pivô	M
$N_A$	força normal do tambor na lona da sapata A	N
$N_f$	relação de transmissão do diferencial	
$N_i$	relação das engrenagens da caixa de transmissão	
$N_{if}$	relação combinada da transmissão e diferencial	
$p$	pressão média	Pa
$Q$	força cortante aplicada	N
$R$	raio do pneu	m
$r$	raio do elemento infinitesimal	m
$R_0$	raio externo das superfícies em contato	m
$R_g$	força de desaceleração devido à inclinação	N
$R_{hx}$	forças de engate do reboque	N
$R_{hz}, R_{hx}$	força vertical e longitudinal no ponto de engate com o reboque	N
$R_i$	raio interno das superfícies em contato	m
$R_x$	forças de resistência ao rolamento	N
$R_{xf}, R_{xr}$	forças de resistência ao rolamento dianteira e traseira respectivamente	N
$s$	distância final	m
$s_0$	distância inicial	m
$SD$	distância de parada	m
$T$	momento total transmitido	Nm
$T$	tempo	s
$T_a$	torque nos eixos	Nm
$T_c$	torque entregue à embreagem (entrada na transmissão)	Nm
$T_d$	torque entregue ao cardam	Nm
$T_e$	torque do motor à velocidade constante	Nm
$T_p$	espessura da parede	m
$t_s$	tempo de parada	S
$T_{sf}$	torque de rolagem na suspensão dianteira	Nm
$T_{sr}$	torque de rolagem na suspensão traseira	Nm
$T_x$	momentos em torno do eixo $x$	Nm
$V$	velocidade	m/s
$V$	velocidade tangencial	m/s
$V$	volume da massa da parte do poste de concreto deslocado	m <sup>3</sup>

$v_0$	velocidade de repouso do poste	m/s
$V_I$	velocidade inicial	m/s
$v_1$	velocidade inicial do veículo	m/s
$v_2$	velocidade final do veículo	m/s
$v_p$	velocidade de impulsão do poste	m/s
$W$	peso do veículo	N
$W_d$	transferência de carga dinâmica	N
$W_f, W_r$	peso dinâmico nas rodas dianteira e traseira respectivamente	N
$W_{fs}$	carga estática no eixo dianteiro	N
$W_{rs}$	carga estática no eixo traseiro	N
$x$	posição horizontal do centro de gravidade do componente	m
$X$	distância percorrida na desaceleração	m
$x$	movimento de avanço	
$y$	movimento lateral à direita	
$z$	posição vertical do centro de gravidade do componente	m

#### Letras Gregas

$\tau_f$	tensão de cisalhamento na seção colidida	Pa
$\tau_{wu}$	valor último da tensão convencional de cisalhamento $\tau_w$	Pa
$\psi$	ângulo de cabeçalho do eixo $x$ relativo ao eixo $X$	rad
$\upsilon$	ângulo de curso vetor velocidade do veículo no CG relativo ao eixo $X$	rad
$\beta$	ângulo de deslizamento lateral entre vetor velocidade do veículo no CG relativo ao eixo $x$	rad
$\mu$	coeficiente máximo de atrito	rad
$\theta$	ângulo da inclinação da via	rad
$\alpha_d$	aceleração angular do cardam	rad/s <sup>2</sup>
$\alpha_e$	aceleração angular do motor	rad/s <sup>2</sup>
$\mu_p$	coeficiente de atrito máximo	
$\eta_{tf}$	eficiência combinada da transmissão e tração final	
$\alpha_w$	aceleração angular das rodas	rad/s <sup>2</sup>
$\alpha_x$	aceleração angular em torno do eixo $x$	rad/s <sup>2</sup>
$\delta$	ângulo de esterçamento	rad
$\delta_e$	desgaste do sistema	
$\varepsilon$	coeficiente de restituição	

$\lambda$	ângulo de inclinação lateral ou do kingpin	rad
$\nu$	ângulo de caster	rad
$\omega$	velocidade angular	rad/s

## **LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS**

Contran	Conselho Nacional de Trânsito
Denatan	Departamento Nacional de Trânsito
DNIT	Departamento de Infra-estrutura e Transporte
EES	Energia equivalente a velocidade
SAE	Society of Automotive Engineers

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1 Generalidades

Os acidentes registrados nas vias começaram a ter importância para a sociedade quando um grande número de ocorrências passou a ser observada, envolvendo prioritariamente veículos. Os registros dos primeiros acidentes datam do início do século XIX, quando os meios de comunicação da época os registravam como uma novidade, atualmente esses dados são armazenados para se tornarem registros estatísticos e servem de fonte para pesquisa e análise na segurança veicular.

Os estudos realizados por Evans e Kahane, 1991, sobre a segurança veicular mostram que o uso do cinto de segurança é responsável pela maior parcela da proteção oferecida aos ocupantes dos veículos. Por exemplo, a Tabela 1.1 mostra que a utilização dos cintos de segurança é de vital importância para salvar e minimizar as lesões que os ocupantes dos veículos podem sofrer nas colisões.

Tabela 1.1 Eficiência dos equipamentos de proteção veicular

Dispositivo de proteção	Eficiência na prevenção de fatalidades
Cinto de segurança de 3 pontas	42%
Cinto de segurança de 3 pontas mais airbag	47%
Somente airbag	13%

Fonte: Evans e Kahane, 1991

A busca do entendimento das variáveis que atuam em um acidente está cerceada por três fatores, o comportamento estrutural do veículo durante a colisão, as regras de circulação nas vias e o perfil do condutor. Não é tarefa restrita dos fabricantes de veículos explicarem a dinâmica deste evento. Os órgãos públicos, através de regulamentações, envolvem-se tanto com a segurança do meio externo formado por pedestres, imóveis e objetos que ocupam os espaços próximos às vias, e os veículos e seus ocupantes. Em face desses requerimentos, os fabricantes devem satisfazer elevados níveis de segurança, essencialmente nas colisões.

Os órgãos públicos atuam especificamente no ambiente das vias. Como exemplos podem-se citar as Agências de Trânsito, a Polícia de Trânsito e o Conselho Nacional de Trânsito (CONTRAN) do Departamento Nacional de Trânsito (DENATRAN), que avaliam os fatores baseados em dados estatísticos que levam ao aumento dos acidentes e das suas consequências. A

preocupação em educar os ocupantes dos veículos, pedestres e terceiros na correta utilização das vias, é alvo principal de campanhas realizadas por esses órgãos. Já dentre os espaços em que atuam esses órgãos, salienta a utilização de novas tecnologias aplicadas a estas vias, as quais visem reduzir as estatísticas referidas, como a implantação de redutores de velocidade.

Dados estatísticos de pesquisas da Polícia Rodoviária Federal mostram que motoristas que não respeitam as normas básicas como a utilização do cinto de segurança revela um perfil psicológico com características associadas a altas taxas de infrações e violações no trânsito, envolvimento frequente em acidentes, passagem pela justiça e/ou consumo de álcool.

Os fabricantes investem em estudos para desenvolver testes que permitem entender a dinâmica da colisão. Na Figura 1.1 observa-se o resultado de um dos testes adotados pelos fabricantes, o teste de impacto. O primeiro teste deste tipo teria sido realizado por volta de 1915 pela fábrica americana Dodge. Esse tipo de teste é vital na atualidade com a finalidade de estudar e desenvolver meios de proteção na colisão do produto. A partir do ano de 2014, todo veículo produzido no Brasil deverá ser aprovado por teste de impacto. Atualmente esse teste é realizado para fins de natureza estrutural, devendo adquirir também o caráter dos critérios biomecânicos, ou seja, análise dos bonecos que simulam os ocupantes, conforme publicação da revista Auto esporte, por Daniel Messeder.

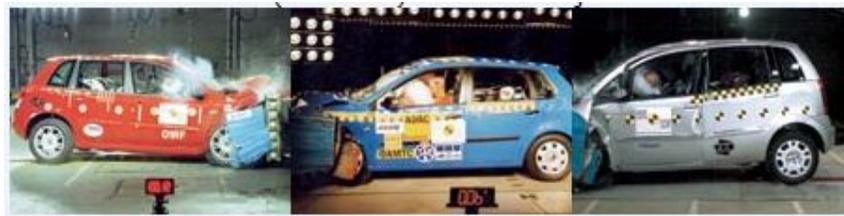


Figura 1.1 Teste de impacto dos veículos Stilo, Idea e Palio. Fonte: Revista Auto esporte

Segundo Bertocchi, 2005, da preocupação de tentar reduzir o número de acidentes nasceu a acidentologia, que se preocupa em caracterizar o acidente; no que diz respeito a sua natureza; forma de ocorrência; sua repetição sistêmica; como, onde e quando ocorrem. E da necessidade de entender os mecanismos envolvidos em uma colisão surgiu a acidentometria, a qual se preocupa em analisar por meio de modelos matemáticos as diversas variáveis envolvidas nos acidentes com o objetivo de criar meios de prevenção.

A reconstrução de acidentes geralmente é necessária quando os meios de prevenção não funcionaram e se faz necessária uma melhor apreciação das etapas da colisão nas quais as evidências não são, por si só, suficientes para obter a sua correta sequência e esclarecer os fatos da maneira mais precisa possível.

## **1.2 Definição do problema**

A exposição dos ocupantes dos veículos e dos pedestres à energia cinética que os veículos possuem durante o deslocamento pode trazer, em caso de colisão, vários problemas para a sociedade; destacando-se o problema social relacionado à saúde pública por causa da ocupação de leitos nos hospitais, e no caso de haver vítima fatal, a perda desta vida cria problemas psicológicos para os seus familiares e demais pessoas envolvidas no evento.

O entendimento de que um acidente de trânsito resulta da colisão de um veículo sempre com algum dos elementos que formam o ambiente externo ao veículo é de suma importância para o início de qualquer mudança. A segurança em termos gerais deve abranger os ocupantes e as pessoas que se encontram fora do veículo, bem como, a disposição dos objetos fixos ao longo das vias.

Uma das consequências dos acidentes, de certa forma positiva, está relacionada à pesquisa e desenvolvimento de materiais para absorção da energia cinética durante a colisão, através da deformação das estruturas e da utilização de mecanismos que atuem também na dissipação dessa energia. Um dos resultados práticos dessa pesquisa na indústria automobilística foi o desenvolvimento e aplicação dos absorvedores de energia, Figura 1.2, elementos que se deformam absorvendo energia. Esses elementos são colocados em pontos estratégicos para evitar lesões mais graves nos ocupantes. Os materiais mais utilizados nos absorvedores de energia são espumas e borrachas.

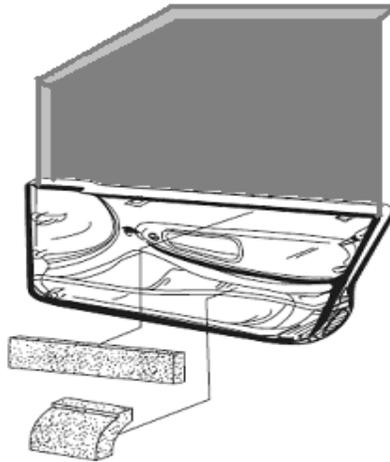


Figura 1.2 Absorvedores de energia

Na Figura 1.3, pode-se observar a importância que os fabricantes de veículos dedicam à segurança veicular em seus projetos e o benefício da segurança que é oferecido aos seus clientes. Desta forma divulgam as vantagens em se adquirir produtos de determinada marca baseados na segurança oferecida aos ocupantes.



Figura 1.3 Propaganda ilustrando à segurança dos veículos. Fonte: Volvo

Muitas vezes o acidente não poderá ser evitado, sendo necessário para diversos fins esclarecer o evento e suas etapas, ou elaborar um passo a passo sobre o que aconteceu antes, durante e depois da colisão.

A reconstrução de um acidente, tema deste trabalho, pode fazer uso da análise da deformação das estruturas, da dinâmica veicular, dos dados dos fabricantes de veículos, testes experimentais, e utilização de programas que permitem modelar e simular os eventos. Juntar todas essas informações e conhecimentos para encontrar as causas e reconstruir o evento da maneira mais precisa e fiel, se traduz no foco do trabalho.

### **1.3 Objetivos da pesquisa**

O objetivo principal do trabalho é:

Reconstruir um acidente veicular a partir de dados com informações de um registro padrão.

Os objetivos específicos do trabalho são:

Verificar se as informações são suficientes para reconstruir o acidente veicular.

Verificar a dinâmica veicular necessária na avaliação do acidente veicular, para o qual será revista a dinâmica da aceleração, da frenagem, e do sistema de direção.

Verificar por meio da modelagem e simulação computacional as diversas etapas consoantes ao estudo do acidente veicular.

### **1.4 Organização do trabalho**

O trabalho encontra-se dividido em sete capítulos.

O *Capítulo 1* define e justifica o problema a ser abordado neste trabalho, o objetivo principal e objetivos específicos que se pretendem alcançar, e a organização da metodologia adotada.

O *Capítulo 2* disponibiliza a revisão bibliográfica, envolvendo diferentes desdobramentos de estudos, técnicas e aplicações correlatas às empregadas neste trabalho.

O *Capítulo 3* apresenta o embasamento teórico requerido para a modelagem da dinâmica veicular envolvida na análise de aceleração, frenagem e sistema de direção.

O *Capítulo 4* tem por finalidade desenvolver os princípios essenciais da dinâmica da segurança veicular orientada à avaliação de um acidente.

O *Capítulo 5* apresenta resultados de solução analítica e por simulação computacional de diversos casos relativos à avaliação final de um acidente.

O *Capítulo 6* apresenta as conclusões gerais obtidas, bem como as perspectivas para o desenvolvimento de futuros trabalhos na área.

O *Capítulo 7* lista as referências bibliográficas utilizadas no trabalho.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo se apresenta uma revisão da literatura com o objetivo de conhecer os diferentes estudos relacionados ao tema da pesquisa, inclusive com a finalidade de auxiliar na justificativa do tema e na definição do problema, na determinação dos objetivos e na construção de hipóteses de solução, se for o caso.

### 2.1 Danos nos veículos

As pesquisas e estudos desenvolvidos nas fábricas relacionadas com a segurança oferecida pelos veículos visam à preservação do espaço onde os ocupantes ou passageiros se encontram. Desta visão resultou que nos projetos estruturais dos veículos, o espaço onde se aloja o motor e o porta-malas, adquiriram a função de se deformarem com maior facilidade para absorverem a energia da colisão tentando manter a integridade do espaço dos ocupantes. Na Figura 2.1, o compartimento do motor é projetado para deformar-se sem invadir o espaço dos ocupantes, o mesmo raciocínio é adotado para os danos sofridos no porta-malas.

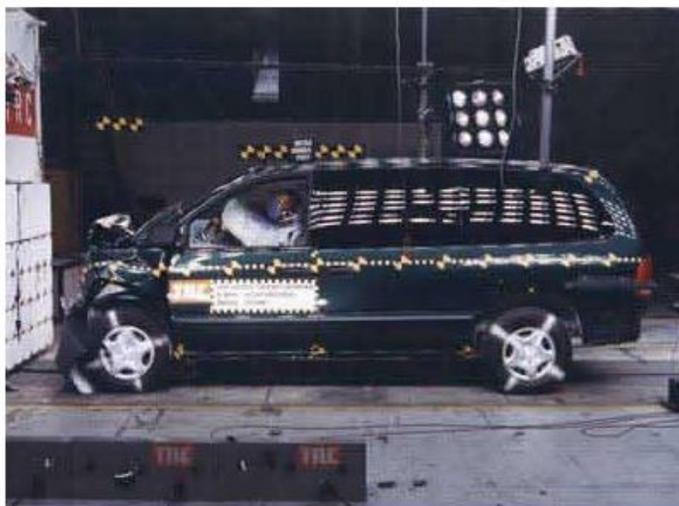


Figura 2.1 Estudo dos danos projetados em veículos. Fonte: Dodge

Du et al., 2009, estudaram a aplicabilidade da técnica fotogramétrica na investigação de um acidente de trânsito e na obtenção de dados para reconstrução do evento. O método fotogramétrico 2D e a técnica de reconstrução do acidente pela análise da trajetória são aplicados em acidentes de trânsito. Com a ajuda de um sistema de controle portátil, Figura 2.2, com o

sistema de referência, o método fotogramétrico 3D é usado na avaliação da deformação do veículo.



Figura 2.2 Deformação do veículo e sistema de referência, Du et al., 2009

Os danos causados nos veículos em consequência de uma colisão, sob o ponto de vista econômico, podem ser aceitáveis. Os danos são vistos como uma consequência benéfica e necessária, tendendo a ser cada vez maior nos projetos que buscam aumentar a deformação e obtendo como resultado a redução da energia que será transferida para os ocupantes do veículo.

Por exemplo, Zhang et al., 2008, pesquisaram sobre a melhoria do projeto de veículos com base na modificação do mecanismo das dobradiças de sustentação dos capôs e a utilização de aço de alta resistência em 14 pontos de absorção de energia. Na simulação utilizou-se o PamCrash, programa específico para simulação de colisões, e para comprovação experimental se dispôs de veículo se deslocando a 13,89 m/s e colidindo contra uma parede rígida a 17°.

A deformação dos materiais segue as relações da mecânica dos sólidos, que são governadas pela Lei de Hooke dentro do regime elástico e com pequenas deformações. Entretanto, na análise dos mecanismos que regem a deformação dos veículos, deve-se ter outra abordagem, pois as deformações não são mais consideradas pequenas e estão fora do regime elástico. As colisões encontram-se no campo das grandes deformações e dentro do regime da plasticidade dos materiais.

A Figura 2.3 mostra o resultado de um ensaio de impacto do modelo Caravan da Chrysler contra uma barreira rígida. A finalidade deste teste é conhecer os mecanismos de deformação e

como os componentes dos vários sistemas que constituem um veículo irão se comportar. Nesta figura pode-se fazer a medição do tamanho final do veículo após a colisão, através da marcação amarela na lateral do veículo. A redução de tamanho do veículo foi de 0,58 m, para uma velocidade de colisão de 15,56 m/s, desta forma o deslocamento da coluna do sistema de direção pode ser avaliado se este é na direção do motorista, permitindo a visualização dos danos do veículo e dos ferimentos que o motorista poderia sofrer neste tipo de colisão frontal. Testes desse tipo ajudam a projetar uniões e juntas que rompem mais facilmente, diminuindo o deslocamento da coluna.



Figura 2.3 Teste de impacto frontal em barreira rígida. Fonte: Dodge

Entender este mecanismo associado com a forma e os demais elementos estruturais de um veículo se torna mais complexo, e para a segurança dos ocupantes tem-se o interesse em determinar o deslocamento e o movimento desses componentes durante a colisão. O complexo mecanismo da deformação plástica tem a capacidade de alterar as propriedades dos materiais permanentemente, transformando a sua microestrutura por meio da quebra dos grãos, conforme Massonnet, 1979.

Existem diversos métodos para calcular a energia dissipada ou envolvida em acidentes. O método proposto por Vangi, 2009, chamado de método do triângulo, diz que os danos causados nos veículos podem ser aproximados por formas geométricas triangulares, retangulares, trapezoidais, ou quadradas. A teoria associada que permite construir um equacionamento analítico envolve parâmetros tais como a profundidade e largura dos danos, a velocidade que não

gera deformação no veículo, e um coeficiente que relaciona a velocidade de impacto e a curva linear de compressão do material.

A Figura 2.4 mostra como os danos são avaliados no método do triângulo de Vangi, 2009, que utiliza a equação do método de Campbell, 1974, para calcular a energia consumida na deformação durante a colisão. A analogia feita entre as formas geométricas e o aspecto da deformação real encontrada nos veículos avaliados, associada com a consideração linear dos danos, são os diferenciais apresentados por Vangi, 2009.

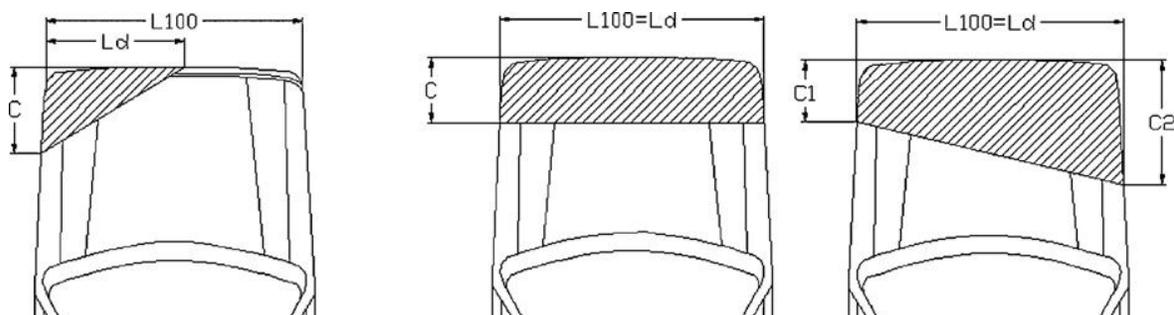


Figura 2.4 Danos de veículos com áreas geométricas em destaque, Vangi, 2009

Por exemplo, nos casos em que a área real deformada puder ser aproximada por um triângulo será utilizada a Equação (2.1), desenvolvida por Campbell, 1974.

$$\sum E_d = L_d \frac{M}{L_{100}} \left( \frac{b_0^2}{2} + \frac{b_0 b_1 C}{2} + \frac{b_1^2 C^2}{6} \right) f \quad (2.1)$$

onde

$E_d$ : energia perdida

$C, C_1, C_2$ : parâmetros de profundidade para danos com seção linear

$L_d$ : largura dos danos

$L_{100}$ : largura frontal do veículo

$f$ : fator de correção da orientação da força principal

$M$ : massa do veículo

$b_0$ : velocidade de impacto que não produz deformação residual

$b_1$ : inclinação da velocidade de impacto versus curva linear de deformação

## 2.2 Danos e lesões nos passageiros e pedestres

Os danos que podem ser causados aos ocupantes dos veículos num evento de colisão podem ser leves ou graves, dependendo da velocidade de colisão. Antes de se abordar os tipos e causas das lesões que podem ocorrer com os ocupantes é preciso ressaltar que o uso do cinto de segurança é o principal elemento capaz de minimizar as lesões. Por isso, o cinto deve ser utilizado pelos ocupantes sempre que entrarem no veículo, ação que pode se tornar vital num acidente.

Na Tabela 2.1, pode-se observar a porcentagem de lesões que são acometidas aos motoristas e passageiros dos veículos no estudo realizado por Haffner, 1990, em pesquisa específica para colisão do tórax e abdômen. Quando a colisão do passageiro se dá contra o painel de instrumentos, com os componentes do sistema de direção, ou com os bancos no caso dos passageiros de trás, as lesões são particulares das regiões abdominal e torácica. Lesões que causaram o esmagamento dos órgãos também foram observadas. Destaca-se o percentual maior de lesões encontradas na região torácica.

Tabela 2.1 Lesões nas regiões abdominal e torácica

Lesão	Motorista	Passageiro
Arterial	8	6
Coração	10	4
Juntas	7	6
Fígado	10	11
Pulmões	21	9
Baço	6	8
Caixa torácica	25	30
Vértebras	3	6
Outros	10	20
Total	100%	100%

Fonte: Haffner, 1990

Pesquisa realizada nos Estados do Rio Grande do Sul, Rio de Janeiro, Bahia, Rondônia e Mato Grosso, divulgada pelo DNIT em dezembro de 2009, apresenta as áreas mais afetadas do corpo humano em acidentes segundo a Tabela 2.2, se destacando o percentual maior na cabeça e pescoço.

Tabela 2.2 Lesões no corpo humano

Área	Região	Percentual
1	Cabeça e pescoço	33,7
2	Tronco	12,6
3	Membros inferiores	17,9
4	Membros superiores	13,5
5	Múltiplas regiões	21,9

Fonte: DNIT, 2009

Para os ocupantes que não estiverem usando o cinto de segurança, as lesões podem ser mais graves dependendo da velocidade, pois eles estão livres e mantêm a inércia do movimento. As lesões que o ocupante sofrerá sem dúvida serão de maior intensidade. De acordo com a Primeira Lei de Newton, um corpo que está em movimento em determinada velocidade tenderá a permanecer nesta condição até entrar em repouso lentamente pela ação das forças dissipativas ou parar repentinamente pela ação de uma força externa de maior intensidade e sentido contrário.

Xu et al., 2009, modelaram as colisões de pedestres contra veículos com a finalidade de descobrir a relação existente entre a velocidade de impacto e o material de fabricação dos para-brisas. Realizaram a comparação entre para-brisas maciços e para-brisas construídos com duas camadas de vidro e uma camada do material PVB intercalada.

No estudo realizado por Gilchrist, 2003, demonstra-se que o impacto mecânico provocado por colisões veiculares é a principal causa de lesão, morte, e incapacidade em pessoas com idade de até 45 anos nos Estados Unidos, Europa, e no Terceiro Mundo, aonde vem crescendo. Este fato pode ser observado na Figura 2.5, onde ainda se compara com dados de quedas e assaltos, ambos com lesões na cabeça.

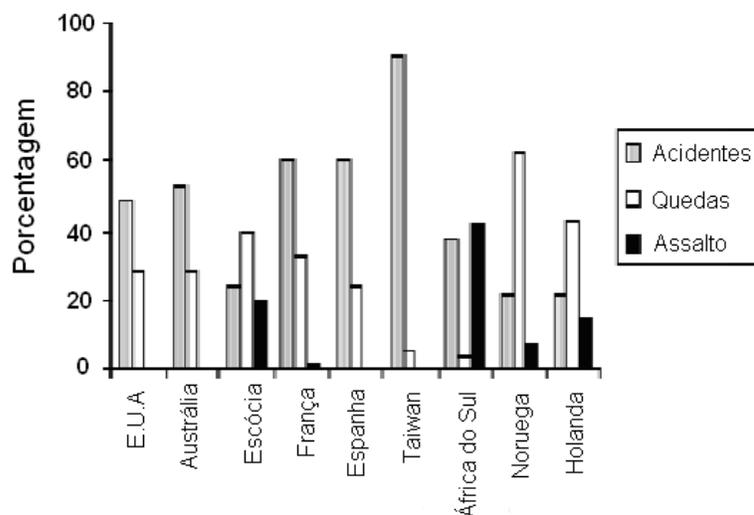


Figura 2.5 Causas de lesões na cabeça, Gilchrist ,2003

Os mecanismos de lesão da cabeça estão associados com a força dinâmica aplicada sobre ela que induz uma série de complexos mecanismos mecânicos e reações físicas envolvendo a flexão local da cabeça, Gilchrist, 2003, gerando ondas de choque que se propagam através do cérebro e demais partes da cabeça.

Esses efeitos podem levar a danos nos vasos sanguíneos, na matéria cerebral e no crânio. As lesões geralmente são observadas por exames neurológicos como a tomografia computadorizada que gera uma imagem da cabeça, conforme a Figura 2.6, onde se observa uma lesão na cabeça de uma vítima de colisão, imagens que logo formam um banco de dados.



Figura 2.6 Fissura do crânio, uma das lesões na cabeça, Gilchrist, 2003

Simulações e modelagens com elementos multicorpos estão sendo feitas em programas computacionais para representar de forma mais realista o corpo humano, numa tentativa de obter resultados que caracterizem o corpo humano mais corretamente. A modelagem por elementos

finitos já esta sendo utilizada em estudos há algum tempo. O processo consiste em digitalizar por meio de tomografias computadorizadas ou ressonância magnética a cabeça, obter uma imagem geométrica da cabeça utilizando os arquivos digitalizados, e utilizar um elemento finito de três dimensões nos modelos. A imagem pode ser convertida, por exemplo, para o formato IGES e importada para programas comerciais de geração de malha como o MSC/Patran, para logo proceder à simulação.

A Figura 2.7 mostra a malha gerada por elementos finitos validada com dados tomográficos. Com espessura de 1,3 mm a parte mais escura representa o osso facial. Em cinza abaixo do osso facial observa-se o crânio. O cérebro é representado pela parte branca.

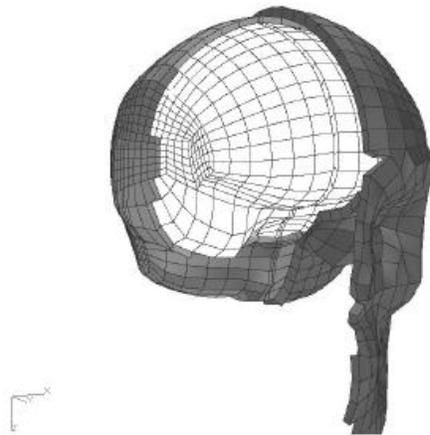


Figura 2.7 Malha de elementos finitos da cabeça, Gilchrist, 2003

Em seu trabalho Weng et al., 2010, propuseram uma metodologia para reconstrução de acidentes com colisão entre pedestres e veículos baseada na dinâmica multicompos para os pedestres, combinando métodos analíticos juntamente com procedimentos de simulações.

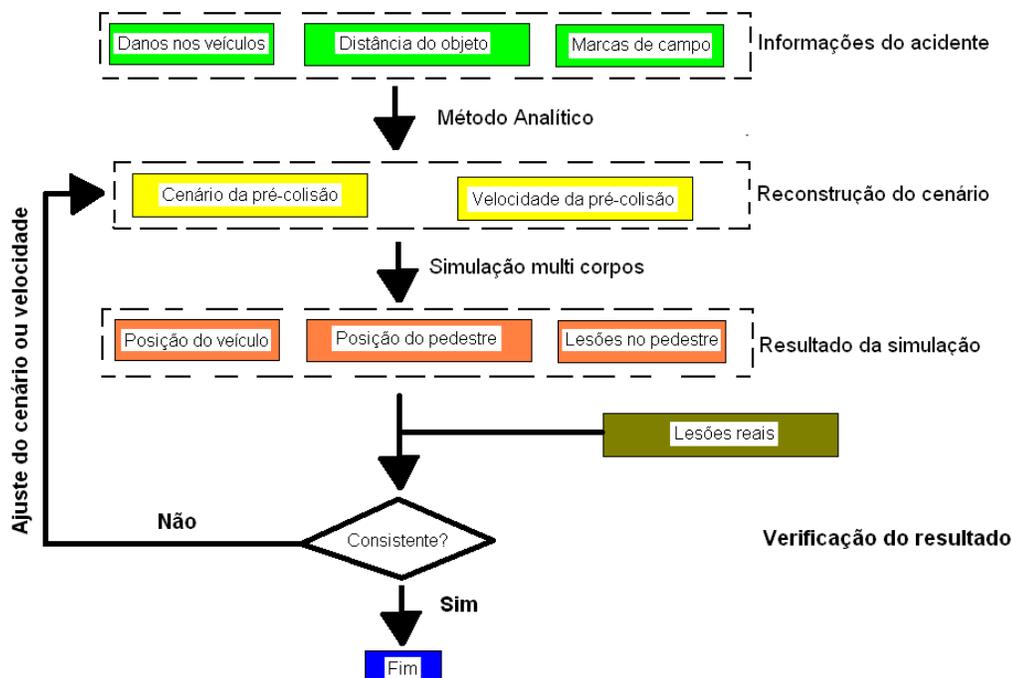


Figura 2.8 Fluxograma para método de reconstrução de acidente, Weng et al., 2010

Os acidentes com colisões entre veículos e pedestres que envolvem batidas nas cabeças são na sua maioria registradas em ambientes urbanos. A característica principal deste tipo de colisão é o impacto da cabeça com o capô. Novos desenhos de capôs com linhas mais aerodinâmicas estão diminuindo a distância até o motor, não havendo espaço para a deformação e absorção de energia. Novos dispositivos para dissipar a energia do impacto foram sugeridos pela indústria automobilística, como airbags externos, dobradiças que permitam a deformação do capô e a utilização de matérias que se deformam com maior facilidade.

A Figura 2.9 mostra a condição de impacto da cabeça, onde não há muita possibilidade de absorção de energia, o capô não tem espaço para se deformar pelo fato das partes rígidas, por exemplo, o motor estar muito próxima do capô.



Figura 2.9 Impacto em capô normal. Fonte: BMW

A Figura 2.10 mostra a aplicação de dispositivos que permitem a deformação do capô quando a colisão ocorrer com a cabeça. As dobradiças promovem a elevação do capô gerando espaço entre este e o motor.

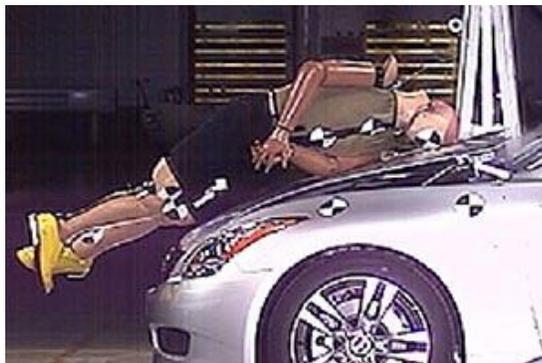


Figura 2.10 Impacto com dispositivo absorvedor, em teste pela Nissan. Fonte: Jornal NH

A grande fidelidade dos resultados proporcionados pela modelagem multicorpos tem despertado o desenvolvimento de novos programas que permitem conhecer com maior precisão os mecanismos de um acidente. Conforme o estudo de Konosu, 2002, que desenvolveram e testaram o programa de simulação de acidentes JARI, os resultados obtidos em simulação quando comparados com os dados reais de acidentes foram satisfatórios. A Figura 2.11 e a Figura 2.12 mostram o procedimento utilizado para avaliar a aplicabilidade do programa. O desenvolvimento e a utilização de programas multicorpos possibilita simular como o corpo humano, por exemplo, se movimenta durante uma colisão. Assim, junto com técnicas desenvolvidas para estudar as lesões podemos prever como será o contato do corpo humano com a forma externa do veículo, bem como as lesões sofridas por esse.

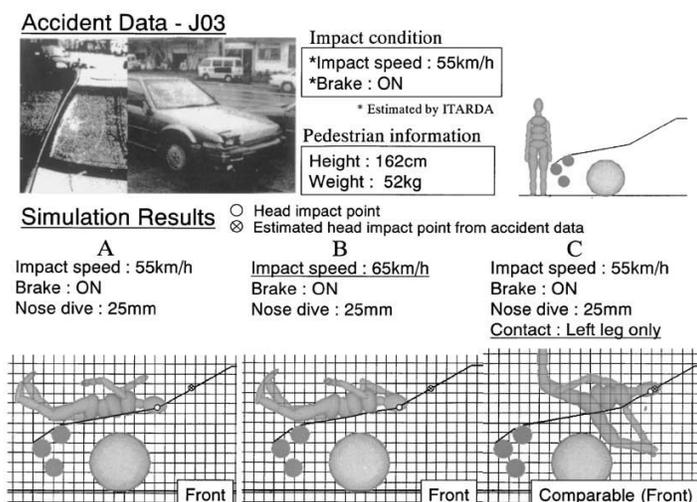


Figura 2.11 Dados de entrada reais para reconstrução de acidentes, Konosu, 2002

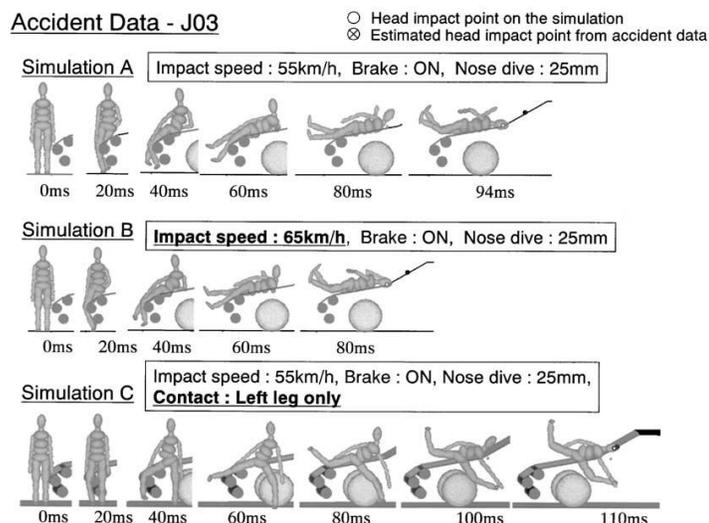


Figura 2.12 Resultados da simulação obtidos no JARI, Konosu, 2002

As lesões nas vértebras da coluna são mais raras, porém mais sérias do ponto de vista da incapacidade das pessoas, pois podem vir a gerar paraplegia, tetraplégica ou óbito. Segundo Bertocchi, 2005, indubitavelmente, a região mais vulnerável para causar lesões deste tipo são as costas. A quebra da integridade da caixa torácica durante uma colisão pode vir a afetar a respiração e outros órgãos.

As lesões nas pernas para os ocupantes do veículo são resultados do seu deslocamento e posterior colisão com os objetos a sua frente, ou do retrocesso de algum componente do veículo que venha a se deslocar em direção aos ocupantes. Para os pedestres as lesões nas pernas são originadas com a colisão no veículo ou nos objetos no entorno da via. A deformação da estrutura onde as pernas e os pés se encontram podem gerar lesões que fraturam as suas articulações, o joelho, o tornozelo e mais acima o fêmur, a tíbia, e os próprios pés.

Segundo Teresinski, 2002, que estudou os mecanismos das lesões que ocorrem nas colisões de pedestres com diversos tipos de veículos, sabendo identificar e reconhecer as lesões diminui-se o risco de erros na hora da reconstrução de acidentes, pois se tem mais precisão para identificar os pontos em que houve colisão. A Figura 2.13 apresenta as forças que agem sobre o corpo de um pedestre em uma colisão. As setas pretas representam o sentido das forças que atuam diretamente sobre o corpo ajudando a criar as lesões, já as setas brancas são as que possuem efeito contrário e são ditas forças indiretas.

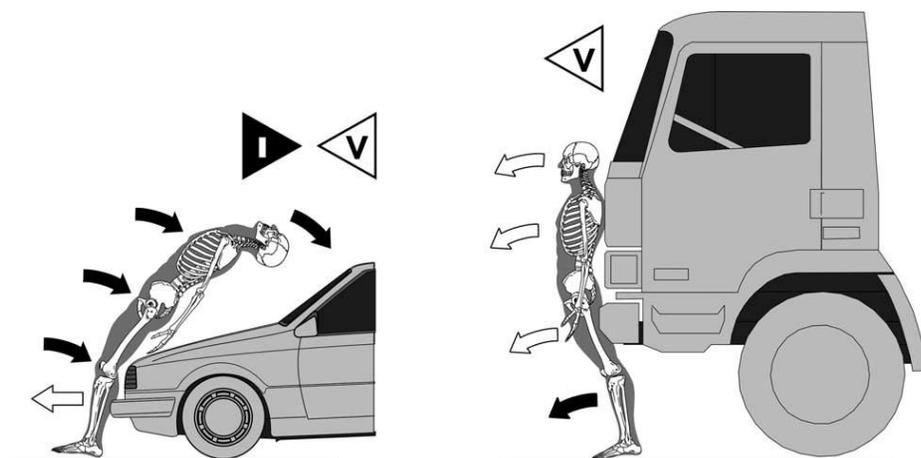


Figura 2.13 Direções de impacto das forças que atuam no corpo humano, Teresinski, 2002

Balazic et al., 2006, analisaram colisões considerando os ocupantes do veículo. Na análise, a colisão foi de um Audi A6 e uma van VW Caravelle, com o objetivo de responder a pergunta: o que teria levado os ocupantes a morrer? A solução para essa pergunta requer a consideração de diferentes variáveis, tais como condições da estrada, resposta dos motoristas, desempenho dos veículos, velocidades envolvidas, entre outros. Esta análise foi dividida em três fases: antes da colisão, a colisão propriamente dita e depois da colisão. A utilização de programas específicos para análise dinâmica de acidentes como o CARAT, PC-Crash foram utilizados para análise da trajetória dos veículos. Para análise dos movimentos do corpo humano em três dimensões e sua interação com o interior do veículo foram utilizados programas como o MADYMO, ADAMS, PAM-SAFE, ASIMIR, RAMSIS e ATB.

Dados das autopsias também foram utilizados. As Figura 2.14 e Figura 2.15 apresentam os veículos utilizados nesse estudo, bem como os seus respectivos danos.



Figura 2.14 Danos causados no Audi A6, Balazic et al., 2006



Figura 2.15 Danos causados na van VW Caravelle, Balazic et al., 2006

As velocidades dos veículos foram estimadas pelo programa CARAT resultando em 30,56 m/s para a van e 18,05 m/s para o Audi. Esse modelo de Audi está equipado com freios ABS, por esse motivo a sua velocidade na primeira fase não pode ser estimada com grande precisão. Na segunda fase a maior parte da energia foi dissipada na deformação dos veículos, sendo esta estimada pelo método EES. Nesta fase as velocidades foram estimadas de 22,22 m/s para a van e de 23,61 m/s para o Audi. Na terceira fase, o restante da energia cinética foi dissipada para os veículos atingirem a posição final.

Larsen, 2004, fez um estudo com objetivo de avaliar as principais causas de acidentes que frequentemente ocorrem na Dinamarca. Os dados coletados incluíam relatos dos policiais, dos grupos de investigação de acidentes, entrevistas com os usuários das vias e com as vítimas. Os principais fatores levantados como causa para as colisões em veículos de passeio envolvendo a batida da cabeça foram o excesso de velocidade e dirigir após consumir bebidas alcoólicas ou drogas. Para acidentes que ocorriam em curvas à esquerda houve a falta de atenção. Já em acidentes com caminhões a falta de visibilidade e o excesso de velocidade. Em todas as colisões estudadas a falha dos cintos de segurança foi apontada.

O grande número de barreiras situadas ao longo de vias envolvidas em acidentes nas autoestradas norte americanas motivou o estudo de Coon, 2006. Na Figura 2.16 pode-se observar a barreira usada por Coon. A finalidade deste estudo é estimar a velocidade de pré-impacto do veículo contra a barreira a partir da deformação causada à barreira. Quando o veículo colide na parte móvel da barreira, esta se desloca junto com o veículo deformando a barreira e consumindo

energia. A barreira tipo “W” é construída com material de propriedades mecânicas conhecidas. Na Figura 2.17 pode-se ver a deformação sofrida pela barreira.



Figura 2.16 Barreiras tipo “W” de proteção. Coon, 2006



Figura 2.17 Danos causados em barreiras tipo “W” de proteção. Coon, 2006

### 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 Generalidades

A dinâmica veicular estuda os movimentos dos veículos impostos pelo traçado da via ou mesmo por eventos isolados. A finalidade deste capítulo é apresentar o embasamento teórico necessário para o desenvolvimento da modelagem e análise do comportamento dinâmico de um veículo, sujeito a ações de aceleração, frenagem e mudança de direção.

##### 3.1.1 Fundamentos

O objetivo deste Capítulo é estudar e fundamentar as equações analíticas para no Capítulo 5 servirem de base para a modelagem de veículos e balizar os resultados obtidos via programa de simulação específico para dinâmica de veículos. O veículo que se tem interesse em modelar está definido com as características de possuir tração dianteira, câmbio manual de cinco velocidades, sistema de freio dianteiro com discos e sistema de freio traseiro com tambor, suspensão dianteira independente tipo Mc Pherson e eixo rígido na traseira, sendo este veículo de passeio.

O desenvolvimento deste equacionamento aborda veículos de passeio com sistema de tração que utiliza diferencial e cardan; e também os que utilizam sistema de tração com semieixos e juntas homocinéticas.

Conforme Rill, 2007, a dinâmica veicular pode ser avaliada nas direções vertical, longitudinal e lateral, os quais são abordados em maior ou menor complexidade conforme as necessidades e objetivos do trabalho. Por exemplo, a dinâmica longitudinal é importante e apresenta-se o equacionamento na Equação (3.1). Para o deslocamento no eixo  $x$ , a equação do movimento estabelece:

$$M \dot{v} = F_{x1} + F_{x2} \quad (3.1)$$

onde

$M$  = massa do veículo

$\dot{v}$  = aceleração do veículo

$F_{x1}$  = força trativa dianteira

$F_{x2}$  = força trativa traseira

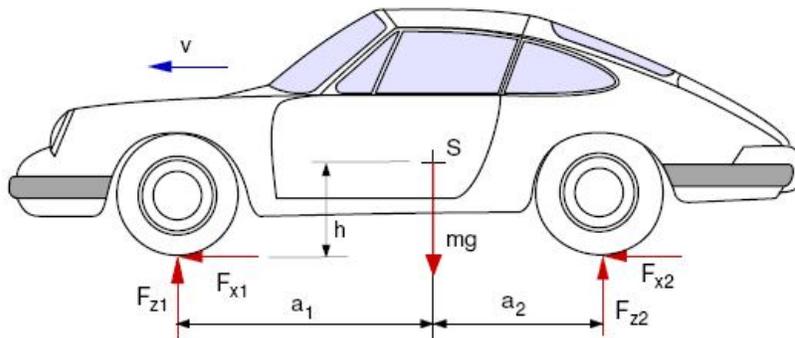


Figura 3.1 Equacionamento desprezando arrasto, Rill, 2007

Neste trabalho está se desprezando o efeito do arrasto sobre o veículo, o qual é importante para análises de desempenho e aerodinâmica. Para fins de reconstrução de um evento de colisão o efeito do arrasto pode ser desprezado, pois os danos materiais serão comparados em termos das evidências encontradas no cenário do evento.

Para o diagrama de forças proposto por Rill, 2007, na Figura 3.1 descrevem-se as seguintes variáveis, onde

$v$ : velocidade do veículo

$S$ : centro de gravidade do veículo

$a_1$ : distância do eixo dianteiro ao CG

$a_2$ : distância do eixo traseiro ao CG

$h$ : altura do CG em relação ao solo

$mg$ : peso do veículo

$F_{z1}$  e  $F_{z2}$ : reação no eixo dianteiro e traseiro respectivamente

Um veículo é composto de diversos componentes e sistemas. Para análises básicas considera-se que todos os componentes se movimentam de forma conjunta, de maneira que o veículo pode ser representado como uma massa concentrada no seu centro de gravidade (CG) e com propriedades de massa e inércia aplicadas neste ponto, o que se observa na Figura 3.2. Para Gillespie, 1992, esta análise frequentemente já é suficiente nas avaliações de frenagem, aceleração e giro do veículo. Para uma análise de vibração consideram-se as rodas como massas

concentradas separadas; o veículo neste caso é considerado uma massa suspensa e as rodas como massas não suspensas.

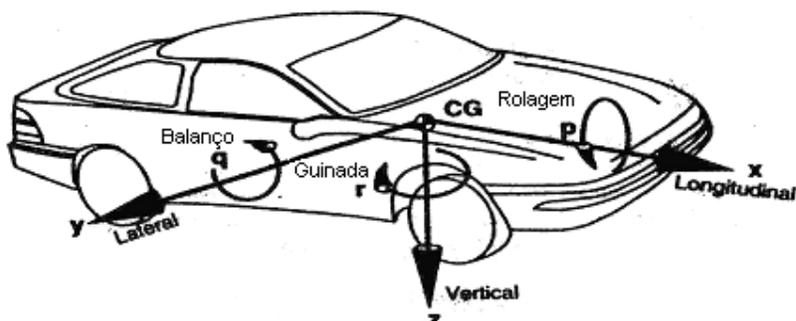


Figura 3.2 Sistemas de eixos de um veículo, segundo a SAE

O sistema de coordenadas dos veículos está fixo em um ponto, este ponto escolhido é o CG, o qual se desloca junto com o veículo.

O movimento do veículo da Figura 3.2 é descrito pelas velocidades de avanço  $x$ , lateral  $y$ , vertical  $z$ , de rolagem  $p$ , de balanço  $q$  e de guinada  $r$ , em relação ao sistema de coordenadas fixas da  $XYZ$  Figura 3.3, e coincidentes onde se inicia a manobra. Ainda, definem-se as seguintes variáveis no movimento do veículo:

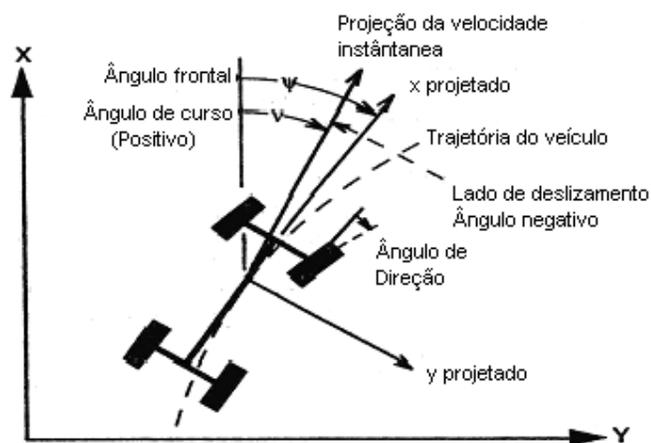


Figura 3.3 Veículo em um sistema de coordenadas fixas à terra, Gillespie, 1992

$x$ : movimento de avanço

$y$ : movimento lateral à direita

$z$ : movimento vertical (positivo para baixo)

$\psi$ : ângulo frontal do eixo  $x$  relativo ao eixo  $X$

$\nu$ : ângulo de curso do vetor velocidade do veículo no CG relativo ao eixo  $X$

$\beta$ : ângulo de deslizamento lateral entre o vetor velocidade do veículo no CG relativo ao eixo  $x$

## 3.2 Análise de aceleração

### 3.2.1 Cargas dinâmicas nos eixos

A Segunda Lei de Newton, a Lei fundamental da dinâmica, aplicada ao veículo permite obter os carregamentos nos eixos dianteiro e traseiro, isto influi na determinação das cargas trativas. Este simples, porém importante passo serve para análises que determinam o desempenho da aceleração e frenagem.

Desta forma uma inclinação positiva causa a transferência da carga do eixo dianteiro para o traseiro; também quando o veículo acelera, a carga se transfere do eixo dianteiro para o traseiro. O inverso acontece na frenagem.

A Figura 3.4 representa o diagrama de corpo livre de um veículo sobre uma inclinação positiva, desenvolvido por Gillespie, 1992, as forças e também a decomposição dessas forças que se desenvolvem no veículo. Para inclinação negativa a distribuição de cargas é obtida pela solução do mesmo diagrama modificando convenientemente o sinal de algumas cargas.

Ao resolver o somatório dos momentos em relação ao ponto  $A$ , que na Figura 3.4 representa o eixo traseiro, obtém-se o equilíbrio de forças da Equação (3.2).

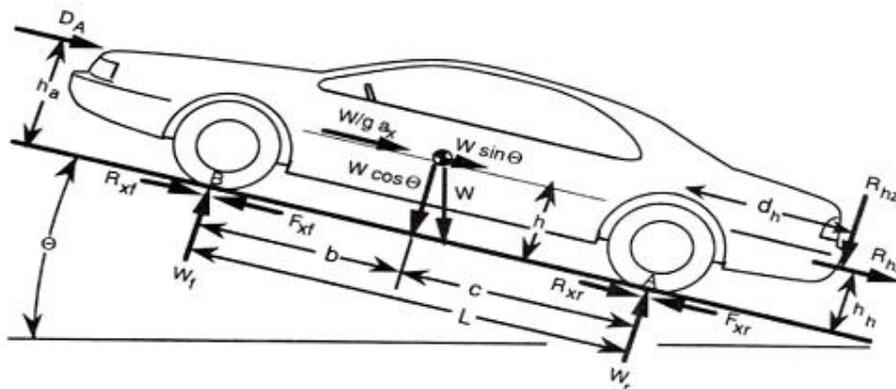


Figura 3.4 Diagrama de corpo livre de um veículo sob aceleração, Gillespie, 1992

$$W_f L + D_a h_a + \frac{W}{g} a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + W h \sin\theta - W c \cos\theta = 0 \quad (3.2)$$

onde

$W$  : peso do veículo, atua no CG

$W/g \cdot a_x$ : força de inércia

$W_f, W_r$  : peso dinâmico suportado pelas rodas dianteira e traseira respectivamente

$F_{xf}, F_{xr}$ : forças trativas, dianteira e traseira respectivamente, que atuam na superfície de contacto

$R_{xf}, R_{xr}$ : forças de resistência ao rolamento dianteira e traseira respectivamente

$R_{hz}, R_{hx}$ : força vertical e longitudinal no ponto de engate com o reboque

Da Equação (3.2), isola-se a carga dinâmica no eixo dianteiro,  $W_f$ , segundo a Equação (3.3).

$$W_f = \frac{1}{L} \left[ W c \cos\theta - R_{hx} h_h - R_{hz} d_h - \frac{W}{g} a_x h - D_a h_a - W h \sin\theta \right] \quad (3.3)$$

A partir do somatório dos momentos em relação ao ponto  $B$ , isola-se a carga dinâmica no eixo traseiro,  $W_r$ , segundo a Equação (3.4).

$$W_r = \frac{1}{L} \left[ W b \cos\theta + R_{hx} h_h + R_{hz} (d_h + L) + \frac{W}{g} a_x h + D_a h_a + W h \sin\theta \right] \quad (3.4)$$

### 3.2.2 Aceleração limitada pela potência

A relação de interação existente entre o motor e o sistema de potência é o principal fator de análise para limite da aceleração pela potência. Esta relação é que limita e determina o desempenho de aceleração do veículo.

Os motores são os responsáveis por fornecem a propulsão dos veículos, as curvas de torque e potência em função da velocidade de giro caracterizam cada tipo de motor, na Figura 3.5 têm-se as curvas características de motores a diesel e gasolina, bem como o consumo de combustível e desempenho dos mesmos. Motores a gasolina geralmente possuem uma curva que apresenta o torque máximo associado com a velocidade média. Já os motores a diesel apresentam uma curva plana para o torque, com o ponto de torque máximo no início da curva, ou seja, com

menor velocidade. O estudo termodinâmico do ciclo diesel indica um rendimento maior que o ciclo Otto, fato este confirmado pelas curvas de desempenho dos motores.

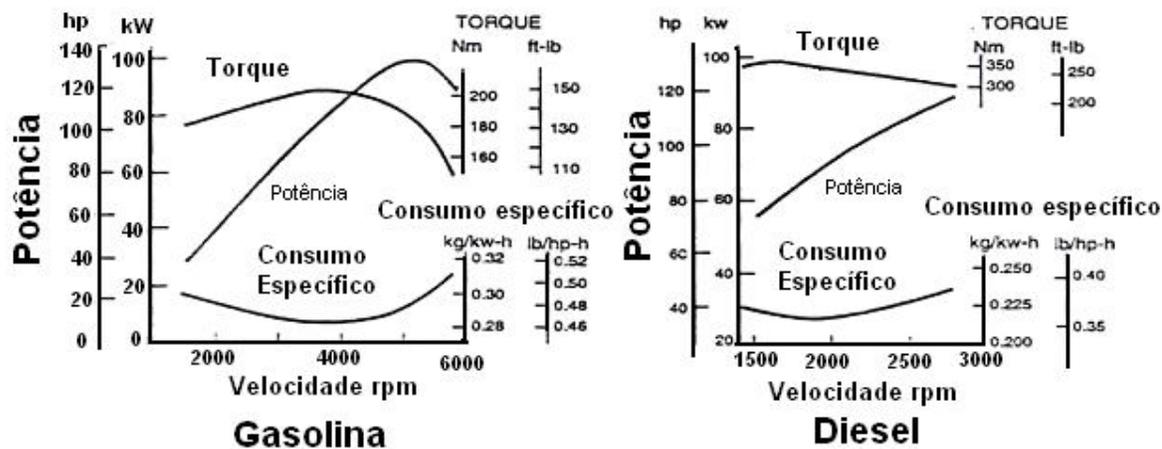


Figura 3.5 Curvas de desempenho para torque e potência de motores diesel e gasolina

A relação peso do veículo versus potência do motor como se observa na Figura 3.6 é muito utilizada para caracterizar o desempenho da aceleração de veículos, sendo o fator limitante do desempenho da aceleração. Observa-se que tanto menor a relação peso/potência, maior será a capacidade de acelerar do veículo.

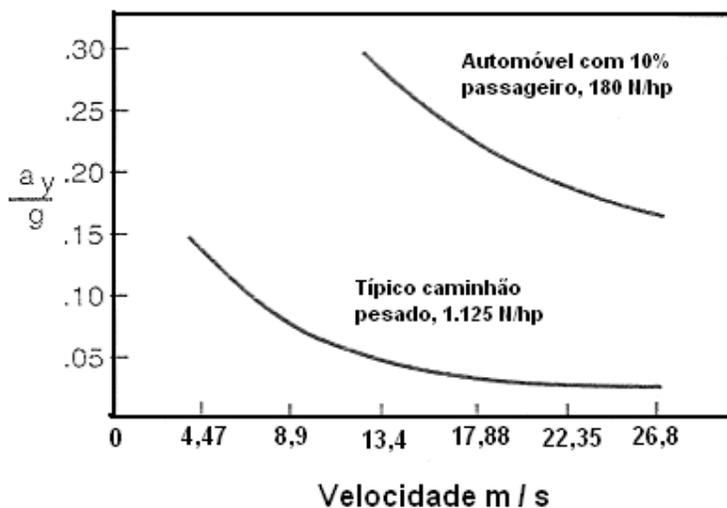


Figura 3.6 Efeito da velocidade no desempenho da aceleração

Considerando a expressão que relaciona potência do motor com a força de tração vezes velocidade do veículo na Segunda Lei de Newton, obtém-se a aceleração do veículo através da Equação (3.5).

$$\begin{aligned} a_x &= \frac{1}{M} F_x \\ &= 746 \frac{g}{V} \frac{HP}{W} \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] \end{aligned} \quad (3.5)$$

onde

$g$ : aceleração da gravidade

$V$ : velocidade

$HP$ : potência do motor

$W$ : peso do veículo

O sistema de potência consiste em todas as partes do veículo que são utilizadas para transformar a energia do motor, liberada através de um movimento rotacional e transformada no movimento de translação do veículo. Assim partes como caixa de transmissão (marchas), diferencial, cardan e rodas são consideradas neste caso, com se observa na Figura 3.7.

O torque do motor é mensurado a velocidade permanente no dinamômetro, logo o torque entregue ao sistema de transmissão é diminuído pelo torque de inércia dos componentes rotacionais. O torque entregue à embreagem como entrada na transmissão é dado pela Equação (3.6).

$$T_c = T_e - I_e \alpha_e \quad (3.6)$$

onde

$T_c$ : torque entregue à embreagem (entrada na transmissão)

$T_e$ : torque do motor à velocidade constante

$I_e$ : inércia rotacional do motor

$\alpha_e$ : aceleração angular do motor

O torque entregue na saída da transmissão é amplificado pela relação das engrenagens da caixa de transmissão, sendo diminuída pelas perdas das forças de inércia e atrito. Este valor pode

ser estimado considerando a inércia da transmissão na entrada, e o torque de saída pode ser aproximado através da Equação (3.7).

$$T_d = (T_c - I_t \alpha_e) N_t \quad (3.7)$$

onde

$T_d$ : torque entregue ao cardam

$N_t$ : relação das engrenagens da caixa de transmissão

$I_t$ : inércia rotacional da transmissão

O torque entregue aos eixos conforme a Equação (3.8) para acelerar as rodas e proporcionar a força trativa no solo será amplificada pela relação motriz final, com alguma redução da inércia dos componentes motrizes entre a caixa de transmissão e a parte motriz final. Este torque é o responsável pela rotação dos eixos e conseqüente movimentação das rodas. A partir deste momento as forças de atrito criadas entre o solo e os pneus impulsionarão o veículo em movimento de translação.

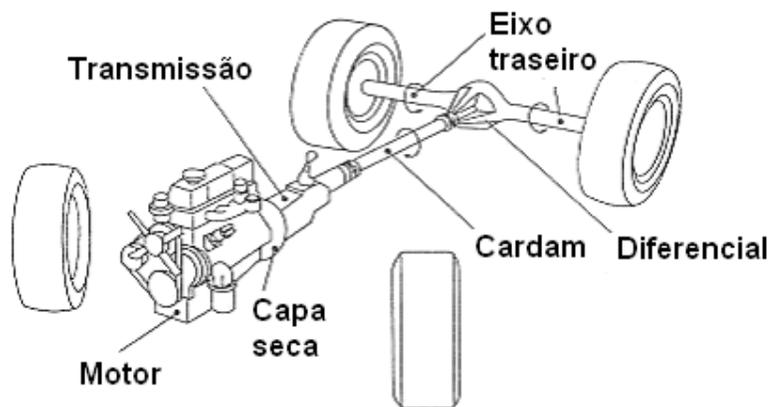


Figura 3.7 Componentes básicos do sistema de potência, Gillespie, 1992

$$T_a = F_x r + I_w \alpha_w = (T_d - I_d \alpha_d) N_f \quad (3.8)$$

onde

$T_a$  : torque nos eixos

$F_x$  : força de tração no solo

$r$  : raio das rodas

$I_w$  : inércia rotacional das rodas e eixos

$\alpha_w$  : aceleração angular das rodas

$I_d$  : inércia rotacional do cardam

$\alpha_d$  : aceleração angular do cardam

$N_f$  : relação de transmissão do diferencial

As acelerações angulares do motor, transmissão e cardam são relacionadas às das rodas pelas relações de engrenagens do sistema.

$$\begin{aligned}\alpha_d &= N_f \alpha_w \\ \alpha_e &= N_t \alpha_d = N_t N_f \alpha_w\end{aligned}\quad (3.9)$$

Combinando as equações do sistema de potência, Equações(3.6) a (3.9), obtém-se a força de tração disponível  $F_x$  que atuará junto ao solo. Como a aceleração angular da roda vezes o raio do pneu será igual à aceleração do veículo,  $a_x$ , tem-se a Equação (3.10).

$$F_x = \frac{T_e \cdot N_{tf}}{r} - \{(I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w\} \frac{a_x}{r^2}\quad (3.10)$$

onde

$N_{tf}$ : relação combinada da transmissão e diferencial

As perdas mecânicas e viscosas dos componentes de propulsão (transmissão, cardam, diferencial e eixos das rodas) não foram levadas em conta. Elas reduzem o torque motor em proporção ao produto das eficiências individuais.

Em geral, eficiências ao redor de 80% a 90% são usadas tipicamente para caracterizar a propulsão. Os efeitos das perdas mecânicas podem ser aproximados adicionando um valor de eficiência ao primeiro termo. Para calcular  $F_x$  pode-se utilizar a Equação (3.11).

$$F_x = \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - \{(I_e + I_t)N_{tf}^2 + I_d N_f^2 + I_w\} \frac{a_x}{r^2}\quad (3.11)$$

onde

$\eta_{tf}$  : eficiência combinada da transmissão e tração final.

O primeiro termo à direita representa o estado estacionário da força de tração disponível no solo para superar as forças da via relativas à resistência aerodinâmica e de rolagem, para acelerar ou para vencer qualquer subida.

O segundo termo à direita representa a perda da força de tração devido à inércia do motor e dos componentes motrizes.

Uma vez que a força de tração é conhecida, torna-se possível prever o desempenho da aceleração do veículo mediante a Equação (3.2). A expressão para calcular a aceleração deve levar em conta todas as forças envolvidas na Figura 3.4, desta forma resulta a Equação (3.12).

$$M a_x = \frac{W}{g} a_x = F_x - R_x - D_A - R_{hx} - W \operatorname{sen} \theta \quad (3.12)$$

onde

$F_x$  : força de tração no solo

$R_x$  : forças de resistência ao rolamento

$M$  : massa do veículo

$a_x$  : aceleração longitudinal

$D_a$  : força de arrasto aerodinâmico

$R_{hx}$  : forças de engate do reboque

Por conveniência, as inércias rotacionais da Equação (3.11) podem ser agregadas à massa do veículo para obter a Equação (3.13) simplificada,

$$\begin{aligned} (M + M_r) a_x &= \frac{W + W_r}{g} a_x \\ &= \frac{T_e N_{tf} \eta_{tf}}{r} - R_x - D_A - R_{hx} - W \operatorname{sen} \theta \end{aligned} \quad (3.13)$$

onde

$M_r$  : massa equivalente dos componentes rotacionais

A soma das duas massas ( $M+M_r$ ) é chamada de massa efetiva, e a relação de  $(M+M_r)/M$  é conhecida como fator de massa, a qual depende da marcha que será utilizada. Cole, 1972, expõe que o fator de massa pode ser aproximada pela Equação (3.14).

$$\text{Fator de Massa} = 1 + 0,04 + 0,0025 N_{ff}^2 \quad (3.14)$$

A Figura 3.8 mostra a força trativa que o conjunto motor / sistema de propulsão libera para as rodas em função da relação de transmissão selecionada, em relação à velocidade do veículo. Quanto maior for a velocidade, menor será a força trativa disponibilizada.

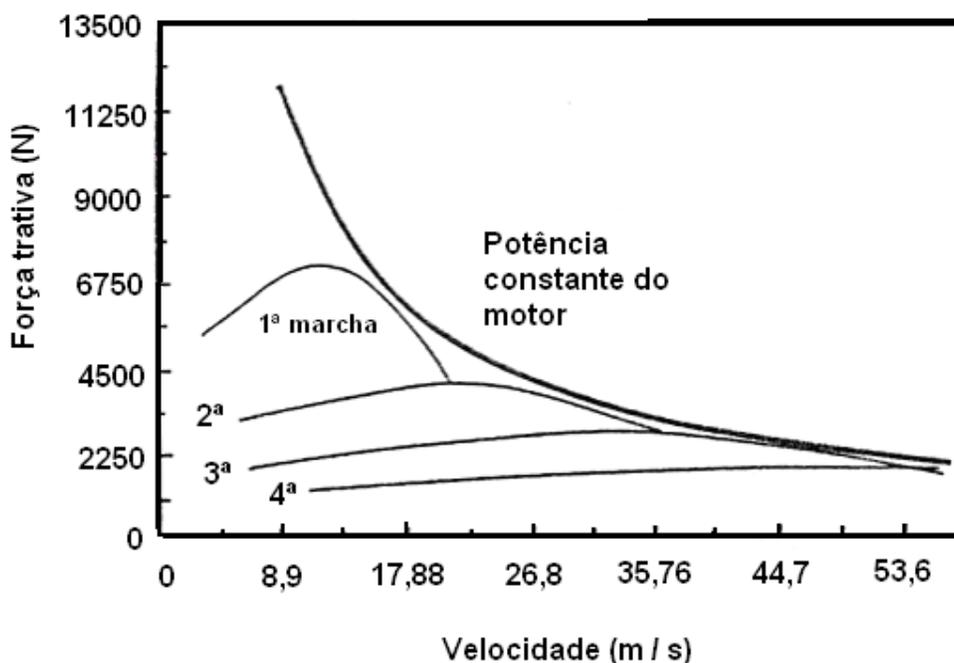


Figura 3.8 Força trativa versus velocidade de uma transmissão manual, Gillespie, 1992

### 3.2.3 Aceleração limitada pela tração

Uma vez observado que o motor disponibiliza potência suficiente, a aceleração pode vir a ser limitada pelo atrito existente entre o pneu e a estrada.

A força de tração no solo será limitada pela Equação (3.16)

$$F_x = \mu W \quad (3.15)$$

onde

$\mu$ : coeficiente máximo de atrito

$W$ : peso nas rodas motrizes

O peso  $W$  na roda motriz dependerá da carga estática aplicada ao eixo, mais a carga dinâmica devida à aceleração, devendo ser considerado ainda qualquer mudança transversal de carga por causa do torque motriz. Esta mudança de carga transversal é induzida pelo torque  $T_d N_f$  do diferencial sobre o eixo, induzindo que o chassi role exercendo uma força comprimindo e distendendo as molas da suspensão produzindo um torque de reação  $T_s$  associada à rigidez de rolagem da suspensão. A diferença entre esses torques vai ser absorvida como uma diferença de peso nas rodas, como pode ser observado na Figura 3.9. Segue-se ainda as variáveis,  $hr$  o raio da roda,  $t$  a distância entre centros dos pneus e  $hBo$  a altura do centro de gravidade.

Se o eixo é do tipo sem travamento, o torque entregue a ambas as rodas será limitado pelo limite de tração na roda menos carregada.

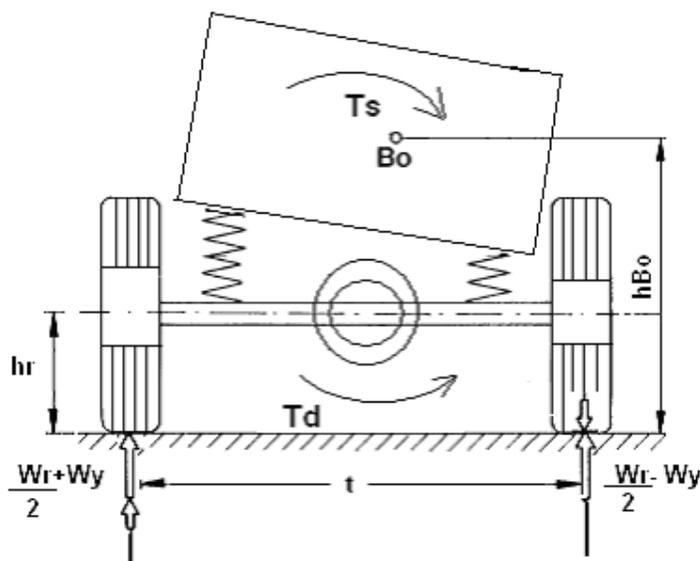


Figura 3.9 Diagrama de corpo livre para rolamento da carroceria num eixo sólido

Escrevendo o somatório das forças e momentos analisados no diagrama de corpo livre, para a rotação do eixo sobre o seu ponto central  $O$ , possibilita a obtenção da diferença de carga nas duas rodas  $W_y$  quando o eixo está em equilíbrio, conforme as expressões da Equação (3.16).

$$\sum T_o = 0 \quad \left( \frac{W_r}{2} + W_y - \frac{W_r}{2} + W_y \right) \frac{t}{2} + T_s - T_d = 0$$

$$W_y = \frac{T_d - T_s}{t}$$
(3.16)

O torque  $T_d$  no cardam pode ser calculado através da relação entre as forças motrizes como mostra a Equação (3.17).

$$T_d N_f = F_x r$$

$$T_d = \frac{F_x r}{N_f}$$
(3.17)

onde

$F_x$ : força motriz total das duas rodas do eixo

$r$ : raio do pneu

$N_f$ : relação de transmissão do diferencial

Quando se determina o torque de rolagem produzido pela suspensão, se requer uma análise do veículo completo em função das reações criadas pelo torque motriz no chassi atuarem em ambas as suspensões dianteira e traseira. Aplicando a Lei de Hooke pode-se supor que o torque de rolagem produzido por uma suspensão é proporcional ao ângulo de rolagem do chassi, resultando nas expressões da Equação (3.18).

$$T_{sf} = K_{\phi f} \phi$$

$$T_{sr} = K_{\phi r} \phi$$

$$K_{\phi} = K_{\phi f} + K_{\phi r}$$
(3.18)

onde

$T_{sf}$ : torque de rolagem na suspensão dianteira

$T_{sr}$ : torque de rolagem na suspensão traseira

$K_{\phi f}$ : rigidez de rolagem da suspensão dianteira

$K_{\phi r}$ : rigidez de rolagem da suspensão traseira

$K_{\phi}$ : rigidez de rolagem total

O torque de rolagem na suspensão traseira  $T_{sr}$  pode ser relacionado com o ângulo de rolagem, e o ângulo de rolagem pode ser relacionado ao torque motriz  $T_d$ . Fazendo a divisão do torque motriz pela rigidez de rolagem total tem-se o ângulo de rolagem. As expressões da Equação (3.19) mostram o ângulo e o torque de rolagem após substituição na segunda expressão da (3.18).

$$\begin{aligned}\phi &= \frac{T_d}{K_\phi} = \frac{T_d}{K_{\phi_f} + K_{\phi_r}} \\ T_{sr} &= K_{\phi_r} \frac{T_d}{K_{\phi_f} + K_{\phi_r}}\end{aligned}\quad (3.19)$$

Substituindo as expressões da Equação (3.19) e  $T_d$  da Equação (3.17) na expressão que calcula  $W_y$  da Equação (3.16) obtém-se a Equação (3.20) que calcula o valor de transferência lateral de carga em função da força de tração.

$$W_y = \frac{F_x r K_{\phi_f}}{N_f t K_\phi} \quad (3.20)$$

A carga no eixo traseiro durante uma aceleração será definida como a carga estática somada à componente dinâmica. Tem-se para o eixo traseiro a Equação (3.21).

$$W_r = W \left( \frac{b}{L} + \frac{a_x h}{g L} \right) \quad (3.21)$$

Sendo possível desconsiderar as forças aerodinâmicas e a resistência de rolagem, a aceleração será o resultado da divisão da força trativa pela massa do veículo, conforme Equação (3.22).

$$W_r = W \left( \frac{b}{L} + \frac{F_x h}{M g L} \right) \quad (3.22)$$

Por fim, o carregamento na roda traseira direita será dado pela Equação (3.23).

$$\begin{aligned}
 W_{rr} &= \frac{W_r}{2} - W_y \\
 &= \frac{W b}{2L} + \frac{F_x h}{2L} - \frac{F_x r}{N_f t} \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi}}
 \end{aligned} \tag{3.23}$$

Logo a força de tração  $F_x$  será dada pela Equação (3.24).

$$\begin{aligned}
 F_x &= 2 \mu W_{rr} \\
 &= 2 \mu \left( \frac{W b}{2L} + \frac{F_x h}{2L} - \frac{F_x r}{N_f t} \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi}} \right)
 \end{aligned} \tag{3.24}$$

Falta agora analisar a força de tração máxima com o tipo de eixo e suspensão que o veículo possui. Se o eixo dianteiro for motriz sólido com diferencial e travamento, ou para um eixo motriz dianteiro com suspensão independente, tem-se a Equação (3.25).

$$F_x = \frac{\mu \frac{W c}{L}}{1 - \frac{h}{L} \mu} \tag{3.25}$$

### 3.3 Tração dianteira

Durante os anos 70 a maioria dos veículos era equipada com motor dianteiro e tração traseira, adotavam o cardam para transmitir o torque da transmissão até o diferencial do eixo traseiro. Os anos 80 trouxeram alterações nessa configuração, passaram a adotar uma configuração com motor dianteiro e tração dianteira sendo a transmissão do torque feito por semieixos acoplados as juntas homocinéticas que permitem a movimentação e transferência do torque. Essa configuração é mais compacta, traciona na frente do CG e as perdas de velocidade são menores entre a transmissão e o diferencial, pelo fato de não terem a ligação do cardam.

Essa configuração altera a distribuição do peso, sendo esse concentrado na parte dianteira. A Figura 3.10, mostra uma configuração básica dos elementos que formam o sistema de potência, por Reimpell et al., 2001.

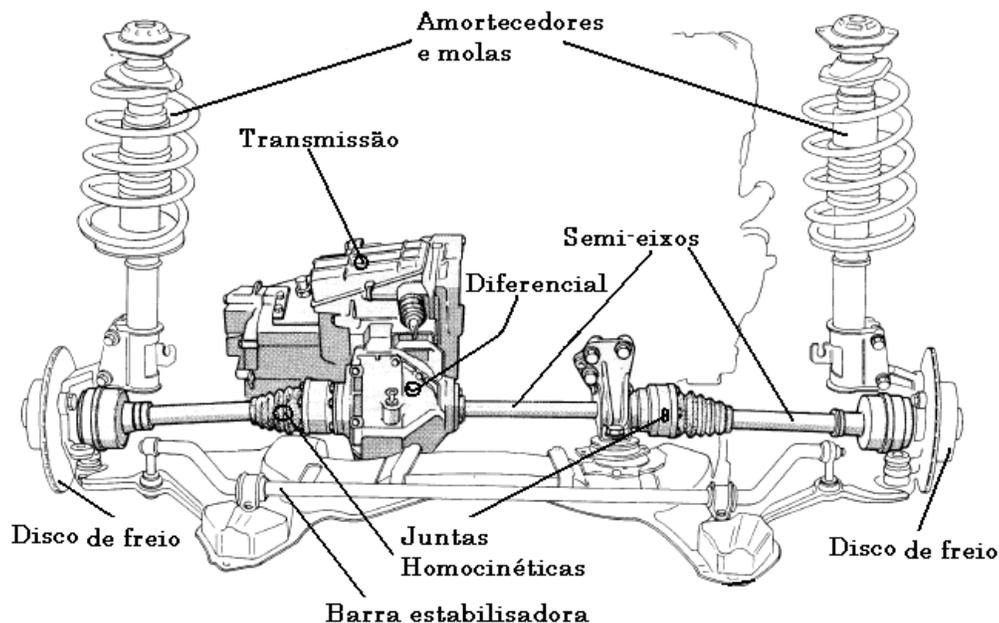


Figura 3.10 Configuração de uma tração dianteira, Reimpell et al., 2001

O equacionamento desenvolvido nas seções precedentes pode ser adaptado para esta configuração de tração. Nas equações onde os componentes são comuns entre as duas configurações o desenvolvimento é válido e para os componentes que não são comuns altera-se o equacionamento, aplicando as eficiências e rendimentos de cada componente.

Segundo Heisler, 2002, a eficiência mecânica das juntas homocinéticas é alta, variando de 100% quando a junta está trabalhando com ângulo de  $0^\circ$  até 95% quando trabalha com ângulo de  $45^\circ$ . As perdas são causadas pelo atrito das esferas e a pista de rolagem, sendo este afetado pela carga da esfera, velocidade, ângulo de trabalho e o arrasto viscoso do lubrificante.

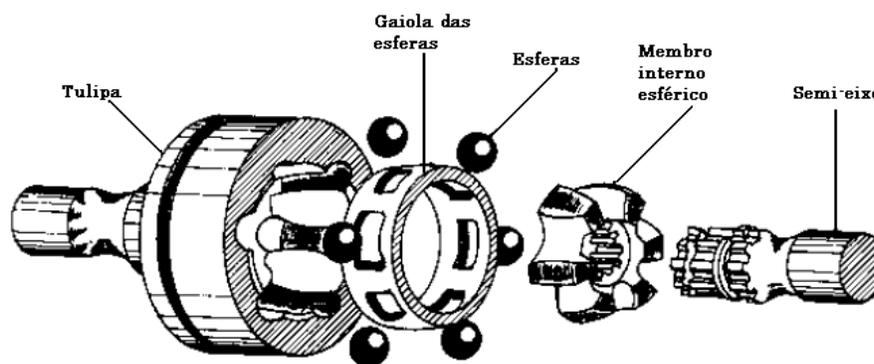


Figura 3.11 Configuração de uma tração dianteira, Heisler, 2002

### 3.4 Análise de frenagem

Os termos da força de frenagem se originam do torque dos freios junto com os efeitos de resistência ao rolamento, atrito nos rolamentos e arrasto nos componentes motrizes.

#### 3.4.1 Equações básicas

A equação geral que governa o desempenho da frenagem de veículos pode ser deduzida da segunda Lei de Newton na direção  $x$ , segundo a Figura 3.4 e conforme a Equação (3.26).

$$\begin{aligned} M a_x &= -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W \operatorname{sen}\theta \\ -\frac{W}{g} D_x &= -F_{xf} - F_{xr} - D_A - W \operatorname{sen}\theta \end{aligned} \quad (3.26)$$

onde

$W$ : peso do veículo

$g$ : aceleração da gravidade

$a_x = -D_x$ : desaceleração linear

$F_{xf}$ : força de frenagem do eixo dianteiro

$F_{xr}$ : força de frenagem do eixo traseiro

$D_a$ : arrasto aerodinâmico

$\theta$ : grau da inclinação da via

#### 3.4.2 Desaceleração constante

A Equação (3.27) permite deduzir as forças que atuam no veículo durante a desaceleração sob força constante.

$$\begin{aligned} -\frac{W}{g} D_x &= \underbrace{-F_{xf} - F_{xr} - D_A - W \operatorname{sen}\theta}_{D_x} \\ D_x &= \frac{F_{xt}}{M} \\ D_x &= -\frac{dV}{dt} \end{aligned} \quad (3.27)$$

onde

$F_{xt}$ : forças totais para desaceleração longitudinal do veículo (positivas)

$V$ : velocidade de avanço

Integrando a Equação (3.27) e considerando  $F_{xt}$  constante para certa desaceleração desde a velocidade inicial  $V_0$  até uma velocidade final  $V_f$  num tempo  $t$ , resulta a Equação (3.28).

$$\begin{aligned} -\frac{dV}{dt} &= \frac{F_{xt}}{M} \\ \int_{V_0}^{V_f} dV &= -\frac{F_{xt}}{M} \int_0^t dt \\ V_0 - V_f &= \frac{F_{xt}}{M} t \end{aligned} \quad (3.28)$$

Admitindo que  $V = \frac{dx}{dt} \Rightarrow dt = \frac{dx}{V} \Rightarrow \frac{1}{dt} = \frac{V}{dx}$ , obtém-se,

$$\begin{aligned} -\frac{dV}{dt} &= \frac{F_{xt}}{M} \\ -V dV &= \frac{F_{xt}}{M} dx \\ -\int_{V_0}^{V_f} V dV &= \frac{F_{xt}}{M} \int dx \\ \frac{V_0^2 - V_f^2}{2} &= \frac{F_{xt}}{M} X \end{aligned}$$

onde

$X$ : distância percorrida na desaceleração

Quando se pretende que o veículo pare por completo, a velocidade final  $V_f$  será zero e  $X$  se torna a distância de parada  $SD$  num tempo  $t_s$ .

$$SD = \frac{V_0^2}{2 \frac{F_{xt}}{M}} = \frac{V_0^2}{2 D_x} \quad (3.29)$$

$$t_s = \frac{V_0}{\frac{F_{xr}}{M}} = \frac{V_0}{D_x} \quad (3.30)$$

onde

$SD$ : distância de parada

$t_s$ : tempo de parada

A partir das Equações (3.29) e (3.30), dobrando-se a velocidade dobra-se o tempo de parada, mas será preciso o quádruplo da distância de parada.

### 3.4.3 Força de frenagem

As forças que produzem a desaceleração sobre o veículo podem ser várias, mas a força principal é a dos freios.

As forças de resistência ao rolamento sempre são opostas ao movimento do veículo. Estas forças são independentes da distribuição de cargas sobre os eixos, não importa se o carregamento sobre os eixos é estático ou dinâmico. A contribuição na desaceleração dessa resistência normalmente está na faixa de 0,01 g, conforme a Equação (3.31).

$$R_{xf} + R_{xr} = f_r (W_f + W_r) = f_r W \quad (3.31)$$

onde

$f_r$ : coeficiente de resistência à rolagem

O arrasto aerodinâmico vem da resistência que o ar impõe ao movimento do veículo, depende da pressão dinâmica e ainda é proporcional ao quadrado da velocidade. Para velocidades baixas este arrasto pode ser desprezado. Entretanto, para velocidades comuns nas estradas sua contribuição é da ordem de 0,03 g.

Outro tipo de força que contribui para a desaceleração do veículo é o arraste dos componentes motrizes. O motor, a transmissão, o cardam quando o veículo tiver tração traseira e motor dianteiro, e o diferencial contribuem para a desaceleração com as suas respectivas inércias. Por exemplo, se for selecionado na transmissão uma marcha que propicie uma relação baixa de amplificação, por intermédio da embreagem, o motor, a transmissão e o restante dos

componentes motrizes estarão acoplados, obtendo-se uma parcela adicional de força inercial que contribui na desaceleração do veículo.

A inclinação da via é outro fator que deve ser considerado. A força proporcionada pela inclinação pode contribuir para a desaceleração caso o veículo estiver subindo uma rampa ou não contribuir caso o veículo estiver descendo, como pode ser observado na Equação (3.32).

$$R_g = W \operatorname{sen}\theta = W\theta \quad (3.32)$$

onde

$R_g$ : força de desaceleração devido à inclinação

Por exemplo, a parcela de contribuição de uma rampa com 4% de inclinação positiva corresponde ao equivalente para a desaceleração de 0,04 g.

#### 3.4.4 Freios

Os freios são os sistemas que fazem a conexão entre a energia que o veículo possui durante o movimento e os pneus, estes por sua vez estão apoiados sobre a via. A finalidade dos freios é justamente reduzir a velocidade do veículo atuando sobre esta energia. Assim, existe uma transferência de energia entre o veículo e o sistema de frenagem.

Naturalmente os freios estão limitados a sua capacidade de absorver energia e ao atrito existente entre os pneus e o tipo de revestimento que a via apresenta.

Para a dinâmica da segurança veicular é fundamental conhecer o comportamento do veículo durante a frenagem. A simples adição de um reboque altera a distribuição de cargas dinâmicas do automóvel, tendendo a aumentar a carga nas rodas traseiras, Madureira, 2000.

A legislação prevê divisão entre os reboques com freios e sem freios, mas mesmo se o reboque possuir freios próprios seria importante o veículo sofrer algumas alterações para receber esta carga adicional, buscando manter o desempenho original dos freios. As diferentes cargas associadas à adição de um reboque resultam no aumento do tempo de frenagem e

consequentemente no aumento da distância de parada, assim estas alterações também deveriam influenciar no comportamento que o motorista deve ter ao conduzir o veículo.

O comprometimento da eficiência dos freios é um fator de grande importância quando se pensa em dinâmica veicular associada com a visão da segurança veicular. O fato dos freios originalmente estarem dimensionados para suportar cargas previstas no projeto, faz com que qualquer situação que comprometa o sistema de freios irá modificar a segurança veicular.

Atualmente os freios automotivos estão concentrados basicamente em dois tipos, os freios a disco e os freios a tambor.

Os freios a tambor, como o mostrado na Figura 3.12, foram os primeiros sistemas desenvolvidos; o cilindro de freio de roda faz com que as lonas fixas nas sapatas entrem em atrito com o tambor.



Figura 3.12 Freio a tambor – Fonte: Bosch

Nos sistemas de freios existe uma relação chamada de fator de frenagem. Nos freios a tambor, o fator de frenagem é uma vantagem mecânica que serve para minimizar o esforço de frenagem.

Na Figura 3.13 podem ser identificadas as forças e suas orientações que são geradas no instante em que os freios são acionados para iniciar a contenção do veículo.

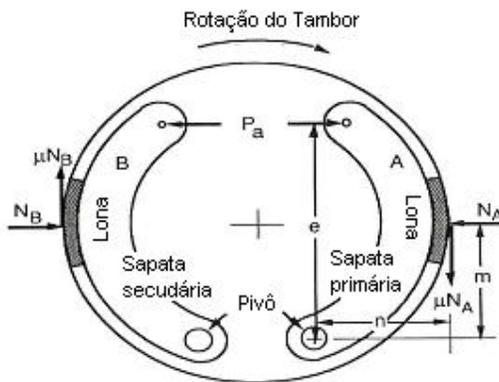


Figura 3.13 Forças nas sapatas de um freio a tambor na frenagem, Gillespie, 1992.

Tomando-se o somatório dos momentos em torno do pivô da sapata A, na Figura 3.13, obtém-se a Equação (3.33) para o equilíbrio.

$$\sum M_{PA} = e P_a + n \mu N_A - m N_A = 0 \quad (3.33)$$

onde

$e$ : distância perpendicular da força  $P_a$  ao pivô

$N_A$ : força normal do tambor na lona da sapata A

$n$ : distância perpendicular da força de atrito da lona ao pivô

$m$ : distância perpendicular da força normal ao pivô

A força de atrito desenvolvida para cada sapata de freio é:

$$F_A = \mu N_A \quad \text{e} \quad F_B = \mu N_B \quad (3.34)$$

A partir das Equações (3.33) e (3.34) resultam as expressões da Equação (3.35).

$$\frac{F_A}{P_a} = \frac{\mu e}{(m - \mu n)} \quad \text{e} \quad \frac{F_B}{P_a} = \frac{\mu e}{(m + \mu n)} \quad (3.35)$$

Com o desenvolvimento de novos materiais e novas tecnologias o sistema de frenagem evolui para o sistema de disco, o qual é comprimido por duas pastilhas de freios, as quais estão fixas em pinças. Este sistema pode ser observado na Figura 3.14.



Figura 3.14 Freio a disco. Fonte: Bosch

Para estabelecer o equacionamento que fornece a capacidade de frenagem dos freios a disco existem duas teorias. A primeira admite que a distribuição de pressões é uniforme, e a segunda admite que o desgaste seja uniforme, conforme Hall, Holowenko e Herman, 1976.

Na aplicação da teoria que admite ser a distribuição de pressão uniforme considera-se o elemento de área elementar  $dA = 2\pi r dr$ , o qual pode ser observado na Figura 3.15. A força normal para este caso é dada pela Equação (3.36).

$$dN = p da = p(2\pi r dr) \quad (3.36)$$

onde

$dN$ : força normal infinitesimal

$p$ : pressão média

$r$ : raio do elemento infinitesimal

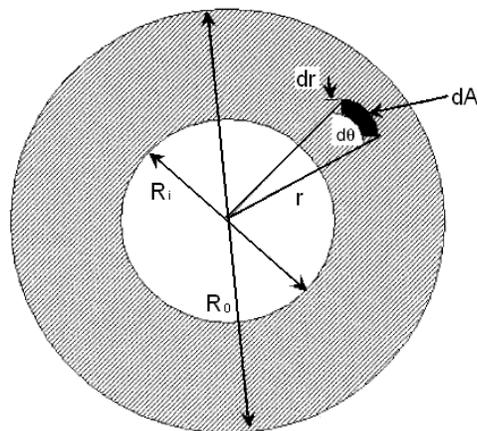


Figura 3.15 Raios e elemento de área do disco de freio, Stone et al., 2004

Para a Figura 3.15 tem-se  $R_i$  como o raio interno do disco de freio,  $R_o$  o raio externo,  $r$  o raio do elemento infinitesimal  $dr$ . Pode-se observar a definição do elemento de área  $dA$  determinado pelos elementos  $dr$  que é igual a diferença infinitesimal de  $r$  e o arco infinitesimal  $d\theta$ . A espessura de  $dA$  é determinada por uma variação infinitesimal de  $r$ .

A força de atrito pode ser calculada pela Equação (3.37).

$$dQ = f dN = f(p 2\pi r dr) \quad (3.37)$$

onde

$dQ$ : força de atrito infinitesimal

$f$ : coeficiente de atrito

O momento elementar será dado pela Equação (3.38).

$$dT = r dQ = r(f p 2\pi r dr) \quad (3.38)$$

onde

$dT$ : momento no elemento infinitesimal

O momento total é obtido ao integrar a Equação (3.38) para  $p$  e  $f$  constantes, obtendo-se a Equação (3.39).

$$T = \left( f p 2\pi \int_{R_i}^{R_o} r^2 dr \right) = 2\pi f p \left( \frac{R_o^3 - R_i^3}{3} \right) \quad (3.39)$$

onde

$T$ : momento total transmitido

$R_o$ : raio externo das superfícies em contato

$R_i$ : raio interno das superfícies em contato

A força normal ou axial será dada pela integração da Equação (3.36), fornecendo a Equação (3.40).

$$F = \pi p(R_0^2 - R_i^2) \quad (3.40)$$

onde

$F$ : força axial total

Isolando  $p$ , tem-se a pressão média, na Equação (3.40).

$$p = \frac{F}{\pi(R_0^2 - R_i^2)} \quad (3.41)$$

Por último substitui-se este valor de  $p$  na Equação (3.39) do momento total, obtendo-se uma expressão mais propícia de ser manipulada, dependendo somente da força axial aplicada sobre as pastilhas, do coeficiente de atrito e dos raios interno e externo, conforme a Equação (3.42).

$$T = F f \left[ \frac{2}{3} \left( \frac{R_0^3 - R_i^3}{R_0^2 - R_i^2} \right) \right] \quad (3.42)$$

No equacionamento considerando desgaste uniforme estabelecido por Shigley, 1984, admite-se que o desgaste  $\delta_e$  é proporcional à pressão  $p$  e a velocidade  $V$ . Desta maneira tem-se a Equação (3.43).

$$\delta_e = K p V = K p(\omega r) \quad \text{ou fazendo} \quad p = \frac{C}{r} \quad (3.43)$$

onde

$\delta_e$ : desgaste do sistema

$\omega$ : velocidade angular

$K$ : constante relativa ao desgaste

$V$ : velocidade tangencial

$C$ : constante que depende das condições do sistema

Integrando a mesma expressão deduzida para o elemento de área elementar da Figura 3.15 obtém-se a Equação (3.44), que calcula o momento total para  $C$  e  $f$  constantes.

$$T = 2\pi \left( \int_{R_i}^{R_0} r f \left( \frac{C}{r} \right) r dr \right) = 2\pi f C \left( \frac{R_0^2 - R_i^2}{2} \right) \quad (3.44)$$

Sendo de interesse calcular o valor da constante  $C$ , integra-se  $p$  com a finalidade de obter a força, conforme a Equação (3.45).

$$F = \int_{R_i}^{R_0} p(2\pi r dr) = \int_{R_i}^{R_0} \left( \frac{C}{r} \right) (2\pi r dr) = 2\pi C(R_0 - R_i) \quad (3.45)$$

Isolando  $C$  da Equação (3.45) e substituindo na Equação (3.44) que fornece o momento total tem-se a Equação (3.46). Esta equação fornece o momento absorvido pelo freio, calculado em função da força aplicada, do coeficiente de atrito e do raio médio.

$$T = F f \left( \frac{R_0 + R_i}{2} \right) \quad (3.46)$$

A comparação entre os dois tipos de sistemas de freios não poderia deixar de existir, para tanto a Tabela 3.1 apresenta as vantagens de um sistema em relação ao outro, Limpert, 1992.

Tabela 3.1 Comparativo entre os freios a disco e a tambor

Freio a disco	Freio a tambor
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Maior facilidade de ventilação do sistema</li> <li>• Suportam temperaturas maiores</li> <li>• Fator de freio pouco afetado pelo coeficiente de atrito</li> <li>• O aquecimento do freio não afeta sensivelmente o curso do pedal</li> <li>• A variação das dimensões do disco com a temperatura provocam alterações menores na folga entre o disco e as pastilhas.</li> <li>• Torque produzido pelo freio praticamente não é afetado pela velocidade e temperatura</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Elevado fator de freio, exigindo menor esforço de aplicação das lonas contra o tambor</li> <li>• Preferido para freio de estacionamento, tem menor complexidade e maior facilidade de instalação</li> </ul>

Fonte: tabela adaptada de Limpert, 1992

Como pode ser observado, cada tipo de freio tem características próprias que devem ser analisadas para a escolha do sistema mais apropriado conforme a aplicação. Os freios a tambor em virtude de sua simplicidade, maior facilidade de instalação e maior fator de freio são mais utilizados em freios de estacionamento e em freios de serviço de veículos pesados.

### 3.4.5 Frenagem proporcional

Durante a frenagem existe a transferência de carga entre os eixos, a carga se desloca do eixo traseiro para o dianteiro. Deste modo, a carga em cada eixo é a carga estática mais a contribuição da transferência de carga dinâmica.

Para o caso de uma via horizontal, Figura 3.16, e considerando a desaceleração  $a_x$  igual a  $-D_x$  nas Equações (3.3) e (3.4), as cargas nos eixos serão dadas pelas expressões,

$$\begin{aligned} W_f &= \frac{c}{L}W + \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x = W_{fs} + W_d \\ W_r &= \frac{b}{L}W - \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x = W_{rs} - W_d \end{aligned} \quad (3.47)$$

onde

$W_{fs}$ : carga estática no eixo dianteiro

$W_{rs}$ : carga estática no eixo traseiro

$W_d$ : transferência de carga dinâmica

$\mu_p$ : coeficiente de atrito máximo

A força de frenagem máxima em cada eixo resulta nas expressões da Equação (3.48).

$$\begin{aligned} F_{xmf} &= \mu_p W_f = \mu_p \left( W_{fs} + \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x \right) \\ F_{xmr} &= \mu_p W_r = \mu_p \left( W_{rs} - \frac{h}{L} \frac{W}{g} D_x \right) \end{aligned} \quad (3.48)$$

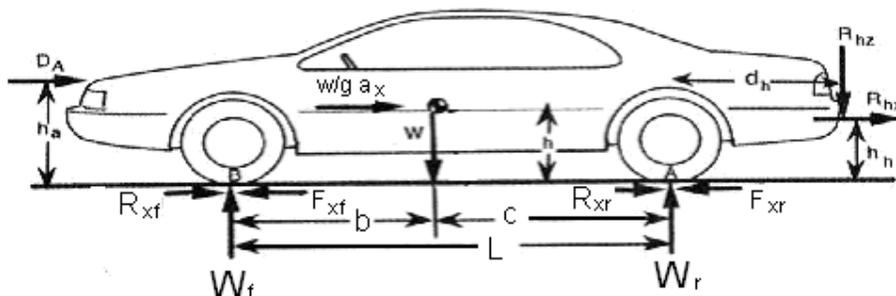


Figura 3.16 Distribuição das cargas na frenagem, adaptado de Gillespie, 1992

A força de frenagem máxima depende da desaceleração, variando para cada eixo em função dos coeficientes de atrito da via, conforme a Figura 3.17. Esforços de frenagem em um eixo acima dos valores de contorno resultam no travamento do eixo.

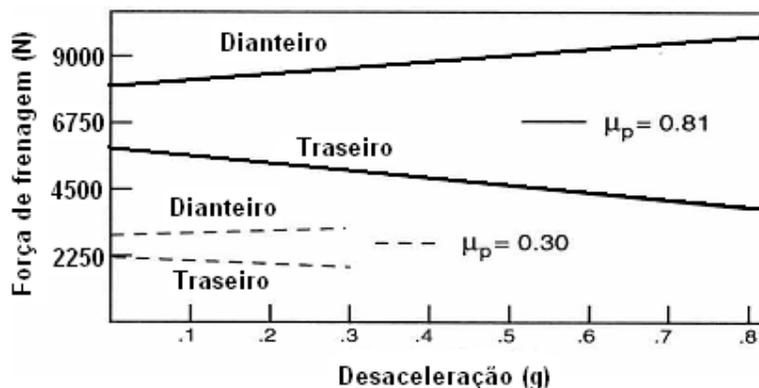


Figura 3.17 Forças de frenagem máximas em função do atrito, Gillespie, 1992

Com a finalidade de se definir  $F_{xmf}$  e  $F_{xmr}$ , assume-se as relações da Equação (3.49), que substituídas nas expressões da Equação (3.48) fornece as forças de frenagem máximas em cada eixo, segundo as expressões da Equação (3.50).

$$D_x = \frac{F_{xmf} + F_{xr}}{M} \quad D_x = \frac{F_{xmr} + F_{xf}}{M} \quad (3.49)$$

$$F_{xmf} = \frac{\mu_p (W_{fs} + \frac{h}{L} F_{xr})}{1 - \mu_p \frac{h}{L}} \quad F_{xmr} = \frac{\mu_p (W_{rs} - \frac{h}{L} F_{xf})}{1 + \mu_p \frac{h}{L}} \quad (3.50)$$

A força de frenagem máxima que atua no eixo dianteiro depende da força presente no eixo traseiro através da desaceleração e associa uma transferência de carga dianteira a partir da ação do freio traseiro. O mesmo efeito se aplica ao eixo traseiro. Estas situações podem ser observadas na Figura 3.18.

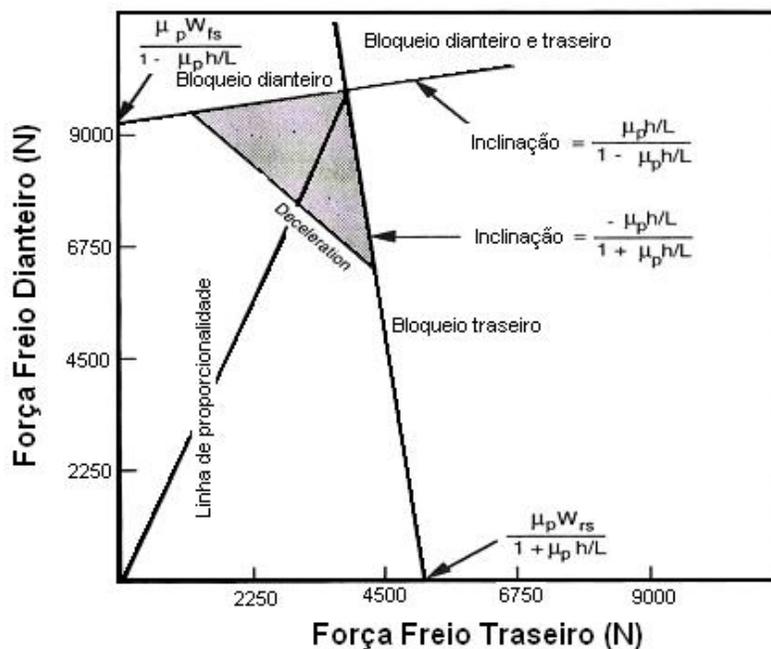


Figura 3.18 Força de frenagem máximas nos eixos dianteiro e traseiro, Gillespie, 1992

Aumentando o coeficiente de atrito  $\mu_p$  ou a altura  $h$  do CG, se incrementa as inclinações das linhas de força de frenagem máxima. Modificando as condições de carregamento no veículo se translada a origem das linhas de força de frenagem.

A intenção de frear o veículo sobre os limites das forças de frenagem dianteira causará o travamento da roda dianteira, e o controle da direção será perdido. Da mesma maneira, os esforços de frenagem à direita do limite de frenagem traseiro causam o travamento da roda traseira, o que leva a uma condição instável do veículo.

A relação entre as forças de frenagem dianteira e traseira descreve uma frenagem proporcional que é determinada pela pressão aplicada em cada freio e o seu ganho.

### **3.5 Análise do sistema de direção**

Esta seção apresenta a dinâmica do comportamento do veículo quando solicitado a promover alterações de direção das rodas dianteiras em resposta aos comandos do motorista para proporcionar controle direcional completo do veículo.

#### **3.5.1 Geometria do sistema de direção**

O sistema de direção permite ao motorista alterar a direção de deslocamento do veículo estercando as rodas dianteiras, para o qual gira o volante, que transmite dito giro à coluna de direção onde está conectada através de algum mecanismo que amplifique a força aplicada ao volante. Geralmente estes mecanismos de amplificação são chamados de caixa de direção e podem ser mecânicos como o de pinhão e cremalheira, ou hidráulicos que utilizam a força de uma bomba hidráulica para esterçar as rodas. Os ângulos de esterçamento das rodas sofrem a influência do sistema de frenagem, da geometria da suspensão, da geometria e reações dentro do sistema de direção e se o veículo possui tração dianteira ou não para depender ainda da geometria e reações do trem motriz.

O sistema de direção é formado por uma série de componentes que atuam em conjunto para prover a dirigibilidade do veículo, operando em conjunto com a suspensão em qualquer tipo de irregularidade da via, de forma que o motorista possa manter o controle do veículo.

Na Figura 3.19 o sistema de direção e seus componentes estão destacados em cor vermelha, enquanto a suspensão aparece com seus componentes em cor laranja. Desta maneira a conexão existente entre esses sistemas pode ser observada, ou seja, o sistema de direção é responsável por girar as rodas, as quais estão conectadas com o sistema de suspensão. Ainda tem-se a influência dos freios, que caso bloqueiem as rodas, alteram o comportamento do sistema de direção e conseqüentemente do veículo.

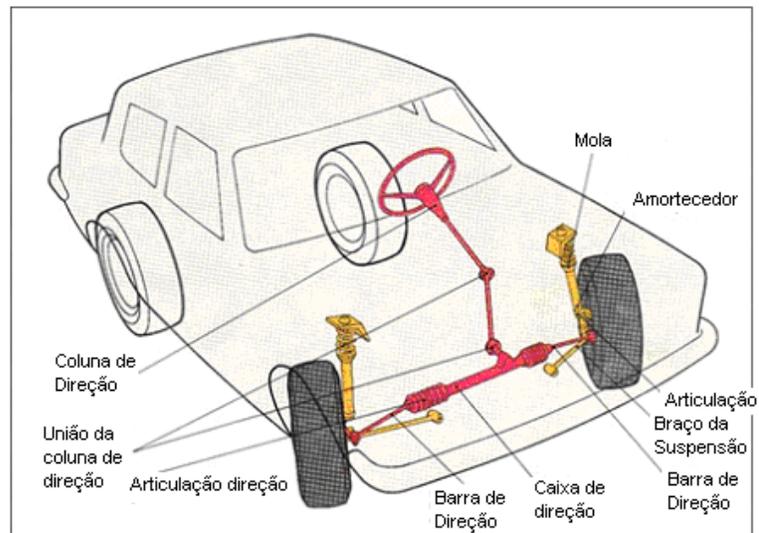


Figura 3.19 Sistema de direção de um veículo com detalhe da suspensão

A Figura 3.20 apresenta os ângulos mais importantes que interagem com o sistema de direção. Estes ângulos são os responsáveis pelo comportamento do veículo quanto a tendência de desviar-se da trajetória retilínea, por exemplo, ou pelo desgaste prematura dos pneus.

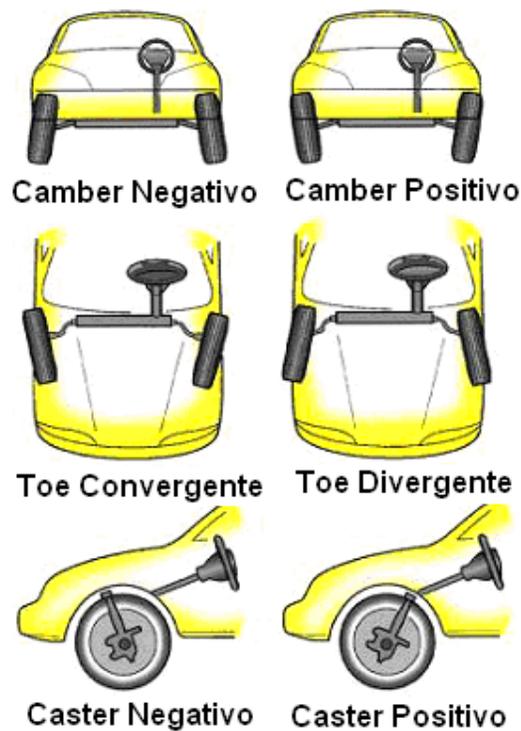


Figura 3.20 Ângulos importantes na geometria do sistema de direção

### 3.5.2 Forças e momentos no sistema de direção

As forças e os momentos impostos no sistema de direção são gerados pela interface pneu-via. Os esforços são medidos no centro de contato do pneu com a via e promovem uma base conveniente para analisar as reações da direção. A Figura 3.21 apresenta a convenção da SAE para descrever os esforços no pneu.

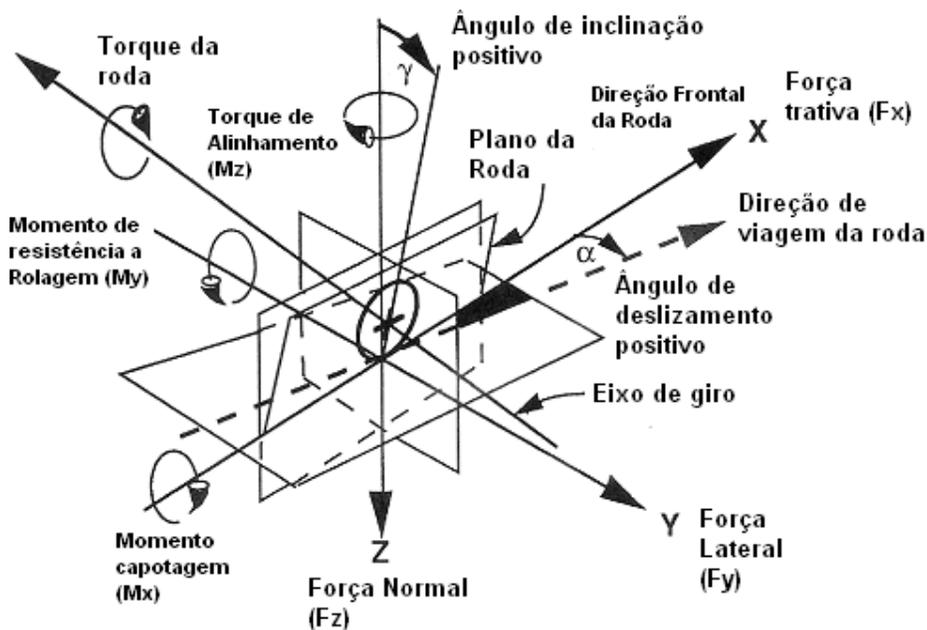


Figura 3.21 Sistema de eixos para forças e momentos do pneu segundo SAE J670e

Assim as reações da via sobre o pneu são descritas por três forças e três momentos.

- Força normal                      - Torque de alinhamento;
- Força trativa                    - Momento de resistência ao rolamento;
- Força lateral                    - Momento de capotagem.

A reação no sistema de direção é descrita pelo momento produzido no eixo de direção, o qual deve controlar o ângulo de direção das rodas. A soma dos momentos de ambas as rodas atuam a través do mecanismo de direção como torque no volante de direção e realimentação ao motorista. A Figura 3.22 indica os esforços atuantes no pneu direito.

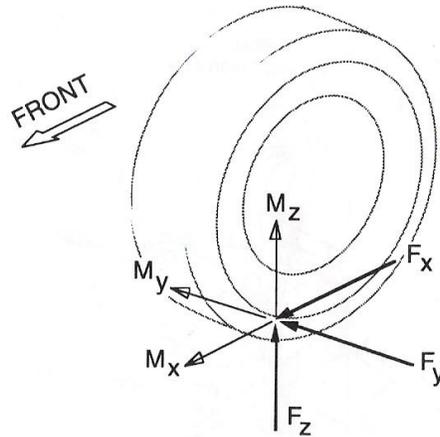


Figura 3.22 Forças e momentos atuantes no pneu direito

### *Forças verticais*

A força vertical  $F_z$  que age sobre o pneu é considerada positiva quando atua para cima. Devido ao eixo de direção ser inclinado,  $F_z$  tem um componente que produz um momento tentando esterçar a roda. O momento origina-se dos ângulos de caster e de inclinação lateral.

Considerando ângulos pequenos e câmbor desprezível das rodas enquanto esterça, o momento total de ambas as rodas pode ser aproximado pela Equação (3.51).

$$M_v = -(F_{zl} + F_{zr})d \sin \lambda \sin \delta + (F_{zl} + F_{zr})d \sin \nu \cos \delta \quad (3.51)$$

onde

$M_v$  : momento total nas rodas

$F_{zl}, F_{zr}$  : cargas verticais nas rodas esquerda e direita

$d$ : distancia de excentricidade lateral no solo

$\lambda$ : ângulo de inclinação lateral ou do pino rei (kingpin)

$\delta$ : ângulo de esterçamento

$\nu$ : ângulo de caster

O primeiro termo do lado direito origina-se do ângulo de inclinação lateral, e o segundo termo do ângulo de caster. Na Figura 3.23 pode-se identificar as forças e ângulos quando o sistema de direção esterça a roda.

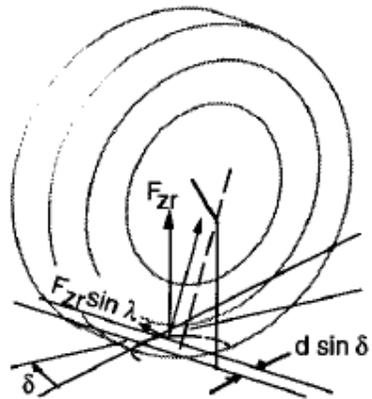


Figura 3.23 Momento da força vertical atuando sobre o ângulo de inclinação lateral

### Força lateral

A força lateral  $F_y$  que atua no centro do pneu gera um momento  $M_L$  através da excentricidade longitudinal proveniente do ângulo de caster, como se indica na Figura 3.24. A equação (3.52) calcula este momento.

$$M_L = (F_{yl} + F_{yr})r \tan \nu \quad (3.52)$$

onde

$F_{yl} F_{yr}$  : forças laterais dos pneus

r: raio do pneu

A força lateral é dependente do ângulo de esterçamento. Um ângulo positivo de caster produz um momento que tenta tirar o veículo de um sentido de giro.

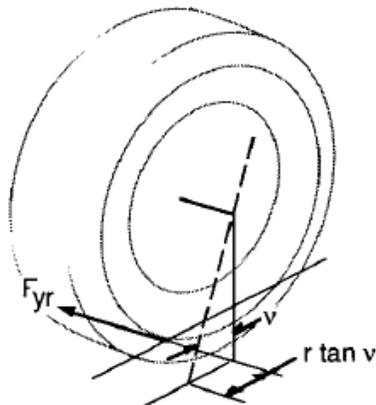


Figura 3.24 Momento de esterçamento produzido pela força lateral

### Força trativa

A força trativa  $F_x$  atua sobre a diferença de inclinação do pino rei produzindo um momento  $M_T$ . Na Figura 3.25 a representação da força trativa e o momento podem ser visualizados em relação ao pneu.

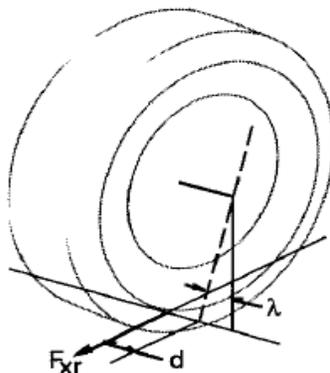


Figura 3.25 Momento esterçamento produzido pela força trativa

A Equação (3.53) calcula o momento  $M_T$  resultante

$$M_T = (F_{xl} - F_{xr})d \quad (3.53)$$

onde

$F_{xl}F_{xr}$  : forças trativas nas rodas, esquerda e direita, respectivamente.

### Torque de alinhamento

O torque alinhamento  $M_y$  atua verticalmente e deve ser calculado pela componente que age paralelamente com o eixo de esterçamento.

$$M_{AT} = (M_{zl} + M_{zr})\cos\sqrt{\lambda^2 + \nu^2} \quad (3.54)$$

onde

$M_{zl}M_{zr}$  : torques de alinhamento nas rodas, esquerda e direita, respectivamente.

Em condições de direção normais, os torques de alinhamento sempre atuam resistindo o movimento de giro.

## **4. DINÂMICA DA SEGURANÇA VEICULAR**

### **4.1 Generalidades**

O objetivo deste capítulo é apresentar a segurança veicular sob o olhar da interação do veículo com as pessoas e o ambiente que compartilham, fundamentados com os conceitos da dinâmica. A busca da compreensão da natureza dos fenômenos dinâmicos da propulsão, da frenagem, da suspensão e dirigibilidade se torna fundamental para alcançar níveis elevados de segurança veicular e minimizar as consequências dos acidentes.

### **4.2 Elementos da segurança veicular**

Os grupos envolvidos na segurança de trânsito são, segundo Madureira, 2000:

- As pessoas: grupo que envolve pedestres, motoristas e passageiros; com caracterização das diversas condições físicas e psicológicas.
- O entorno: caracterizado pelo traçado e condições das ruas e estradas, pela sinalização, sem deixar de lado as condições atmosféricas e climáticas.
- Os veículos: caracterizados pelo tipo de material das estruturas, massas e velocidades envolvidas; que os tornam elementos carregados de energia cinética que em uma colisão podem configurar um elevado poder de destruição.

O conceito de segurança veicular encontra-se dividido em duas partes: a segurança ativa e a passiva.

A segurança veicular ativa consiste em evitar os acidentes por meio do controle da dirigibilidade, conforto, apropriada ergonomia e percepção dos sinais de perigo pelo motorista com tempo hábil para evitar a colisão.

Já a segurança passiva busca diminuir as consequências do acidente, criando soluções para manter a segurança dos ocupantes do veículo e dos pedestres. São estudados dentro desta

concepção, as deformações elástica e plástica dos componentes estruturais, os meios de retenção dos ocupantes e os dispositivos de proteção contra incêndio.

Nos inícios da indústria veicular, os estudos para o desenvolvimento da segurança veicular decorriam indiretamente do aperfeiçoamento dos materiais e técnicas de engenharia. Na atualidade, apresentam-se ao consumidor as inovações veiculares focadas na tecnologia e na segurança.

Um ponto que merece destaque é a capacidade do motorista de perceber o perigo. O perigo está associado ao entorno e as condições de dirigibilidade do veículo. A segurança veicular reflete o controle que se tem sobre o veículo, o conhecimento das condições de tráfego, o respeito das leis que regulamentam as condições de uso e tráfego nas vias, e o autoconhecimento que o motorista deve ter sobre si e como ele se relaciona com o entorno. Esse último ponto é uma capacidade inerente a cada indivíduo, pois é sabido que cada pessoa responderá de forma diferente a situações semelhantes.

Também, o veículo deve proporcionar uma fácil leitura do entorno em que o motorista está trafegando, e fornecer meios de alterar esta leitura tão rápido quanto possível das mudanças desse entorno e do clima.

### **4.3 A relação de tamanho versus peso dos veículos**

O tamanho e o peso dos veículos tornou-se um fator de segurança. Veículos grandes são definidos pela distância entre eixos de 2,8 a 3,05 m, e veículos pesados com massa entre 1300 a 1750 kg. Esses oferecem mais proteção para seus ocupantes do que carros pequenos e leves O'Neill, 1995. A Figura 4.1 apresenta uma conclusão convincente para esta relação, onde a chance de um motorista de um veículo pequeno morrer é doze vezes maior do que a do motorista de um veículo grande.

O coeficiente  $\mu$  é determinado pela divisão das massas dos veículos envolvidos na colisão, sendo a divisão da maior massa pela menor. A probabilidade do condutor do veículo mais leve se tornar uma vítima fatal é representada pela variável  $R$ , que pode ser obtida diretamente do gráfico ou pode ser calculada pela expressão de  $R = \mu^{3,53}$ , conforme O'Neill, 1995.

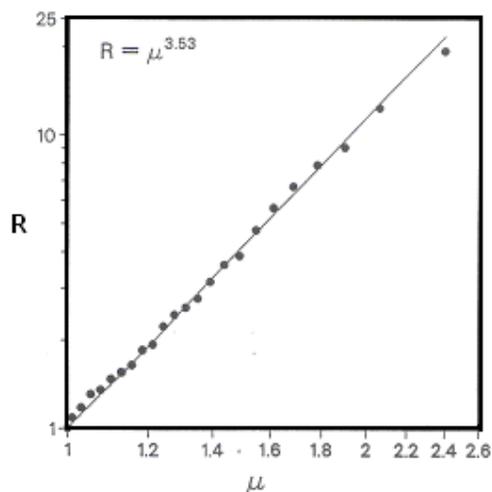


Figura 4.1 Gráfico da probabilidade de vítimas fatais em colisões O’Neill, 1995

A partir da Figura 4.1, para um exemplo de colisão entre dois veículos que possuam uma diferença de massa de cinquenta por cento, ou seja, a relação de uma vez e meia a relação de massas, o ocupante do veículo de menor massa terá um risco quatro vezes maior em uma colisão de tornar-se vítima fatal.

Em contra partida, veículos grandes e pesados não são economicamente bem vistos em termos de consumo de combustível, poluição e espaço que ocupam nas vias. Assim, adotar a solução de aumentar o tamanho e o peso veículos para melhorar a segurança seria inviável.

Por outro lado, a colisão frontal é a que tem os maiores percentuais, sendo responsável por cinquenta e um por cento das colisões com vítimas fatais.

#### 4.4 Dinâmica das colisões veiculares

A energia cinética que o veículo tem durante o movimento será transferida ou dissipada de alguma forma, geralmente em uma colisão esta energia é dissipada por meio da deformação da estrutura do veículo. Já para os ocupantes, esta energia será dissipada pelo amortecimento dos componentes no interior do veículo.

Nos veículos a concepção de um projeto seguro, prevê uma série de componentes no seu interior que funcionam passivamente para reter os ocupantes antes de colidirem no sistema de direção, representado principalmente pelo volante, ou no painel de instrumentos. Os

componentes de segurança envolvem os cintos de segurança e suas fixações, os bancos e suas fixações, os apoios para a cabeça e os airbags, que nem sempre são oferecidos a todos os modelos.

A Segunda Lei de Newton é utilizada para descrever os fenômenos dinâmicos. Já a Primeira Lei de Newton diz que se alguma força não agir sobre um corpo que pode estar em repouso ou em movimento ele permanecerá nesta condição. Buscar compreender os mecanismos dos fenômenos que acontecem durante o evento de uma colisão estão relacionados com as relações de Newton, da conservação de movimento, e do trabalho e energia.

A forma como as estruturas veiculares absorvem a energia, os mecanismos de deformação e os equipamentos para minimizar os efeitos da transferência de energia e da deformação são objetos de pesquisas e de vital importância para a construção de veículos mais seguros.

Na análise de uma frenagem ou de uma colisão, quando o veículo atinge o repouso, os corpos dos ocupantes continuam em movimento e tendem a atingir o repouso. Durante um evento de frenagem as forças aplicadas aos ocupantes são de baixa intensidade, resultando em uma pequena diferença de desaceleração entre a do veículo e a dos passageiros. No caso de uma colisão as forças aplicadas são de grandes intensidades e a diferença entre a desaceleração do veículo e dos ocupantes será maior, devido ao fato do veículo chegar ao repouso em um período de tempo menor.

No momento em que se inicia uma frenagem, a distância percorrida pelo veículo está diretamente relacionada com a velocidade e a massa em questão; as quais compõem a energia cinética do veículo, desta forma a distância percorrida pelo veículo até a sua parada total está relacionada com a capacidade dos freios absorverem essa energia. Por exemplo, o veículo da Figura 4.2 apresenta uma velocidade de 48 km/h, inicia a frenagem no tempo zero, e precisa uma distância de 19,8 m para se deter considerando uma desaceleração de 0,5g, Bertocchi, 2005. Observa-se neste caso que o passageiro desacelera 0,01 s após o veículo e precisa de 14 cm a mais do que o veículo para atingir o repouso; não existindo uma diferença importante nas desacelerações do veículo e do passageiro, nem dos tempos de detenção.

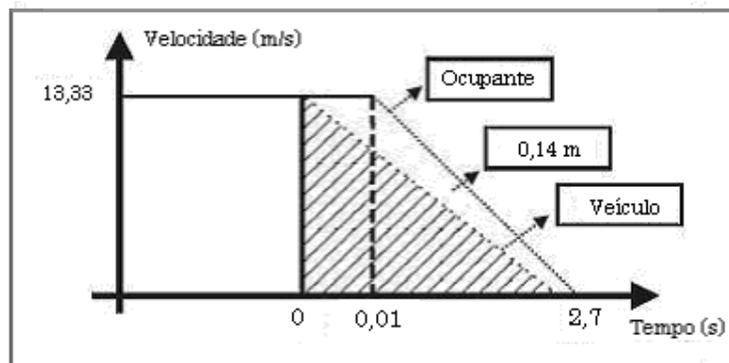


Figura 4.2 Tempo de detenção numa frenagem, Bertocchi, 2005

O coeficiente de atrito padrão entre os pneus e o tipo do revestimento da via esta em torno de 0,7. Assim as condições dos pneus e da via devem fornecer este coeficiente de atrito.

Para o caso de uma colisão podem-se desenvolver duas análises, uma considerando o uso do cinto de segurança pelos passageiros e outra sem o uso dos cintos.

Quando utilizados os cintos de segurança, pode-se constatar na Figura 4.3, que após a colisão, o veículo e o passageiro atingem o repouso ao mesmo tempo. O passageiro precisa nesse exemplo de 0,045 s para encontrar o cinto e começar a desacelerar. As colisões são eventos rápidos que ocorrem em curtíssimo tempo, neste caso o passageiro percorre 15 cm a mais que o veículo para atingir o repouso, consequência da utilização do cinto. A desaceleração imposta sobre os passageiros é de 30g e a deformação da estrutura veicular é de 0,6 m.

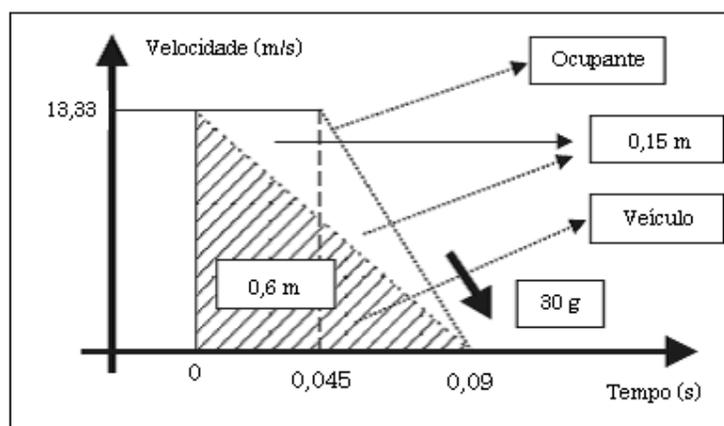


Figura 4.3 Colisão com uso do cinto, Bertocchi, 2005

No caso de uma colisão sem o uso dos cintos de segurança, considerando o exemplo da Figura 4.4, o passageiro que se encontra sem cintos vai continuar com a velocidade inicial do veículo, para depois de 0,09 s começar a desacelerar até o repouso.

A desaceleração sentida pelo passageiro neste caso é da ordem de 120g, como pode ser observado na Figura 4.4. O passageiro neste caso leva mais tempo para atingir o repouso em relação ao veículo. Considerando uma colisão frontal do veículo, a deformação da estrutura dianteira é da ordem de 60 cm, enquanto o passageiro utilizará apenas mais 7 cm para sua detenção total, isto é devido ao fato do passageiro ter conservado a velocidade inicial e se deslocado enquanto o veículo já estava reduzindo sua velocidade. Assim o passageiro irá parar por completo quando atingir o volante e o painel de instrumentos.

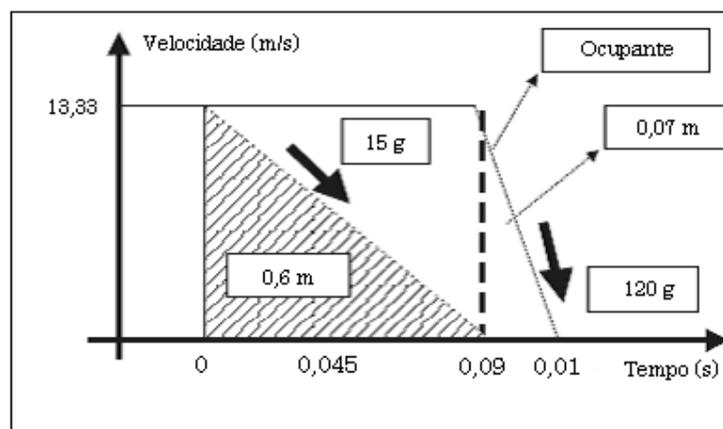


Figura 4.4 Colisão sem uso do cinto, Bertocchi, 2005

Estudando uma colisão sob o ponto de vista energético, pode-se construir uma estrutura veicular que deve se deformar mais facilmente em determinados pontos. Deste estudo pode-se construir um veículo que se deformaria progressivamente, o que seria o ideal para os passageiros.

Na Figura 4.5 constata-se que nos segundos iniciais a energia real não decai como a ideal. Na continuidade da colisão as curvas se cruzam e a energia real decai mais rápido que a ideal. Em função deste gráfico é possível desenvolver uma estrutura veicular que priorize as regiões mais afetadas em uma colisão.

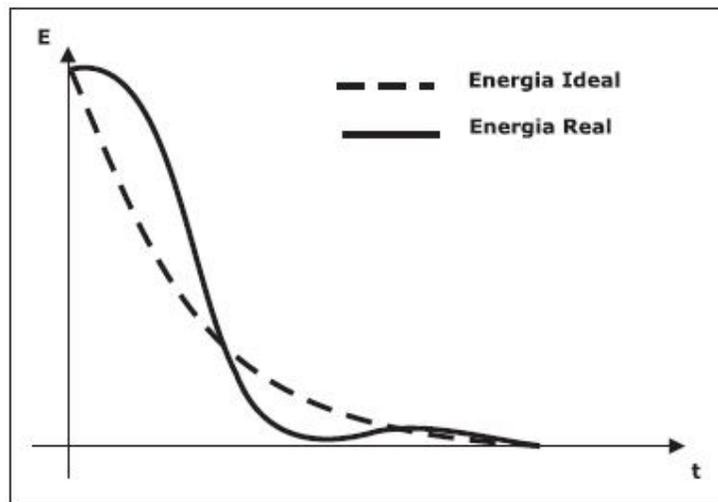


Figura 4.5 Variação de energia de deformação numa colisão, Bertocchi, 2005

#### 4.5 Estatísticas de acidentes

O mercado brasileiro de veículos automotores licenciados é de 32 milhões de unidades, dados fornecidos por pesquisa da Anfavea no anuário de 2009, a maior parte desse número de veículos rodam pelas vias das cidades. Os pedestres que transitam ao longo da mesma via são estimados em 193.133.629, segundo dados do IBGE de 2010, mesmo ocupando espaços distintos, mas muito próximos, tornou-se um problema de educação, saúde pública e de economia associado aos acidentes veiculares.

Quando temos motoristas e pedestres irresponsáveis, existe um agravamento dessa situação, que merecem especial atenção e devem ser abordados com técnicas avançadas, soluções tecnológicas e de engenharia de última geração por causa da sua complexidade.

A Tabela 4.1 apresenta dados estatísticos do número de acidentes, feridos e mortos apenas nas rodovias federais brasileiras; se observando novamente um aumento representativo em anos recentes.

Tabela 4.1 Dados estatísticos de acidentes nas rodovias federais

Ano	Total de Acidentes	Total de Mortos	Total de Feridos	Percentual de Aumento
2002	100.759	5.982	54.664	-----
2003	133.860	7.306	77.233	32,8%
2004	112.457	6.119	66.117	- 15%
2005	110.086	6.346	68.524	- 2%
2006	112.788	6.168	69.624	2,5%
2007	128.076	7.060	81.515	13,5%

Fonte: Polícia Rodoviária Federal

Outro dado que deve receber atenção é a parcela de envolvimento nos acidentes que cada tipo de veículo tem. Este dado permite avaliar e identificar algumas das causas das colisões, tais como o perfil dos condutores e as atitudes que conduzem a ocorrência do evento, possibilitando a definição de soluções e medidas para evitar ou minimizar estes acidentes.

Segundo dados do Denatran (2009), os automóveis lideram a lista de envolvimento nos acidentes com 47%, seguidos dos caminhões com 17%, as motocicletas com 7%, os ônibus com 3% e em último lugar as bicicletas com 1,55%. A frota total de veículos automotores no Brasil é de 55.937.035 unidades. A frota de automóveis é da ordem de 32.767.771 unidades, a de caminhões é de 1.963.100 unidades, as motocicletas somam 11.965.407 unidades, já os ônibus somam 407.694 unidades. A relação percentual de acidentes está diretamente relacionada com o tamanho da frota; naturalmente o percentual maior de envolvimento dos automóveis está relacionado com o fato de ter a maior frota.

#### **4.6 A coleta de evidências dos acidentes**

A finalidade desta seção é compreender os procedimentos que podem ser efetuados para a coleta de evidências de forma adequada num acidente, para o qual normalmente se avalia e se explora a ordem dos eventos, tentando elucidar e reconstruir em uma sequência lógica as etapas que ocorrem em um acidente.

Dentro desta sequência pretende-se organizar as etapas que antecederam, as que ocorreram durante e as que ocorreram depois da colisão. Para um entendimento de qualquer reconstrução de um acidente, o ponto central é saber a dinâmica de impacto dos veículos.

Existe um conjunto de itens relativos à procura de evidências no cenário do evento que vem ajudar a compreendê-lo:

- As evidências verbais dos ocupantes e terceiros;
- A posição e extensão dos estragos nos veículos e objetos fixos;
- Condições da superfície da via;
- Marcas de pneu e outras deixadas sobre a via;
- O movimento dos veículos durante o impacto ou ao menos a posição final dos veículos;
- A distribuição dos fragmentos e objetos internos ou externos ao veículo.

O maior desafio de uma reconstrução é compreender um evento que já aconteceu, o cenário encontrado é o do momento final do evento, sendo necessário reconstruir desta cena final e a partir das evidências a sequência das etapas do acidente.

#### **4.7 Reconstrução de um acidente**

O objetivo desta seção é apresentar um panorama geral de como a reconstrução de um acidente é abordada atualmente na comunidade científica que trata deste tema, mostrando como ela se tornou uma extensão da engenharia veicular, e citando algumas das técnicas, métodos e procedimentos que foram desenvolvidas para este fim.

As técnicas e metodologias aplicadas na reconstrução de um acidente incorporam, ou pelo menos deveria acompanhar, a evolução proporcionada pelo avanço computacional e dos aplicativos disponíveis para a solução de problemas complexos de engenharia.

Se a inserção de novas tecnologias de simulação e modelagem na engenharia para o desenvolvimento dos veículos atuais é bem vista, essas também podem ser utilizadas na reconstrução de um acidente.

O fato dos ocupantes e dos pedestres que se encontram no local geralmente não estarem preparados para registrar e relatar o trajeto e nem o que aconteceu no momento exato da colisão, por não saberem que o evento aconteceria, torna-se um grande obstáculo, pois as pessoas que poderiam fornecer informações precisas, muitas vezes estão transtornadas ou em estado de

choque com o fato da colisão, desta forma não conseguem descrever ou relatar as etapas que conduziram ao evento.

O processo de reconstrução de um acidente deve fazer uso de metodologias científicas para determinar as circunstâncias, mecânicas ou não e os fatores associados que contribuíram para o evento da colisão. Alguns dos muitos conhecimentos utilizados são da física, dinâmica de veículos e fotogrametria. Na atualidade dispõe-se de suporte computacional para modelagem e simulação do evento, assim como gerenciadores de vídeo nos procedimentos experimentais.

Os detalhes a respeito das circunstâncias da colisão devem ser obtidos diretamente por vários meios. As fontes de informações são os depoimentos das testemunhas, as fotografias do cenário do evento e dos veículos. No caso de vítimas fatais a localização, autópsia e uma descrição dos ocupantes podem fornecer dados a respeito da dinâmica do evento. Relatórios de testes de colisão, estimativa de reparos feitos nos veículos e as especificações do veículo fornecem dados sobre prováveis causas do evento relacionadas ao veículo podendo ser usados nas análises.

A inspeção dos veículos no local do evento da colisão é sempre muito importante, sendo necessário o registro de informações no local. Para reconstruções quando se estudam as fotografias dos danos dos veículos, detalhes como os ângulos de colisão e de deformação podem resultar em informações vagas. Alguns detalhes só podem ser visualizados no momento da colisão e quanto maior for a ação do tempo, maior será a quantidade de detalhes perecíveis que será perdida.

Uma abordagem utilizada na reconstrução de acidentes é separar o evento em três fases distintas.

A fase do pré-impacto, que pode ser resolvida com análises cinemáticas aplicadas no movimento dos veículos e nas manobras de escape efetuadas pelos condutores.

Na fase de colisão, a posição relativa dos carros envolvidos pode ser resolvida por programas que utilizam diversos parâmetros como coeficiente de restituição, direções de impacto, posições de impacto, coeficiente de fricção do plano de contato, dentre outros, buscando resultados próximos ao encontrado no cenário do evento.

Na fase do pós-impacto, a análise visa reconstruir a trajetória dos veículos envolvidos. Esta análise está baseada na interpretação da trilha esquerda para permitir a determinação do ponto de impacto e os deslocamentos lineares e angulares dos veículos. Os parâmetros dinâmicos e cinemáticos podem ser determinados às vezes com precisão. Depois do impacto as marcas e os danos permanentes dos veículos devem ser descritos no relatório de investigação da cena do evento, com ajuda de fotografias e esboços da colisão.

O uso de programas, para modelagem e simulação utilizadas nas análises e reconstrução de acidentes, tem ajudado a resolver eventos onde algumas evidências que poderiam ajudar a esclarecer o evento foram perdidas. O uso associado do método da fotogrametria nas análises das fotografias também tem sido usado para elucidar estes eventos.

Entre os métodos utilizados para análise de colisões, um clássico é o método estabelecido na Alemanha nos anos 80, conhecido por Método EES. Neste método a determinação da velocidade está baseada na utilização de um sistema de equações que trabalha com a conservação de energia e momento.

Um programa bastante recomendado para fotogrametria é o ES Draw que vem com muitas representações, configurações de vias, veículos, sinais de trânsito, pedestres, animais e outras imagens do cenário a serem configuradas. Outro programa para fotogrametria bastante utilizado é o PC Rect.

Para a fase da colisão têm-se os programas PC Crash, Virtual Crash e V-Sim. Esses programas solicitam como dados de entrada o tipo e geometria do veículo, a massa, os momentos de inércia, a sequência de movimentos de direção e frenagem, e o tipo dos pneus.

#### *Análise das marcas de derrapagem*

As marcas de derrapagens podem ser usadas para estimar a velocidade inicial veículo, em função do tamanho das marcas, ou pode ser utilizada para comparar com outros métodos a velocidade estimada antes do impacto.

Na Equação (4.1), se for considerado até o instante de detenção completa do veículo ou colisão com uma barreira sólida e rígida, a velocidade final será zero.

$$v_2^2 = v_1^2 + 2ad \quad (4.1)$$

onde

$v_1$ : velocidade inicial do veículo

$v_2$ : velocidade final do veículo

$a$ : coeficiente de atrito vezes a gravidade

$d$ : tamanho das marcas de derrapagem

Sem o treinamento adequado e a experiência necessária, a equação que trabalha com as marcas de derrapagem pode induzir a erros em certas situações. No caso de um veículo que perdeu o controle e rodou não é correto considerar o coeficiente de atrito constante, este deverá ser calculado para cada segmento de giro, e ainda este dependerá do ângulo de giro de cada segmento.

#### *Análise da conservação da quantidade de movimento*

A Conservação da Quantidade de Movimento expressa que a quantidade de movimento inicial do sistema antes da colisão é conservada após a colisão. Essa relação tem uma forma geral representada na Equação (4.2), que poderia ser utilizada na colisão de veículos.

$$m_1v_1 + m_2v_2 = m_1v'_1 + m_2v'_2 \quad (4.2)$$

onde

$m_1$ : massa do veículo 1

$m_2$ : massa do veículo 2

$v_1$ : velocidade inicial do veículo 1

$v_2$ : velocidade inicial do veículo 2

$v'_1$ : velocidade final do veículo 1

$v'_2$ : velocidade final do veículo 2

#### *Análise dos veículos*

Dentre os vários aspectos que devem ser considerados na inspeção dos veículos, pode-se citar, por exemplo, a observação da existência de grama ou outros fragmentos que podem ficar

presos nas aberturas das portas. A existência deste tipo de material pode ajudar a confirmar se as portas abriram durante o evento de colisão.

Muitas vezes, as fotografias não fornecem um nível suficiente de detalhes, e a inspeção do veículo é o caminho natural para confirmar a sequência do evento. Por causa das evidências externas e internas do veículo, estas se degradam com o passar do tempo, portanto conservar o veículo em local seguro e coberto é recomendado para o tempo não destruir as informações.

O coeficiente de restituição entre dois objetos que colidem é definido como a razão da velocidade relativa de retorno pela velocidade relativa de impacto. A colisão entre dois veículos é dita inelástica. De qualquer modo enquanto a estrutura está se deformando existe alguma parcela do dano que é restaurada. Se na Equação (4.3) a colisão não for contra outro veículo e sim contra uma barreira a equação fica somente com a parcela do veículo.

$$\varepsilon = \left( \frac{v_1' - v_2'}{v_2 - v_1} \right) \quad (4.3)$$

onde

$\varepsilon$ : coeficiente de restituição

As velocidades iniciais neste caso possuem a interpretação de serem as velocidades dos veículos antes do impacto e as velocidades finais as velocidades dos veículos após o impacto.

### *Análise da colisão*

A escolha do método para analisar a colisão depende bastante da qualidade das informações. A análise das quantidades de movimento pode ser utilizada se existir adequada documentação das evidências físicas da cena da colisão, das marcas de derrapagem do pré-impacto, do ponto de impacto e da posição final dos veículos.

Se os veículos estiverem disponíveis para inspeção o método da energia é um bom caminho. Na ausência dos veículos pode-se usar a fotogrametria, desde que as fotos sejam de boa qualidade. Às vezes, métodos de cálculos manuais podem resolver ou serem refinados com programas de simulação de reconstrução. A concordância entre dois ou mais métodos consiste

em um caminho adequado para ganho de confiança nos resultados das análises e reconstrução de acidentes.

### *Fotogrametria*

A técnica de utilizar as fotografias para determinar o tamanho relativo e a localização de evidências físicas na cena registradas por meio de fotografias é chamada de fotogrametria. A propriedade dos danos pode ser quantificada com aceitável precisão por esta técnica. Fotos de boa qualidade em diversos ângulos são essenciais para a análise.

### *Reconstrução por modelos computacionais*

Existem modelos computacionais específicos para reconstrução e simulação de acidentes. Os parâmetros de entrada podem ser alterados com a finalidade de avaliar a sensibilidade dos resultados.

## **4.8 Avaliação de um acidente**

As informações de um documento pericial sobre um acidente veicular apresentam uma estruturação padrão, esboçada a seguir:

### *Dados de identificação do documento*

Contém informações resumidas sobre os dados do local, dos veículos e dos envolvidos.

### *Histórico*

Apresenta um pequeno relato sobre informações do local, data e hora de ocorrência do acidente e os responsáveis pelas primeiras ações e sobre o isolamento do local do evento.

### *Descrição do local do evento*

Basicamente relata as vias nas quais ocorreu o evento, descrevendo as características e condições da via, declives existentes, tipo de revestimento da via, se a via é ou não de zona urbana.

### *Descrição dos envolvidos*

Este item relata as características físicas e condições dos envolvidos, inclusive do estado das vestimentas.

### *Descrição do veículo*

Descreve a placa de identificação, marca, modelo, e ano de fabricação dos veículos envolvidos; com esses dados é possível obter informação sobre as características e parâmetros mecânicos dos veículos.

### *Exames periciais*

A seção que descreve os exames periciais é onde se encontra o relato das evidências e marcas encontradas no cenário do evento, relatando a posição em que o veículo foi encontrado, descrição do formato e quantidade das marcas de frenagem e derrapagem, extensão das marcas, descrição e posição final dos objetos fixos com que houve colisão, danos nestes objetos fixos, danos causados aos veículos, inspeção veicular sobre marcas de colisão com outros veículos, dentre outros.

### *Cálculos*

Onde se descreve e apresenta o método escolhido para determinar a velocidade inicial e final dos veículos, levantamento topográfico do cenário, descrição das etapas da colisão, os resultados finais encontrados e mais um item com as conclusões fazendo o fechamento do documento.

O documento apresenta um croqui contendo o início das marcas de frenagem encontradas na superfície da via. Também uma interpretação das manobras efetuadas pelo motorista na seção estudo da dinâmica dos fatos.

Os cálculos utilizados para estimar as velocidades antes do impacto, no momento do impacto e após o impacto estão basicamente baseados nos domínios da física, mais precisamente na conservação da energia e a energia necessária para deformar objetos.

#### 4.8.1 Programas específicos

Com a finalidade de comprovar ou não a avaliação preliminar da dinâmica da colisão, foram desenvolvidos programas específicos para esse propósito, alguns dos quais são apresentados da Figura 4.6 a Figura 4.7.



Figura 4.6 Formato do PC-Crash. Fonte: MEA Forensic Engineers & Scientists

O programa da Figura 4.6 é dedicado para simular colisão e a trajetória dos veículos envolvidos. Esta ferramenta permite gerar análises precisas de uma ampla variedade de veículos automotores e outros incidentes. Os resultados são apresentados em animações tridimensionais, e relatórios, tabelas e gráficos. Possibilita também a reconstrução do cenário onde o evento ocorreu, isto é, prevê a criação dos pedestres em três dimensões e caminhando, controle das marcas dos pneus por veículo, cálculo do contato de forma para rotação dos pneus, reprodução em câmera lenta, entre outros efeitos de desenho para melhor visualização do evento.

Entre a vasta gama de programas desenvolvidos para o tratamento de imagens e digitalizações destaca-se o PhotoModeler por ser utilizado por empresas como Mercedes-Benz e

Adidas, por exemplo. Este programa é utilizado para fazer digitalizações em três dimensões de objetos, modelar, teste óptico e medições, utilizado na técnica de fotogrametria, engenharia reversa e prototipagem, bem como seu uso na reconstrução e avaliação dos danos dos veículos envolvidos em colisões. A Figura 4.7 mostra a imagem de apresentação desse programa.

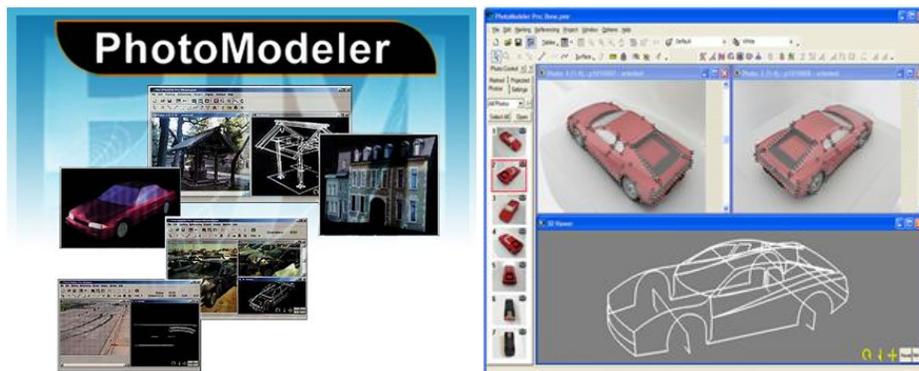


Figura 4.7 Formato do PhotoModeler para tratamento de imagens. Fonte: RSI GmbH

## 5. ANÁLISE DE RESULTADOS

### 5.1 Generalidades

Objetivo deste capítulo é a análise do comportamento dinâmico veicular sob diversas situações, importantes na avaliação de acidentes veiculares. Estudam-se os principais casos envolvendo situações de distribuição de carga em condições de aceleração, frenagem, direção e combinação destes. Nos quatro casos principais apresenta-se a solução analítica e compara-se com a sua solução computacional utilizando o programa CarSim. Os dados do veículo em estudo correspondem a um modelo de quatro portas, que para fins de ilustração pode ser considerado semelhante ao Palio EX 1.3 do ano de fabricação 2003, mostrado na Figura 5.1.



Figura 5.1 Palio EX 1.3 quatro portas

A Figura 5.2, apresenta a identificação das dimensões externas do veículo. Estas dimensões serviram de dados de entrada para calcular a posição do centro de gravidade e os carregamentos estático e dinâmico que atuam sobre os eixos dianteiro e traseiro.

Os dados indicados na Tabela 5.4 são referentes ao veículo em análise, os quais serão utilizados para análise e determinação do comportamento dinâmico.

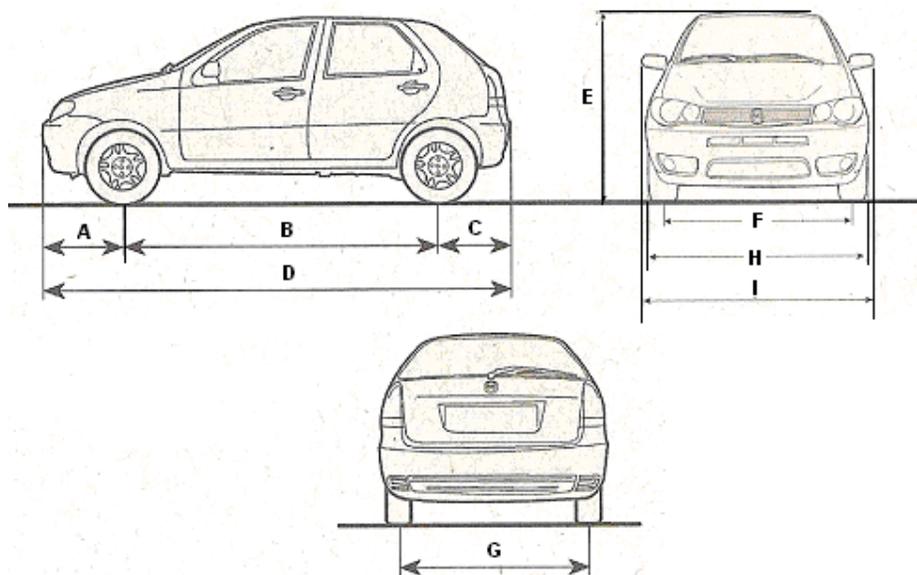


Figura 5.2 Identificação dimensional conforme Manual do Veículo

Tabela 5.1 Identificação dimensional do veículo

Identificação (Manual do Veículo-Figura 5.2)	Dimensão	Unidade [m]
<i>A</i>	Eixo dianteiro ao extremo frontal	0,767
<i>B</i>	Distância entre eixos	2,373
<i>C</i>	Eixo traseiro ao extremo posterior	0,623
<i>D</i>	Comprimento total	3,763
<i>E</i>	Altura	1,440
<i>F</i>	Bitola eixo dianteiro	1,415
<i>G</i>	Bitola eixo traseiro	1,378
<i>H</i>	Largura do chassi	1,620
<i>I</i>	Largura do veículo	1,905

Tabela 5.2 Características dinâmicas do veículo

Grandeza	Variável	Valor
Massa suspensa		880 kg
Massa não suspensa dianteira (cada suspensão)		25 kg
Massa não suspensa traseira (cada suspensão)		25 kg
Momento de inércia de rolagem (roll)	$I_{xx}$	288 kg m <sup>2</sup>
Momento de inércia de balanço (pitch)	$I_{yy}$	1111 kg m <sup>2</sup>
Momento de inércia de guinada (yaw)	$I_{zz}$	1111 kg m <sup>2</sup>
Distância entre o $CG_x$ e o eixo dianteiro	$b$	0,937 m
Distância entre o $CG_x$ e o eixo traseiro	$c$	1,436 m
Posição vertical do centro de gravidade $CG_z$	$h$	0,529 m

Tabela 5.3 Marchas do veículo

Transmissão	Relação
1ª marcha	3,909
2ª marcha	2,238
3ª marcha	1,520
4ª marcha	1,156
5ª marcha	0,838
Marcha Ré	3,909

Tabela 5.4 Alinhamento das rodas do veículo

Rodas	Câmbor	Cáster	Convergência
Dianteiras	$-30' \pm 30'$	$1^{\circ} 34' \pm 30'$	$-1 \pm 1 \text{ mm}$
Traseiras	$-45' \pm 30'$	$0^{\circ}$	$-1,5 \pm 1,5 \text{ mm}$

Os programas que resolvem modelos de equações matemáticas aplicadas a veículos são chamados comumente de VS, “VehicleSim”, eles usam equações modeladas que descrevem as equações básicas de cinemática e dinâmica em três dimensões de veículos com pneus, suspensão, direção, freio e sistema de potência. A solução é obtida por métodos de integração numéricos e um dos utilizados pelo CarSim é o Runge-Kutta de segunda ordem.

As imagens no CarSim são geradas a partir de triângulos que são unidos para gerar as formas dos objetos, esses podem ser observados na Figura 5.3. Esses triângulos requerem apenas duas informações, a localização dos três vértices e a identificação da face frontal e posterior. A superfície normal é representada por um vetor perpendicular ao plano do triângulo que identifica a face frontal e posterior.

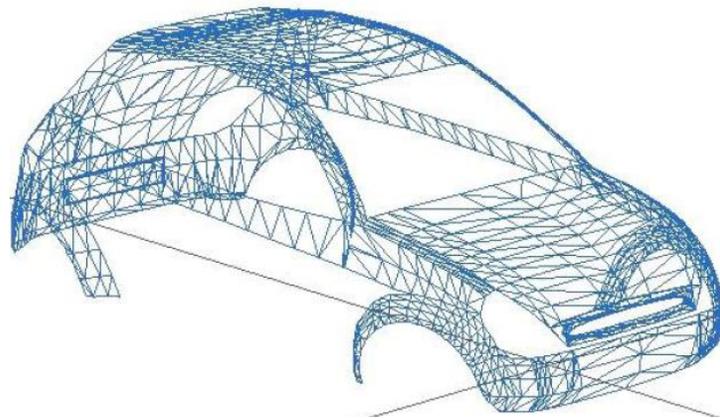


Figura 5.3 Geração gráfica de imagens

A Figura 5.4 apresenta as principais variáveis dinâmicas do veículo, conforme a Tabela 5.2. Além disso, também serve para ilustrar as variáveis que são informadas e como funciona esse sistema de dados de entrada no programa CarSim. O programa permite a possibilidade de informar a massa suspensa e a massa não suspensa que proporciona soluções aproximadas com a realidade.

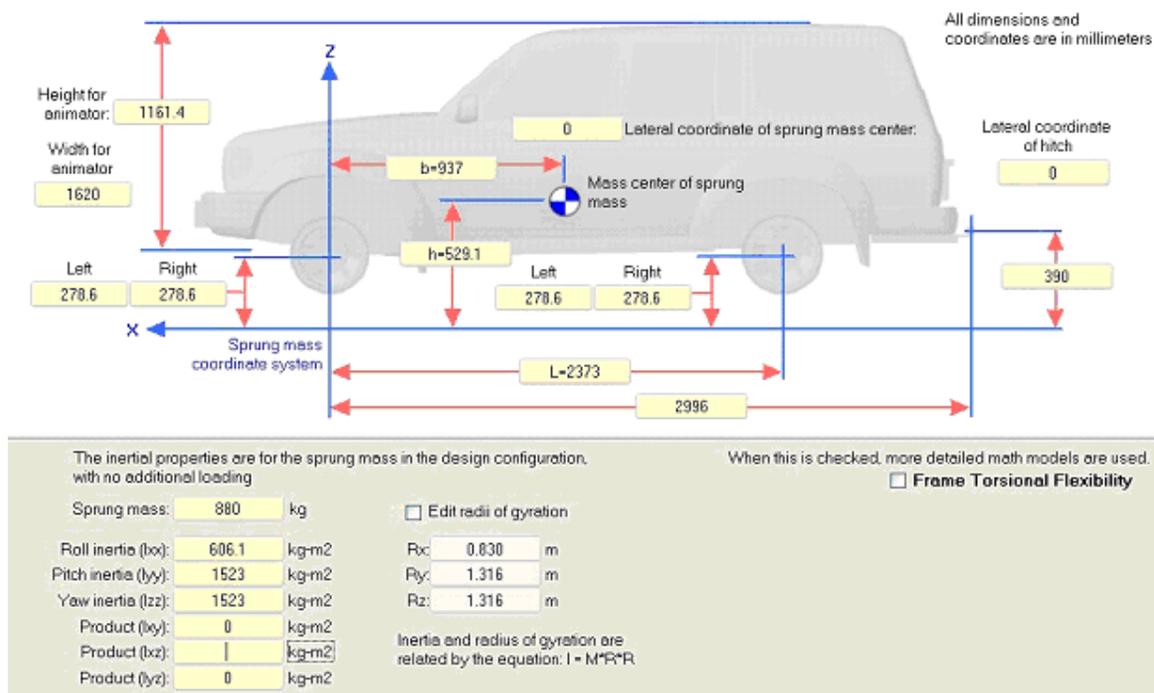


Figura 5.4 Variáveis do veículo

O CarSim prevê em seus arquivos quatro possibilidades de sistema de potência, todas com motores dianteiros e variações de tração dianteira, traseira e nas quatro rodas. No instante que se informa para o CarSim que o veículo possui tração dianteira o programa utiliza os dados de entrada das Tabela 5.1 e Tabela 5.4 e para o sistema de potência admite a configuração da Figura 5.5.

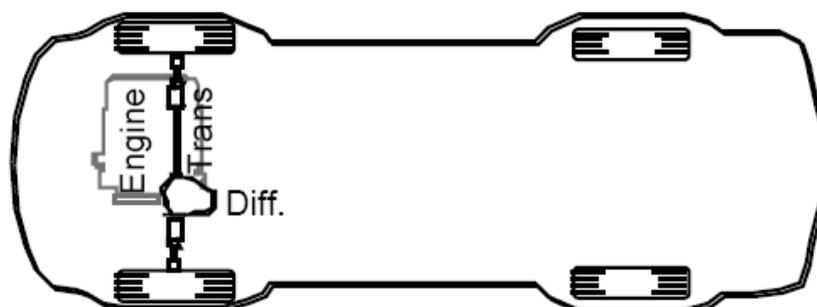


Figura 5.5 Tração dianteira

## 5.2 Caso 1: Análise do carregamento estático e dinâmico do veículo

### 5.2.1 Definição do problema

O caso a ser estudado consiste em um veículo cujas propriedades estão indicadas na Tabela 5.1. O objetivo deste caso é determinar o carregamento estático nos eixos baseado na posição do centro de gravidade na direção  $x$ , o carregamento dinâmico nos eixos quando o veículo está acelerando em uma via sem inclinação a  $0,2g$  e o carregamento dinâmico nos eixos quando o veículo está se movendo em uma via com 6% de inclinação, ou seja,  $3,4^\circ$ .

### 5.2.2 Solução analítica

Conhecidas as massas e as posições dos centros de gravidade dos componentes suspensos e não suspensos, precisam ser determinadas às posições longitudinal e vertical do  $CG$  do conjunto através das expressões,

$$CG_x = \frac{\sum x_i m_i}{\sum m_i} \dots\dots\dots CG_z = \frac{\sum z_i m_i}{\sum m_i} \quad (5.1)$$

onde

$CG_x$  : posição horizontal do centro de gravidade do conjunto

$CG_z$  : posição vertical do centro de gravidade do conjunto

$x$  : posição horizontal do centro de gravidade do componente

$z$  : posição vertical do centro de gravidade do componente

$m$ : massa do componente

As cargas estáticas nos eixos são calculadas pela adequação das Equações (3.3) e (3.4) para o caso do veículo numa via reta e sem aceleração, conforme as Equações (5.2) e (5.3).

$$W_{fs} = W \frac{c}{L} \quad (5.2)$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L} \quad (5.3)$$

onde

$W_{fs}$  : carga estática no eixo dianteiro do veículo

$W_{rs}$  : carga estática no eixo traseiro do veículo

$W$  : peso do veículo

$L$  : distância entre os eixos

$b$  : distância entre o  $CG_x$  do conjunto e o eixo dianteiro, igual a

$$b = \frac{\sum x_i m_i}{\sum m_i} = \frac{(0,937)(880) + (50)(2,373) + (50)(0)}{880 + 50 + 50} = 0,96245 \text{ [m]}$$

$c$  : distância entre o  $CG_x$  do conjunto e o eixo traseiro, igual a

$$c = L - b = 2,373 - 0,96245 = 1,41055 \text{ [m]}$$

$$\begin{aligned} W_{fs} &= W \frac{c}{L} \\ &= (980)(9,81) \frac{1,41055}{2,373} \quad 5672,44 \text{ [N] (Carsim)} \\ &= 5714,59 \text{ [N]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{rs} &= W \frac{b}{L} \\ &= (980)(9,81) \frac{0,96245}{2,373} \quad 3907,1 \text{ [N] (Carsim)} \\ &= 3899,20 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Para uma aceleração de 0,2g as cargas dinâmicas nos eixos serão calculadas pela adequação das Equações (3.3) e (3.4), considerando uma aceleração uniforme, que resultará nas Equações (5.4) e (5.5).

$$W_f = W_{fs} - W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \quad (5.4)$$

$$W_r = W_{rs} + W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \quad (5.5)$$

onde

$W_f$  : carga dinâmica no eixo dianteiro do veículo

$W_r$  : carga dinâmica no eixo traseiro do veículo

$a_x$  : aceleração na direção  $x$  igual a  $0,2g$

$h$  : posição vertical de centro de gravidade  $CG_z$

$g$  : aceleração gravitacional

$$\begin{aligned}
 W_f &= W_{fs} - W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \\
 &= 5714,59 - (980)(9,81) \frac{0,2}{9,81} \frac{0,48932}{2,373} && 5696,12 \text{ [N] (Carsim)} \\
 &= 5714,59 - 9613,8(0,0204)(0,206) \\
 &= 5674,18 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_r &= W_{rs} + W \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \\
 &= 3899,20 + (980)(9,81) \frac{0,2}{9,81} \frac{0,48932}{2,373} && 3907 \text{ [N] (Carsim)} \\
 &= 3899,20 + 9613,8(0,0204)(0,206) \\
 &= 3939,60 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

As cargas dinâmicas de cada eixo quando o veículo trafega em baixa velocidade, que é considerada neste caso até  $5,56$  m/s, numa via com inclinação, por exemplo, de  $6\%$  ou  $3,4^\circ$ , o cálculo da distribuição da carga sobre os eixos é fornecido novamente pelo arranjo das Equações (3.3) e (3.4) resultando nas Equações (5.6) e (5.7).

$$W_f = W_{fs} - W \frac{h}{L} \theta \quad (5.6)$$

$$W_r = W_{rs} + W \frac{h}{L} \theta \quad (5.7)$$

onde

$\theta$ : ângulo de inclinação da via

$$\begin{aligned}
 W_f &= W_{fs} - W \frac{h}{L} \theta \\
 &= 5714,59 - (980)(9,81) \frac{0,48932}{2,373} \frac{(3,4^\circ)(\pi)}{180^\circ} \\
 &= 5597,01 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_r &= W_{rs} + W \frac{h}{L} \theta \\
 &= 3899,20 + (980)(9,81) \frac{0,48932}{2,373} \frac{(3,4^\circ)(\pi)}{180^\circ} \\
 &= 3899,20 + 117,44 \\
 &= 4016,64 \text{ [N]}
 \end{aligned}$$

### 5.2.3 Solução computacional

A implementação do problema para solução computacional via o programa CarSim exige a construção de uma via e a inserção dos dados do veículo. A primeira condição do problema compreende que o veículo esteja parado em uma via reta e sem inclinação. Os resultados apresentados estão na Figura 5.6 para as cargas nos eixos dianteiro e traseiro, respectivamente.

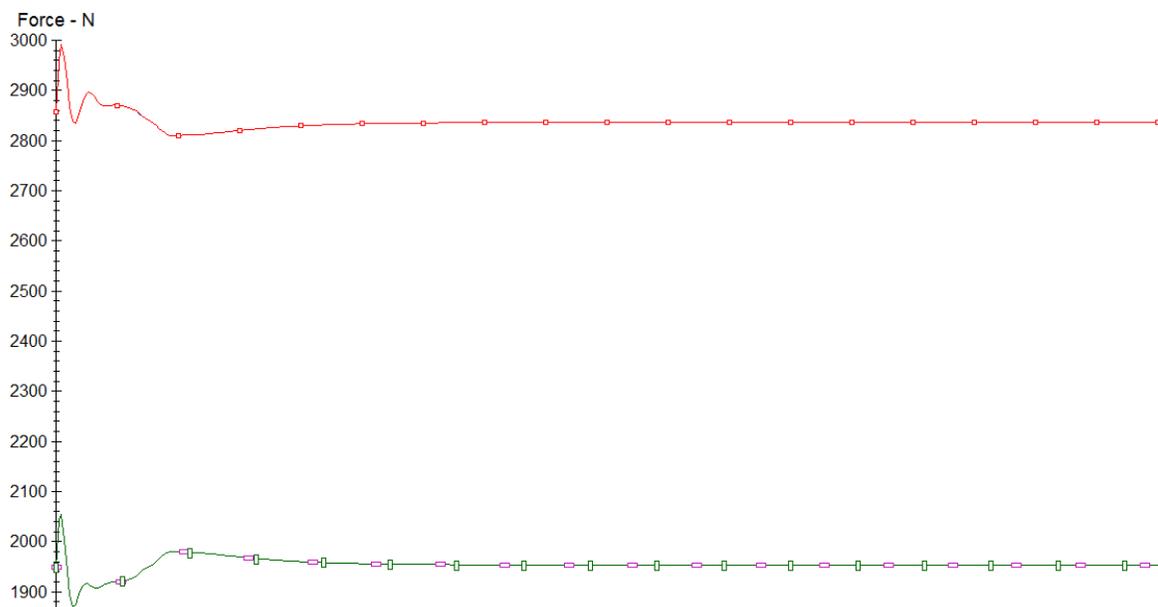


Figura 5.6 Gráfico do carregamento estático no eixo dianteiro e traseiro

Como se está interessado em um caso estático, se considera os valores para as cargas nos eixos dianteiro e traseiro para o instante  $t = 0$ , ou seja, no início da simulação. Portanto, a carga total no eixo dianteiro é calculada aproximadamente, por eixo 2836,22 [N] vezes 2 pelo fato do CarSim mostrar os resultados individuais por eixo. A carga no eixo traseiro é de aproximadamente 1953,55 [N] vezes 2. Estes valores estão de acordo com o resultado obtido analiticamente.

Para resolver a segunda condição do problema, é imposta ao veículo uma aceleração de  $0,2g$  e os mesmos gráficos da primeira condição são novamente gerados para obter os carregamentos dos eixos. O gráfico gerado é representado na Figura 5.7.

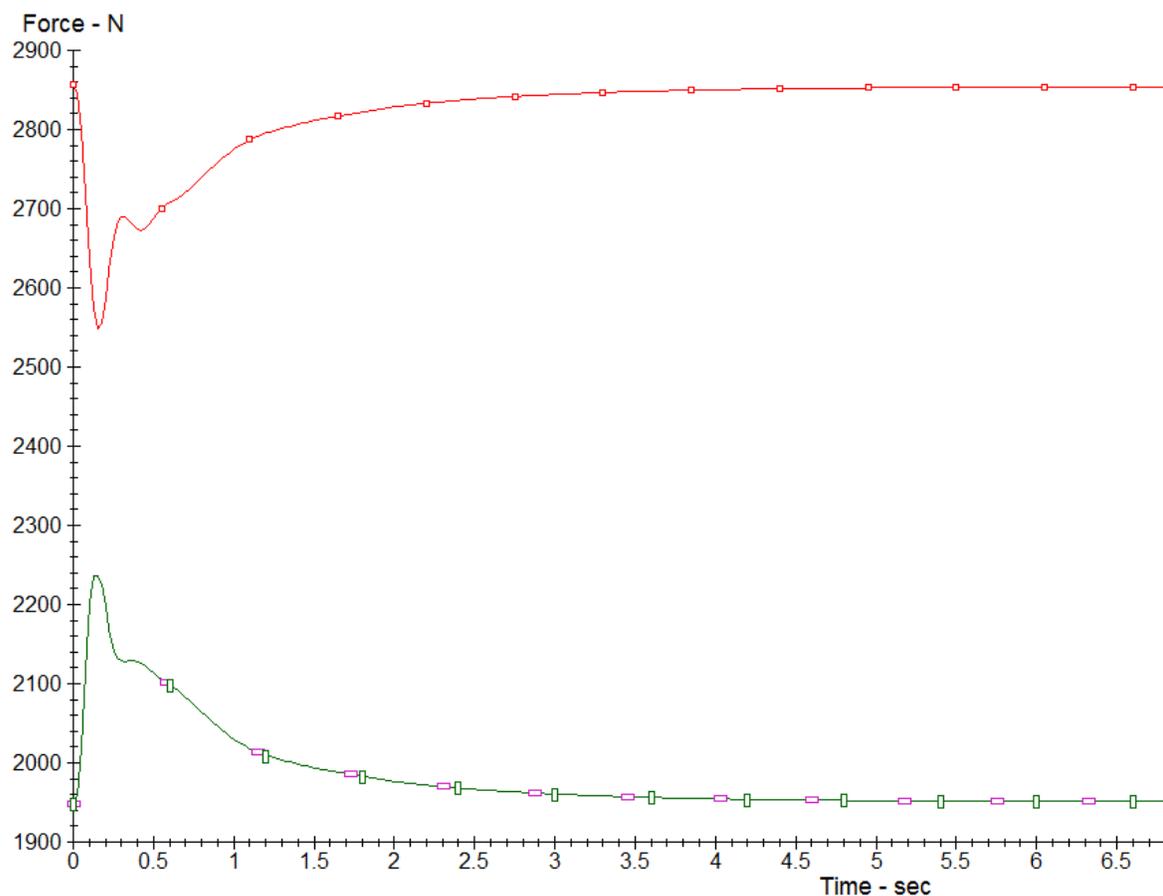


Figura 5.7 Gráfico do carregamento dinâmico sob  $a_x=0,2g$  no eixo dianteiro.

Ao rodar o programa sem ter maior controle do equilíbrio estático e das inércias envolvidas, os primeiros segundos da Figura 5.7 apresentam ligeiras oscilações nas respostas numéricas. Após decorridos aproximadamente 3s de simulação necessários para estabilização, ambos os gráficos se tornam aproximadamente constantes. Faz-se necessário esperar esse tempo pelo fato dos veículos reais ao iniciarem o movimento acelerado fornecerem uma resposta transiente. Para o eixo dianteiro, a carga aproximadamente é  $2852,55$  [N] vezes 2 resultando em carga total de  $5705,78$  [N], e para o eixo traseiro, a carga aproximadamente é  $1952,29$  [N] por roda, resultando em carga total de  $3904,58$  [N].

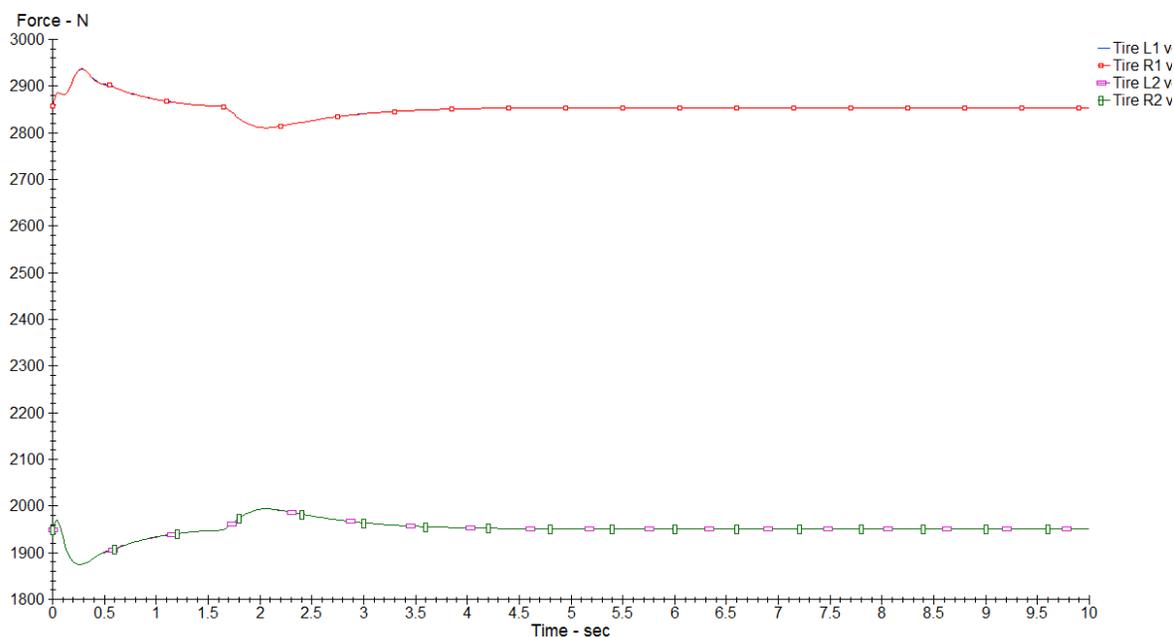


Figura 5.8 Gráfico do carregamento dinâmico no eixo dianteiro numa via de 6%

A terceira condição do problema ocorre em uma via de 6% de inclinação. O veículo parte do repouso apenas sob ação da gravidade. Os resultados para o carregamento nos eixos dianteiro e traseiro estão representados na Figura 5.8. Para o eixo dianteiro, a carga aproximada é de 5708,02 N e, para o eixo traseiro, a carga é aproximadamente de 3901,28 N. Com este teste, procura-se obter a transferência de carga que ocorre entre os eixos dianteiro e traseiro quando o veículo desce uma via com a inclinação de 3,4° ou 6%. Pode-se observar no gráfico da Figura 5.8 que o início da simulação é bem mais suave do que o gráfico da Figura 5.7, isso se deve ao fato do veículo não estar acelerado e sim sofrendo ação apenas da gravidade para iniciar e manter o movimento.

### 5.3 Caso 2: Análise do sistema de potência

#### 5.3.1 Definição do problema

Com a finalidade de determinar as propriedades necessárias ao desenvolvimento ou para análise de um sistema de potência utilizando os dados existentes, apresenta-se a metodologia de um teste que vise responder essas questões do projeto, sabendo que o mesmo deve satisfazer um adequado desempenho do sistema de potência. Assumem-se os seguintes dados do veículo:

Massa total: 980 kg

Inércia do motor: 0,16 kg-m<sup>2</sup>

Raio das rodas: 0,165 m

Inércia total das quatro rodas: 2,84 kg-m<sup>2</sup>

Para o motor foram utilizadas as características apresentadas na Tabela 5.5 enquanto as características da caixa de transmissão são expostas na Tabela 5.6.

Tabela 5.5 Relação do Torque x RPM

RPM	2250
Torque (Nm)	112

Tabela 5.6 Relações da caixa de transmissão

Transmissão	Relação	Eficiência	Inércia (kg-m <sup>2</sup> )
1ª marcha	$N_i = 3,909$	0,80	0,37
2ª marcha	$N_i = 2,238$	0,80	0,34
3ª marcha	$N_i = 1,520$	0,80	0,42
4ª marcha	$N_i = 1,156$	0,80	0,40
5ª marcha	$N_i = 0,838$	0,80	0,40
Diferencial	$N_f = 4,070$	0,90	0,10

Observa-se que o fator  $K$  é definido como a razão entre a rotação do motor em RPM, dividido pela raiz quadrada do torque. Para esta análise, assume-se o fator  $K$  como sendo igual a 312,5.

Neste caso, pretende-se avaliar o Fator de Massa em cada uma das cinco marchas e conferir se os componentes motrizes apresentam adequada resistência.

### 5.3.2 Solução analítica

O cálculo do Fator de Massa é avaliado com a Equação (3.14), por exemplo, para a primeira marcha resulta,

$$\begin{aligned} \text{Fator de Massa} &= 1 + 0,04 + 0,0025 N_{if}^2 \\ &= 1 + 0,04 + 0,0025 [(4,07)(3,909)]^2 \\ &= 1,67 \end{aligned}$$

Na Tabela 5.7 apresentam-se os Fatores de Massa para todas as marchas.

Tabela 5.7 Fator de Massa por marcha

Transmissão	Relação	Fator de Massa
1ª marcha	$N_i = 3,909$	1,67
2ª marcha	$N_i = 2,238$	1,24
3ª marcha	$N_i = 1,520$	1,13
4ª marcha	$N_i = 1,156$	1,09
5ª marcha	$N_i = 0,838$	1,06

Para avaliação da resistência adequada dos componentes do sistema motriz, um teste utilizado indica manter o veículo estacionário acionando os freios e aplicando aceleração máxima em primeira marcha.

O *RPM* do motor em torque máximo, considerando os torques da Tabela 5.5, é obtido com a seguinte expressão,

$$\begin{aligned} RPM &= K\sqrt{T} \\ &= 212\sqrt{112} \\ &= 2243 \end{aligned}$$

Seguidamente, o torque na entrada do conversor  $T_c$ , o torque na saída do conversor  $T_{cc}$  (entrada da transmissão), e o torque na saída da transmissão  $T_d$  são calculados com as Equações (3.6) a (3.7). A variável  $T_c$  é igual a variável  $T_e$ , o torque que o motor disponibiliza, sendo considerado o mesmo da entrada do conversor. O torque que chega ao conversor foi mantido no equacionamento para tornar os cálculos mais abrangentes o possível em relação aos modelos dos veículos, caso o veículo não possua conversor de torque é só colocar o valor unitário para esta variável.

*Torque na entrada do conversor  $T_c$*

$$\begin{aligned} T_c &= T_e - I_e \alpha_e \\ &= 112 - 0,16 (0) \\ &= 112 \text{ [N m]} \end{aligned}$$

Neste caso a ação simultânea do freio e acelerador proporciona uma pseudocondição de velocidade constante do motor, logo o valor de  $T_c$  pode ser aproximado pelo valor de  $T_e$ , ou seja, igual a 112 [N m], como obtido.

Torque na saída do conversor  $T_{cc}$  (entrada da transmissão)

$$\begin{aligned} T_{cc} &= T_c \cdot (\text{Relação do conversor}) \\ &= 112 (1) \\ &= 112 [\text{N m}] \end{aligned}$$

Neste caso, o veículo em estudo não tem conversor de torque, por isso adota-se o valor unitário para a relação do conversor.

Torque na saída da transmissão  $T_d$ , neste caso se considera da primeira marcha

$$\begin{aligned} T_d &= (T_{cc} - I_t \alpha_e) N_t \eta_t \\ &= [112 - 0,37 (0)] (3,909) (0,8) \\ &= 350,24 [\text{N m}] \end{aligned}$$

Torque final em ambos os eixos  $T_a$

$$\begin{aligned} T_a &= (T_d - I_d \alpha_d) N_f \eta_f \\ &= [350,24 - 0,1(0)] (4,07) (0,9) \\ &= 1282,9 [\text{N m}] \end{aligned}$$

### 5.3.3 Solução computacional

Para este caso, a implementação do problema será feita em uma via reta, onde o veículo é mantido estacionário acionando os freios e aplicando aceleração máxima em primeira marcha ao mesmo tempo, gerando os gráficos dos torques na transmissão, representados na Figura 5.9, e as velocidades na transmissão, representadas na Figura 5.10, cujos resultados são comparados com os obtidos analiticamente na Tabela 5.8.

Tabela 5.8 Comparação de torques do sistema de potência em primeira marcha

Variável	Analítico	Simulado	Erro %
Velocidade do motor em torque máximo, [RPM]	2243	2230	0,5
Torque na entrada da transmissão, $T_{cc}$ [N·m]	112	118,35	5,6
Torque na saída da transmissão, $T_d$ [N·m]	350	345	0,77

Portanto, através do gráfico da Figura 5.9, o torque na saída do motor (entrada da transmissão) é de 118,35 [N.m] e o torque na saída da transmissão é de 377 [N.m]. Da mesma forma, através do gráfico da Figura 5.10, pode-se obter o valor da velocidade na transmissão, ou seja, aproximadamente de 2230 [RPM].

O CarSim não fornece resposta para o torque final nos eixos, fornece resposta até a saída da transmissão, ou seja, o torque  $T_d$ .

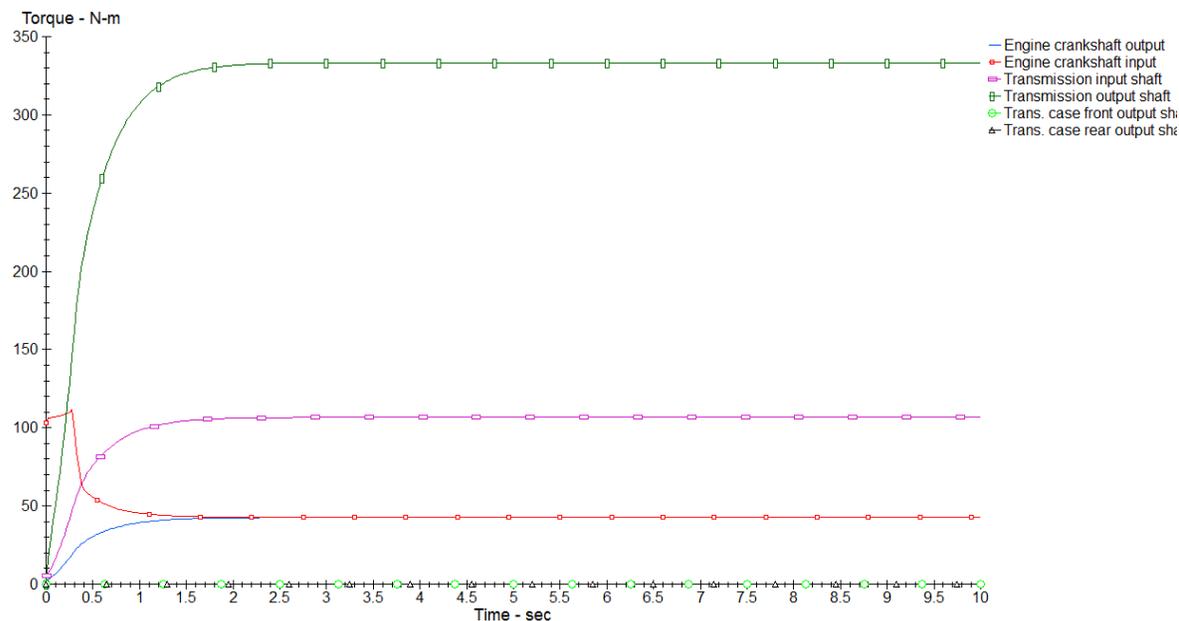


Figura 5.9 Gráfico dos torques na transmissão

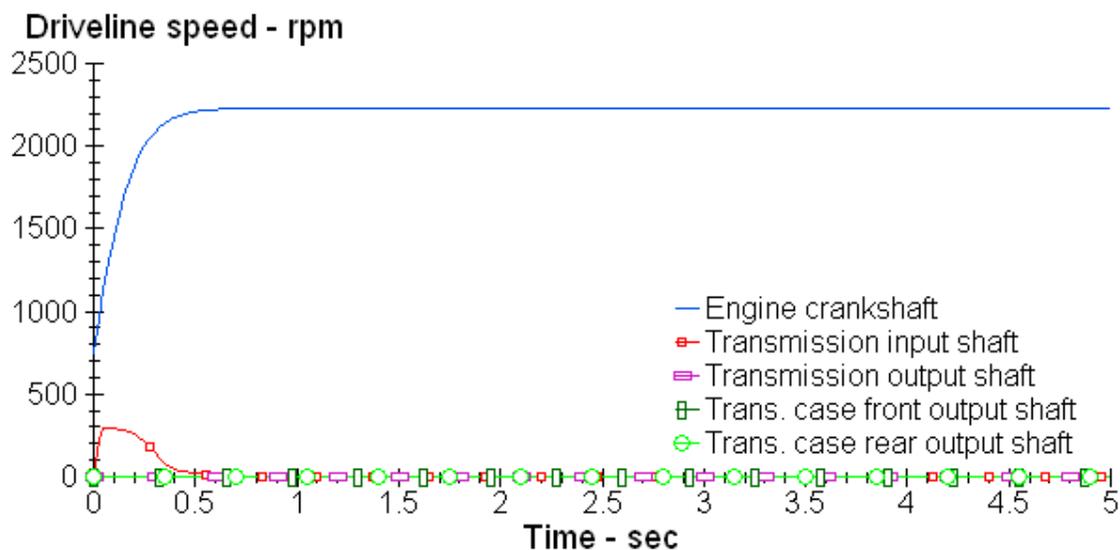


Figura 5.10 Gráfico das velocidades na transmissão

A Figura 5.11 mostra a velocidade das rodas, esse gráfico permite observar que o veículo tenta iniciar o deslocamento, mas é impedido pelo fato do sistema de freios estarem acionados. Esta oscilação em torno do eixo do tempo é proporcionada pelo pequeno movimento que o sistema de suspensão permite ao veículo.

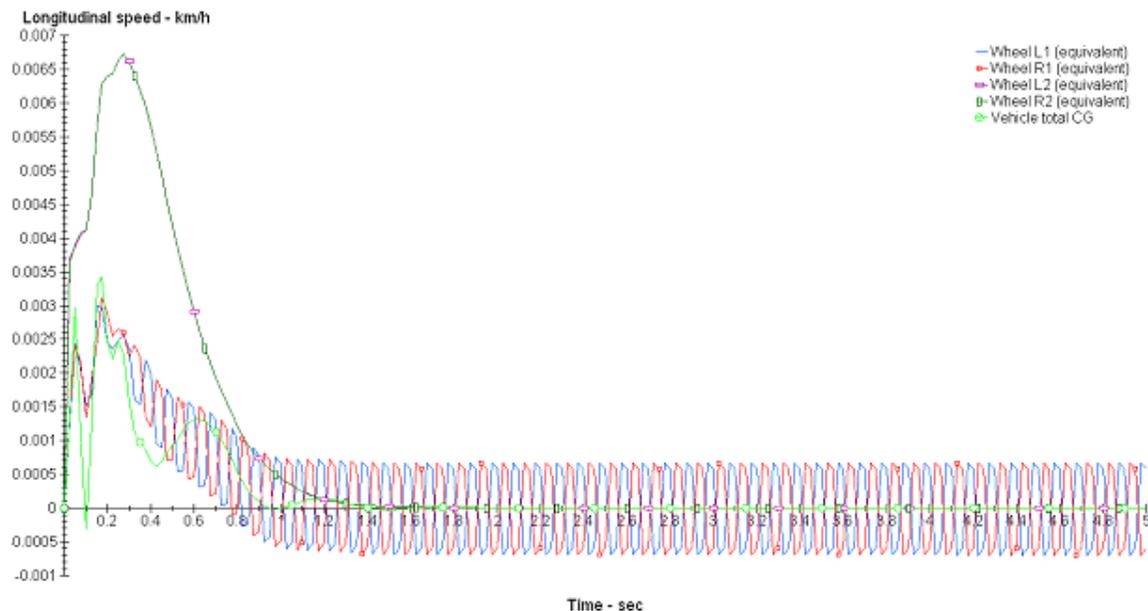


Figura 5.11 Gráfico da velocidade das rodas

## 5.4 Caso 3: Análise de frenagem

### 5.4.1 Definição do problema

Neste caso, será analisado o sistema de frenagem do veículo em estudo, sob duas condições: A primeira análise será sobre uma via com a superfície asfaltada com coeficiente de atrito de 0,85. Como um dos parâmetros considerados o carro deve estar com uma velocidade inicial de 27,78 m/s para os freios serem aplicados em sua pressão máxima. Deste modo o programa irá gerar os gráficos da velocidade de cada roda do veículo, o gráfico da pressão aplicada nos freios e da aceleração longitudinal do centro de massa do veículo.

### 5.4.2 Definição do problema

Considera-se o projeto de um sistema de frenagem com dados relevantes retirados do veículo, o mesmo que deve satisfazer um adequado desempenho dos freios para duas condições:

- Em pavimento seco ( $\mu=0,85$ ), atingir uma distância de parada  $\leq 56$  m, a partir de uma velocidade inicial igual a 27,78 m/s e sob desaceleração de 0,7 g's.

Assumem-se os seguintes dados:

Distância entre eixos: 2,373 [m]

Raio do pneu: 0,330 [m]

Torque de frenagem (Nm) / Pressão do cilindro na roda por roda [MPa]: 330 Nm / MPa (dianteiro), 200 Nm / MPa (traseiro)

Altura do CG:  $h$  igual a 0,48932 [m]

Peso do eixo dianteiro:  $W_{fs}$  igual a 5714,59 [N]

Peso do eixo traseiro:  $W_{rs}$  igual a 3899,2 [N]

Admite-se um sistema proporcional à pressão, a fim de determinar a eficiência do sistema. Adota-se a seguinte metodologia:

- Avaliação e obtenção das curvas de desempenho nos diagrama de força de frenagem dianteira e traseira.
- Seleção dos parâmetros para uma válvula de proporcionalidade (ponto de quebra de pressão e inclinação).
- Determinação da eficiência de frenagem como função da pressão de aplicação.

### 5.4.3 Solução analítica

As forças de frenagem máximas em cada eixo,  $F_{xmf}$  no eixo dianteiro e  $F_{xmr}$  no eixo traseiro, são calculadas usando as Equações (3.50) onde se assume que  $F_{xr}$  e  $F_{xf}$  são iguais a zero.

$$\begin{aligned}
 F_{xmf} &= \frac{\mu_p \left( W_{fs} + \frac{h}{L} F_{xr} \right)}{1 - \mu_p \frac{h}{L}} \\
 &= \frac{0,85 \left( 5714,59 + \frac{0,48932}{2,373} [0] \right)}{1 - 0,85 \frac{0,48932}{2,373}} \\
 &= 5889,18 [\text{N}]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{xmr} &= \frac{\mu_p \left( W_{rs} - \frac{h}{L} F_{xf} \right)}{1 + \mu_p \frac{h}{L}} \\
 &= \frac{0,85 \left( 3899,2 - \frac{0,48932}{2,373} [0] \right)}{1 + 0,85 \frac{0,48932}{2,373}} \\
 &= 2820,21 [\text{N}]
 \end{aligned}$$

As inclinações das curvas de desempenho são obtidas a partir dos coeficientes associados às variáveis  $F_{xr}$  e  $F_{xf}$  das expressões da Equação (3.50),

$$\begin{aligned}
 F_{xmf} &= \frac{\mu_p \left( \frac{h}{L} \right)}{1 - \mu_p \frac{h}{L}} \\
 &= \frac{0,85 \left( \frac{0,48932}{2,373} \right)}{1 - 0,85 \frac{0,48932}{2,373}} \\
 &= 0,212 [\text{N}]
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{xmr} &= \frac{\mu_p \left( \frac{h}{L} \right)}{1 + \mu_p \frac{h}{L}} \\
 &= \frac{0,85 \left( \frac{0,48932}{2,373} \right)}{1 + 0,85 \frac{0,48932}{2,373}} \\
 &= 0,149 [\text{N}]
 \end{aligned}$$

É de interesse neste item calcular algumas respostas que demonstram o desempenho e a eficiência dos sistemas de freios baseadas em alguns parâmetros utilizados para a definição do problema, estes são descritos na sequência.

Busca-se calcular a desaceleração do veículo ( $D_x$ ), à distância de frenagem ( $SD$ ), o tempo de parada ( $t_s$ ), a energia dissipada ( $E_d$ ) e a potência absorvida ( $P_{wa}$ ) pelos freios. Para tanto serão consideradas as seguintes propriedades:

Peso em ordem de marcha: 9.613,80 [N]

Velocidade inicial: 100 [km / h] = 27,78 [m / s]

Força constante de frenagem: 907,2 kgf = 8899,6 [N]

$$D_x = \frac{F_x}{M} = \frac{F_b}{M}$$

$$= \frac{907,2}{980}$$

$$= 9,81$$

$$= 9,08 [\text{m/s}^2]$$

$$t_s = \frac{V_0}{\frac{F_x}{M}}$$

$$= \frac{27,78}{9,08}$$

$$= 3,6 [\text{s}]$$

$$SD = \frac{V_0^2}{2D_x}$$

$$= \frac{27,78^2}{2(9,08)}$$

$$= 42,49 [\text{m}]$$

#### 5.4.4 Solução computacional

No programa CarSim foi implementada uma via com a superfície asfaltada com o coeficiente de atrito igual a 0,85. O veículo é configurado para partir com uma velocidade inicial de 27,78 [m/s] e então, os freios serão aplicados em sua pressão máxima permitida pelo modelo do veículo. Após rodar a simulação, os gráficos da velocidade de cada roda do veículo, da pressão aplicada nos freios e da aceleração longitudinal do veículo foram gerados conforme apresentados na Figura 5.12, na Figura 5.13 e Figura 5.14, respectivamente.

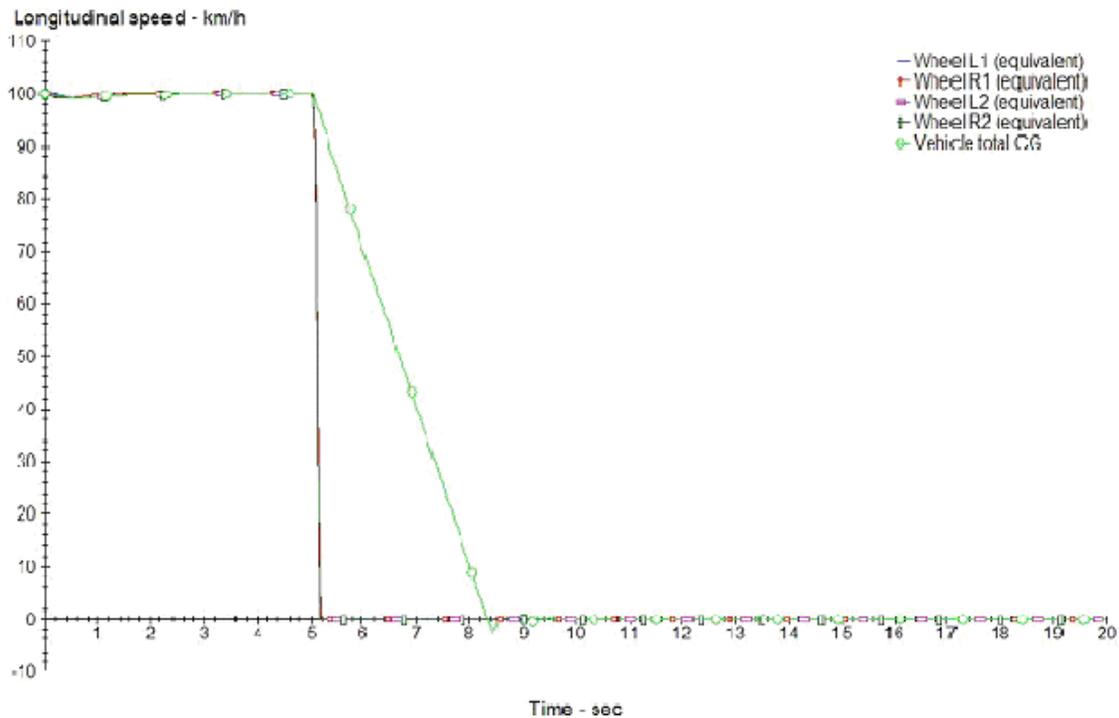


Figura 5.12 Gráfico da velocidade de cada roda do veículo para coeficiente de atrito de 0,85

O gráfico mostra o instante exato em que os freios foram acionados em sua pressão máxima no tempo  $t = 5$  [s] neste instante a pressão máxima aplicada aos freios bloqueia as rodas que param de girar, o CarSim interpreta como se as rodas estivessem perdendo velocidade, quase paradas com pequena variação de velocidade. No instante  $t = 5,175$  [s] possuem velocidade igual a zero, o movimento das rodas é apenas de deslizamento sobre a via.

Observando a linha que corresponde à velocidade do CG do veículo, esse ainda possui variação que diminui gradativamente, isto representa que o veículo como um todo ainda está em movimento e no instante  $t = 8,35$  [s] o movimento do veículo termina e sua velocidade é zero.

Fazendo o tempo final menos o inicial, tem-se um delta  $t$  de 3,35 [s] para a contenção total do veículo. O tempo calculado pela teoria foi de 3,6 [s]. A diferença entre o tempo teórico e o simulado indica um erro de 0,25 segundos ou 7%.

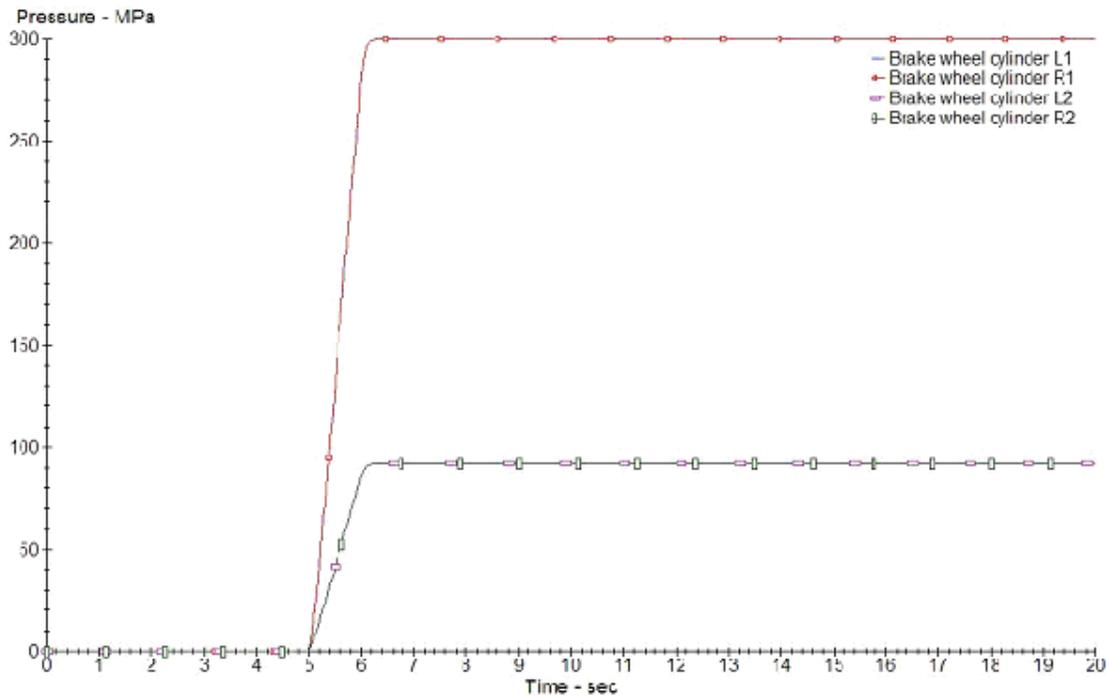


Figura 5.13 Gráfico da pressão aplicada nos freios para coeficiente de atrito de 0,85

No gráfico obtido para a pressão máxima é fácil notar a diferença entre os sistemas de freio a tambor e os sistemas de freio a disco. A capacidade de suportar pressão dos freios a disco esta evidenciada chegando a atingir 300 [Mpa]. Os freios a tambor suportam pressões bem menores que fica na ordem de 91,75 [Mpa].

A Figura 5.14 apresenta o resultado da variação da aceleração obtida no programa. Pode-se observar que esta variação da aceleração tem início para tempo igual ao início do acionamento dos freios.

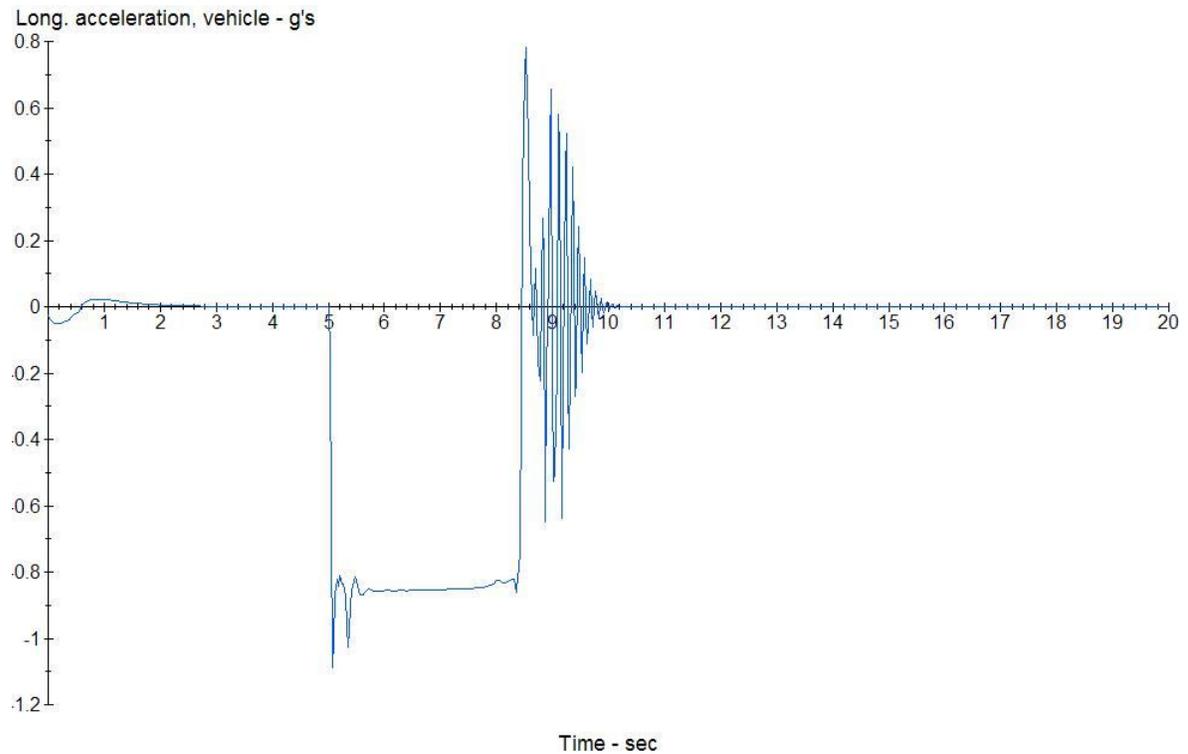


Figura 5.14 Gráfico da aceleração longitudinal do veículo para coeficiente de atrito de 0,85

## 5.5 Caso 4: Análise cinemática da colisão de dois veículos

Esta seção tem como objetivo desenvolver um estudo cinemático de análise da colisão entre dois veículos, se movimentando ambos na mesma direção e sentido, onde o importante é descrever o movimento sem analisar as causas que dão origem ao movimento, determinando assim as distâncias, velocidades, e tempos transcorridos para a colisão, a partir de velocidades iniciais e do tempo para o veículo atingir uma determinada velocidade.

### 5.5.1 Definição do problema

O mecanismo do evento de colisão tem por princípio admitir a existência de alguns parâmetros e variáveis que determinaram o comportamento dos veículos envolvidos na colisão, para tanto esses são descritos a seguir:

1 - Uma diferença de velocidades entre os veículos A e B

$V_a$  é a velocidade inicial do veículo A, sendo estimada em 13,06 [m/s].

$V_b$  é a velocidade inicial do veículo B, sendo estimada em 18,61 [m/s].

## 2 - Tempo gasto para acelerar

$T_{0-100}$  é o tempo que o veículo gasta para atingir a velocidade de 27,78 [m/s], partindo do repouso, sendo este igual a 12 [s].

## 3 - Determinação do delta incremental para o tempo

Esse parâmetro foi escolhido arbitrariamente para fins de governar a variação do tempo, pois este vai influenciar a variação da velocidade. O delta arbitrado foi de 0,1 [s].

## 4 - Capacidade de aceleração dos veículos

Aplicando a Equação (5.8), obtém-se a taxa de aceleração do veículo igual a 2,3 [m/s<sup>2</sup>]. Para ambos os veículos foi admitida a mesma capacidade de aceleração.

## 5 - Estimativa do parâmetro incremental do tempo

Arbitrando um delta mínimo incremental para determinar a variação do tempo, esse sendo de 0,1 [s].

## 6 - Distância entre os veículos A e B

Para tanto foi estipulado que o ponto inicial da análise do evento, seja o ponto onde o veículo A se encontra, sendo este o ponto de referência de posição zero e tempo zero. A determinação da distância existente entre os veículos segue a Equação (5.9).

### **5.5.2 Solução analítica**

A ideia básica da solução deste problema está baseada em trabalhar com o tempo de aceleração máxima fornecida pelo fabricante do veículo, para assim determinar a velocidade e o tempo que um segundo veículo leva para atingir e colidir com o primeiro.

Para a obtenção dos resultados e posterior análise, os dados serão apresentados (separados) em dados de entrada que são os dados fornecidos, divulgados, pelo fabricante e dados que serão determinados.

#### Dados de entrada

Os veículos possuem uma característica que expressa a capacidade de aceleração, geralmente é informado o tempo gasto pelo veículo até atingir a velocidade de 27,78 [m/s], partindo do repouso. O tempo gasto para acelerar o veículo nas condições citadas é fácil de ser encontrado, sendo muitas vezes fornecido pelo fabricante, para o veículo em questão esse tempo é de 12 [s]. Com a utilização da Equação (5.8), admitindo-se que a velocidade final é 27,78 [m/s] e a velocidade inicial sendo zero, obtém-se a aceleração máxima que o veículo pode desenvolver.

$$v = v_0 + a_c t \quad (5.8)$$

$$\begin{aligned} v &= v_0 + a_c t \\ 100 &= 0 + 12 a_c \\ a_c &= \frac{100}{3,6(12)} \\ a_c &= 2,3 [m / s^2] \end{aligned}$$

Dando continuidade ao desenvolvimento, a finalidade de se calcular a taxa de aceleração máxima que o veículo pode atingir em função do tempo dado (fornecido) pelo fabricante, é obter um delta incremental (infinitesimal) para a velocidade em combinação (associação/ função) com um delta infinitesimal do tempo, pré-determinado. Assim a multiplicação da aceleração  $a_c$  por esse delta de tempo fornecerá o delta infinitesimal da velocidade, o que pode ser constatado nos cálculos partindo da Equação (5.8).

$$\begin{aligned} v &= v_0 + a_c t \\ v - v_0 &= 2,3 \cdot 12 \\ \frac{100}{12} \cdot 0,1 &= \Delta v_{\text{inf}} \\ \Delta v_{\text{inf}} &= 0,83 [m/s] \end{aligned}$$

O próximo passo é a junção destes dados que se dará na seguinte forma: o  $\Delta t$  será definido (arbitrado) como 0,1 [s] e resultará em uma tabela que mostra o desenvolvimento da

velocidade de cada veículo, bem como o seu deslocamento em função dos dados fornecidos e dos calculados. Para a determinação dessas variáveis se faz necessário ter uma estimativa das velocidades iniciais dos dois veículos, para alimentar a rotina do Excel.

$$\begin{aligned}\Delta t &= 0,1 \text{ s} \\ \Delta v_{inf} &= 0,83 \text{ m/s} \\ \Delta a_c &= 2,3 \text{ m/s}^2 \\ v_{0a} &= 47 \text{ m/s} \\ v_{0b} &= 67 \text{ [m/s]}\end{aligned}$$

A partir da Equação (5.9), determina-se a posição inicial do veículo B.

$$s = s_0 + v_0 t + \frac{1}{2} a_c t^2 \quad (5.9)$$

$$s_0 = - 46,5 \text{ [m]}$$

Os resultados são apresentados em forma de tabelas. Essa abordagem permite que várias simulações sejam realizadas proporcionando resultados diferentes. Foram realizadas duas simulações:

A primeira considerando que o veículo B tenha velocidade a maior e constante até o ponto zero, começando a acelerar a partir desse ponto.

A segunda simulação foi baseada considerando que o veículo A esteja freando, desacelerando, e o veículo B mantém as mesmas condições da primeira simulação. O arquivo gerado pelas tabelas será apresentado de forma reduzida e sucinta mostrando apenas as partes e iterações relevantes que permitam obter as conclusões.

As iterações que são apresentadas na Tabela 5.9, assinaladas na cor verde são para apresentar e concretizar o raciocínio desenvolvido na solução analítica, ou seja, a rotina elaborada no Excel. As iterações que são de fato relevantes e possuem caráter que permitam confrontar dados estão assinaladas nas cores amarelo e vermelho, sendo que o ponto em destaque na cor vermelha representa o provável instante da colisão entre os veículos A e B. As iterações destacadas em amarelo têm o caráter de comprovar que uma iteração antes e uma iteração após

as distâncias percorridas pelos veículos são muito próximas, e sendo praticamente iguais no tempo igual a 5,9 [s].

Tabela 5.9 Iterações da rotina do Excel, simulação 1

$t$ s	Posição Carro 1	Posição Carro 2	Velocidade Carro 1	Velocidade Carro 2
0,0	0,0	-46,5	47,00	67,00
0,1	1,3	-44,7	47,00	67,00
0,2	2,6	-42,8	47,00	67,00
0,3	3,9	-40,9	47,00	67,00
...	...	...	...	...
5,8	75,7	74,4	47,00	94,50
5,9	77,0	77,1	47,00	95,33
6,0	78,3	79,7	47,00	96,17
...	...	...	...	...

Os gráficos apresentados na Figura 5.15 e Figura 5.16 permitem a visualização dos números obtidos na tabela.

Na Figura 5.15 pode-se observar o ponto no qual as curvas que representam as prováveis posições dos veículos se cruzam, são iguais, sendo esta a posição e o tempo onde a colisão ocorreu. Na Figura 5.16 apresenta-se a curvas de velocidade assumidas dos veículos.

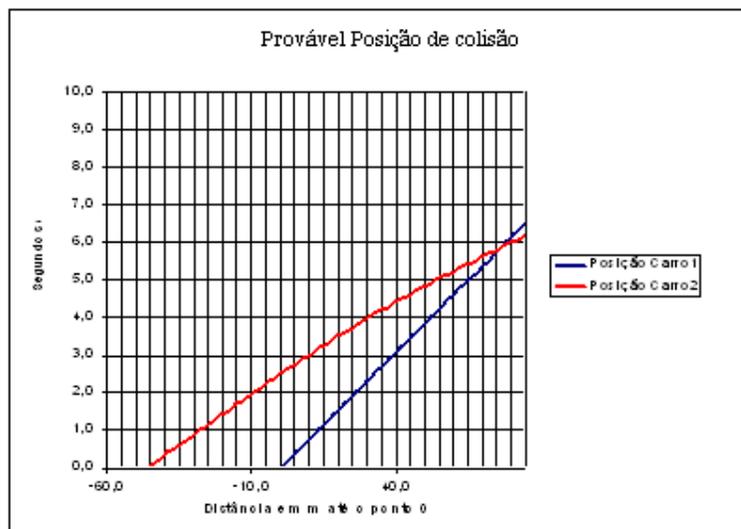


Figura 5.15 Gráfico da provável posição de colisão dos veículos

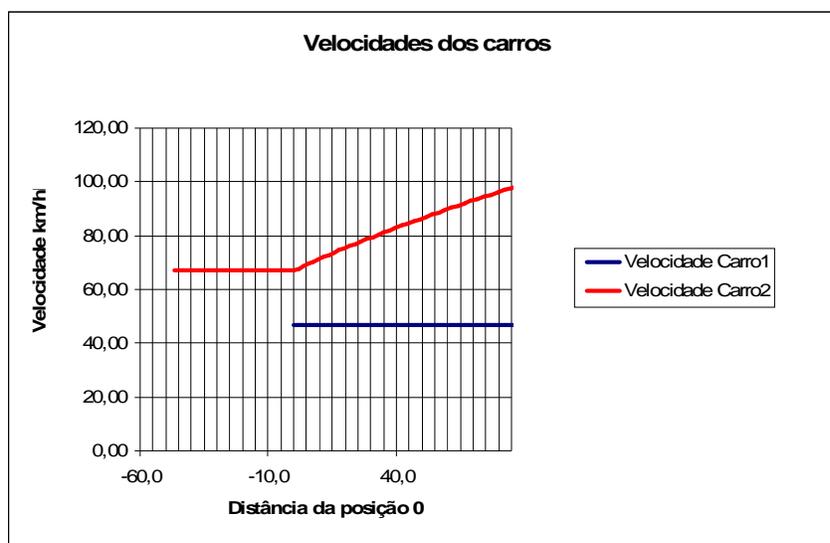


Figura 5.16 Gráfico das velocidades dos veículos

A Tabela 5.10 apresenta os resultados obtidos para as iterações do Excel, esta segunda simulação tem a finalidade de analisar se existe a possibilidade de colisão com outro veículo durante o evento. Para tanto foi considerada a hipótese do veículo 1 frear reduzindo sua velocidade após mantendo-a constante. E o veículo 2 aumentar a sua aceleração. Naturalmente a colisão ocorreu em um espaço de tempo menor.

Tabela 5.10 Iterações da rotina do Excel, simulação 2

$t$ s	Posição Carro 1	Posição Carro 2	Velocidade Carro 1	Velocidade Carro 2
0,0	0,0	-46,5	47,00	67,00
0,1	1,3	-44,7	46,00	67,00
0,2	2,5	-42,8	45,00	67,00
0,3	3,8	-40,9	44,00	67,00
...	...	...	...	...
4,0	32,8	31,3	22,00	82,00
4,1	33,4	33,6	22,00	83,00
4,2	34,0	35,9	22,00	84,00
...	...	...	...	...

A Figura 5.17 é o gráfico dos valores utilizados para fazer as iterações e apresenta o resultado da provável posição de colisão dos veículos.

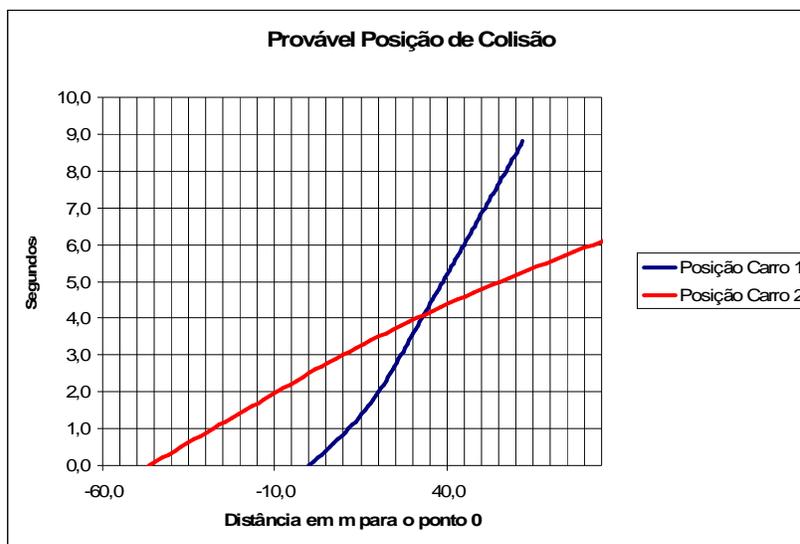


Figura 5.17 Gráfico da provável posição de colisão dos veículos, para simulação 2

A Figura 5.18 apresenta os valores das velocidades dos veículos, conforme a definição do veículo 1 frear e manter velocidade constante. O veículo 2 parte com velocidade constante e após determinado tempo aumenta a sua velocidade.

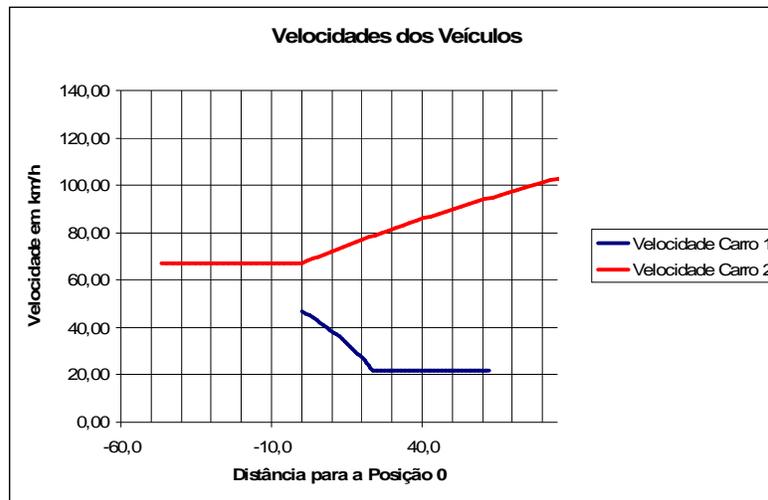


Figura 5.18 Gráfico das velocidades dos veículos, para simulação 2

## 5.6 Caso 5: Análise de acidente

### 5.6.1 Definição do problema

Com objetivo de associar a teoria desenvolvida neste trabalho junto às tecnologias e procedimentos citados no capítulo anterior, utilizaram-se como fonte de dados para definir os parâmetros e variáveis necessárias à abordagem de um problema de reconstrução de acidentes, as informações constantes e consideradas relevantes em documentos emitidos para esse fim.

As características do veículo a ser considerado foram apresentadas na seção 5.1.

A Figura 5.19 mostra o croqui de uma colisão, com a sequência das prováveis etapas do evento e as distâncias associadas percorridas pelo veículo.

Considera-se 39,5 [m] de marcas dos pneus até a posição final de repouso do veículo, sendo que no início as marcas eram de frenagem e logo seguidas de derrapagem. As marcas iniciam na pista do meio, duplas e retas, seguida de uma curvatura à esquerda, aparecendo quatro marcas se afastando, correspondendo ao giro do veículo à esquerda em sentido anti-horário.

As marcas dos pneus interceptam o meio fio da calçada após 27,8 [m] contados desde o início, avançando mais 8,2 [m] até atingir os 36 [m] para o veículo colidir com um poste de concreto da rede de telefonia. O resultado dessa colisão foi a fratura do poste e o seu

deslocamento de sua posição original. Para finalizar o veículo inverte seu sentido de giro, passando a girar no sentido horário e raspa parcialmente na parte traseira em outro poste existente no local, avançando 3,5 [m] desde o ponto de fixação do poste danificado até a posição de parada final.

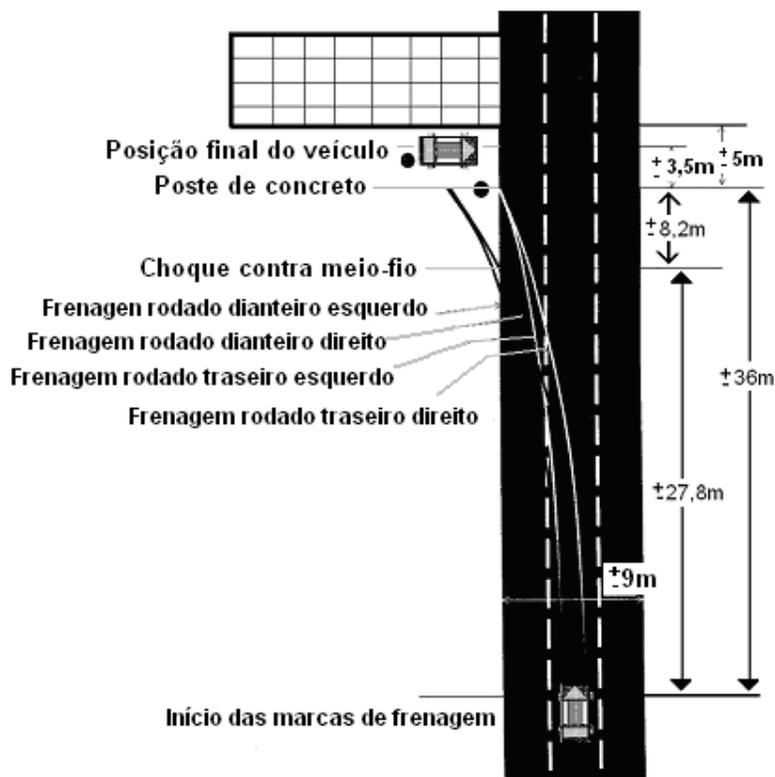


Figura 5.19 Etapas e distâncias percorridas na colisão de um veículo

### 5.6.2 Abordagem analítica

Considerando as marcas dos pneus da seção 5.6.1, considera-se fundamental a determinação da velocidade do veículo antes do início das marcas e também a sua velocidade previa a sua colisão com o principal elemento referido do local, neste caso, o poste de telefonia.

Parte-se do princípio de que o veículo, antes do início da frenagem, estaria apenas em movimento de translação. A energia cinética  $E_c$  é dissipada por completo até o veículo atingir a posição de repouso, para tanto a energia é dissipada na forma de trabalho e pode ser dividida em cinco partes relacionadas com as etapas do evento descritas a seguir.

- 1) Trabalho mecânico dissipado na frenagem e derrapagem, ( $W_{freios}$ )
- 2) Trabalho mecânico dissipado no dano ao veículo, ( $W_{dano\_veículo}$ )
- 3) Trabalho mecânico dissipado no dano ao poste de concreto, ( $W_{dano\_poste}$ )
- 4) Trabalho mecânico dissipado no movimento de inversão do sentido de rotação ao bater no poste de concreto até o repouso, ( $W_{giro}$ )
- 5) Trabalho mecânico residual dissipado no deslocamento até a posição de repouso, ( $W_{residual}$ )

Utilizando o princípio de trabalho e energia, tem-se a Equação (5.10).

$$E_c = W_{freios} + W_{dano\_veículo} + W_{dano\_poste} + W_{giro} + W_{residual} \quad (5.10)$$

Assim, o veículo de massa  $m$  apresenta uma velocidade inicial  $v_{inicial}$ , antes do início das marcas de frenagem, segundo a Equação (5.11).

$$v_{inicial} = \sqrt{\frac{2}{m} (W_{freios} + W_{dano\_veículo} + W_{dano\_poste} + W_{giro} + W_{residual})} \quad (5.11)$$

Outro importante fator que deve ser considerado nesse tipo de abordagem é saber se a via apresenta algum tipo de inclinação, pois esta inclinação pode agir sobre o veículo na forma de acelerar ou desacelerar o veículo. Partindo do pressuposto que o caso mais geral seria considerar a via apresentando inclinação e determinar o sentido do veículo pode-se calcular a parcela de influencia da inclinação da via sobre a velocidade do veículo. Na Figura 5.20 se apresenta o perfil de inclinação da via.

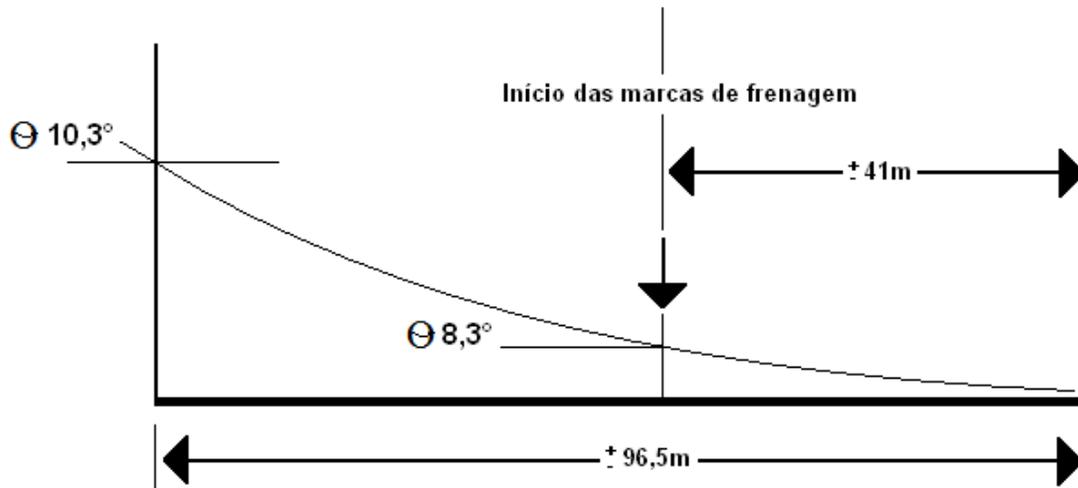


Figura 5.20 Perfil de inclinação da via

A relação entre a inclinação da via com o equacionamento desenvolvido surge com o fato de acrescentar uma nova parcela de energia, a energia potencial gravitacional que atuará sobre o veículo.

Considerando unicamente o trabalho mecânico dissipado na frenagem e derrapagem, assim como o trabalho da força peso do veículo, Aragão (1999), estima-se preliminarmente a velocidade mínima desenvolvida pelo veículo antes do início das marcas de frenagem,  $v_{frenagem}$  através da Equação (5.12), mediante a utilização do princípio do trabalho  $W$  e energia cinética  $Ec$ .

$$\begin{aligned}
 Ec_1 + W_{frenagem} &= Ec_2 \\
 \frac{1}{2} m v_{frenagem}^2 + mg \cdot h - \mu \cdot mg \cos \varphi \cdot d &= 0 \\
 \frac{1}{2} m v_{frenagem}^2 &= \mu \cdot mg \cos \varphi \cdot d - mg \cdot h \\
 \frac{1}{2} v_{frenagem}^2 &= \left( \mu \cdot - \frac{h}{\cos \varphi \cdot d} \right) g \cos \varphi \cdot d \\
 \frac{1}{2} v_{frenagem}^2 &= (\mu \cdot - \tan \varphi) g \cos \varphi \cdot d
 \end{aligned}$$

$$v_{inicial} = \sqrt{2(\mu - \tan \varphi) g d} \quad (5.12)$$

onde

$\mu$ : coeficiente de atrito entre os pneus e a via

$\varphi$  : ângulo de inclinação da via  
 $g$ : aceleração gravitacional  
 $d$ : comprimento das marcas de frenagem

Definindo  $\mu=0,7$  para uma via em condições adequadas e pneus sem desgaste,  $\varphi = 8,3^\circ$  do perfil da via,  $g=9,81 \text{ m/s}^2$  e  $d=36 \text{ m}$ , obtém-se uma estimativa da velocidade inicial.

$$\begin{aligned} v_{inicial} &= \sqrt{2(0,7 - \operatorname{tg} 8,3^\circ)(9,81)(\cos 8,3^\circ)(36)} \\ &= 19,68 \text{ m/s} = 70,85 \text{ km/h} \end{aligned}$$

Com relação à energia mecânica gasta no dano ao poste, assume-se o dano por deformação, fratura e deslocamento do poste, até a imobilização do veículo, se deslocando o veículo 3,5 m desde o choque com o poste e a parada final. Assim, avalia-se a velocidade do veículo quando da ruptura do poste, a mesma que é função da altura da fratura do poste em relação ao solo e a quantidade de massa usada no deslocamento do poste.

Neste caso, utiliza-se novamente o princípio do trabalho  $W$  e energia cinética  $Ec$  na forma exposta por Negrini Neto e Kleinübing (2009).

$$W_{dano\_poste} = \Delta Ec$$

$$Q d_p = \frac{1}{2} m_p (v_p^2 - v_0^2) \quad (5.13)$$

onde

$Q$ : força cortante aplicada

$d_p$ : deslocamento do poste relativo à base do engaste, neste caso igual a 0,7 m

$m_p$ : massa parcial deslocada do poste

$v_p$ : velocidade de impulsão do poste

$v_0$ : velocidade de repouso do poste, nula

Os dados do poste modelo 6 kN são retirados da Norma NBR-8452, item 3.3, correspondente a um poste de concreto armado de seção transversal circular, de um tronco de cone vazado, e são expostos na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 Dados do poste 6kN de concreto armado

Grandeza	Variável	Unidade	Valor
Coefficiente de segurança para o concreto	$\gamma_c$		1,40
Comprimento	$L$	m	11,60
Conicidade	$c$	mm/m	20,00
Densidade	$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	2400,00
Diâmetro da base	$D_b$	m	0,39
Diâmetro do topo	$D_t$	m	0,19
Espessura da parede	$t_p$	m	0,08
Espessura da parede no topo		m	0,05
Resistência característica do concreto à compressão	$\gamma_{ck}$	kgf/cm <sup>2</sup>	255,0
Taxa de falha	$t_f$		0,99

Fonte: NBR-8452

Pretende-se determinar a força aplicada para produzir o cisalhamento na seção transversal correspondente do poste, para o qual parte-se do princípio da tensão limite de cisalhamento.

$$\tau_r = \frac{Q}{A_c} \quad (5.14)$$

onde

$\tau_r$ : tensão de cisalhamento real em função do tempo de vida útil do concreto

$A_c$ : área da seção transversal correspondente

Da NBR-6118, itens 4.1.4.1 e 5.3.2.12B, são consideradas as expressões seguintes:

$$\gamma_{cd} = \frac{\gamma_{ck}}{\gamma_c} \quad (5.15)$$

$$\tau_{wu} = 0,25 \gamma_{cd}$$

onde

$\tau_{wu}$ : valor último da tensão convencional de cisalhamento  $\tau_w$

$$\tau_{wu} = 0,25 \frac{255}{1,4}$$

$$= 45,54 \text{ kgf/cm}^2$$

Da NBR-8451 se admitindo uma taxa de falha percentual no poste de concreto devido ao desagregamento do concreto e/ou à deterioração do aço, de 1% nos primeiros 10 anos, obtém-se a taxa de falha  $t_f$  igual a 0,99; assim a tensão de cisalhamento  $\tau_f$  na seção colidida resulta:

$$\tau_\gamma = \tau_{wu} t_f \quad (5.16)$$

onde

$\tau_f$ : tensão de cisalhamento na seção colidida

$$\begin{aligned} \tau_\gamma &= 45,54 \cdot 0,99 \\ &= 45,09 \text{ kgf/cm}^2 \\ &= 450900 \text{ kgf/m}^2 \end{aligned}$$

A fratura ocorreu em toda a extensão do diâmetro do poste com cisalhamento a 45° característico do concreto, a partir do impacto do veículo no poste. A área da seção transversal  $A_c$  é calculada pela expressão seguinte:

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d_c^2) \quad (5.17)$$

onde

$D_c$ : diâmetro externo da seção transversal

$d_c$ : diâmetro interno da seção transversal

Segundo a NBR-8451, item 4.6, o comprimento de engastamento do poste,  $e$ , resulta:

$$e = \frac{L}{10} + 0,60 \quad (5.18)$$

onde

$e$ : comprimento de engastamento do poste

$$\begin{aligned} e &= \frac{11,60}{10} + 0,60 \\ &= 1,76 \text{ m} \end{aligned}$$

Por outro lado, o diâmetro externo da seção transversal colidida,  $D_c$ , resulta

$$D_c = D_b - (e + h) c \quad (5.19)$$

onde

$D_c$ : diâmetro externo da seção transversal colidida

$h$ : altura entre o ponto de impacto no poste e o solo, neste caso igual a 1,50 m

$$\begin{aligned} D_c &= 390 - (1,76 + 1,50) \cdot 20 \\ &= 325 \text{ mm} \end{aligned}$$

O diâmetro interno da seção transversal  $d_c$  colidida resulta

$$d_c = D_c - 2 t_p \quad (5.20)$$

onde

$d_c$ : diâmetro interno da seção transversal colidida

$$\begin{aligned} d_c &= 325 - 2 \cdot 80 \\ &= 165 \text{ mm} \end{aligned}$$

Logo, a área da seção transversal segundo Equação (5.17) resulta

$$\begin{aligned} A_c &= \frac{\pi}{4} (325^2 - 165^2) \\ &= 61575,22 \text{ mm}^2 \\ &= 0,062 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

A força cortante aplicada  $Q$  é obtida a partir da Equação (5.14),

$$\begin{aligned} Q &= 450900 \text{ kgf/m}^2 \cdot 0,062 \text{ m}^2 \\ &= 27955,8 \text{ kgf} \\ &= 274152,7 \text{ N} \end{aligned}$$

A massa parcial deslocada do poste  $m_p$  é obtida pela Equação (5.21),

$$m_p = \rho V \quad (5.21)$$

onde

$V$ : volume da massa da parte do poste de concreto deslocado

Para o cálculo do volume  $V$ , considera-se o poste como um tronco de cone vazado, segundo a Equação (5.22),

$$V = \frac{\pi h t_p}{2} (D_c + d_c - 2 t_p) \quad (5.22)$$

onde

$h$ : altura da parte do poste deslocado, calculado como  $(L-e-h)$ , neste caso igual a 8,34 m

$D_c$ : diâmetro externo da seção transversal, neste caso igual a 0,325 m

$d_c$ : diâmetro interno da seção transversal, neste caso igual a 0,165 m

$t_p$ : espessura da parede, neste caso igual a 0,08 m

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \cdot 8,34 \cdot 0,08}{2} (0,325 + 0,165 - 2 \cdot 0,08) \\ &= 0,346 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Assim, de acordo à Equação (5.21), a massa deslocada resulta,

$$\begin{aligned} m_p &= 2400 \cdot 0,346 \\ &= 830,4 \text{ kg} \end{aligned}$$

A partir da Equação (5.13) obtém-se a velocidade de impulsão do poste  $v_p$ ,

$$\begin{aligned} v_p &= \sqrt{\frac{2 Q d_p}{m_p}} \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot 274152,7 \text{ N} \cdot 0,7 \text{ m}}{830,4 \text{ kg}}} \\ &= 21,5 \text{ m/s} = 77,4 \text{ km/h} \end{aligned}$$

O veículo percorre 3,5 m desde o impacto com o poste até sua imobilização. Portanto, especializando a Equação (5.12) para pavimento horizontal, a velocidade do veículo após bater no poste é obtida através da Equação (5.23).

$$v_{deslocamento} = \sqrt{2 \mu g d_{dest}} \quad (5.23)$$

$$\begin{aligned} v_{deslocamento} &= \sqrt{2 \cdot 0,7 \cdot 9,81 \cdot 3,5} \\ &= 6,93 \text{ m/s} = 24,95 \text{ km/h} \end{aligned}$$

Utiliza-se a expressão da conservação da quantidade de movimento linear para determinar a velocidade de impacto do veículo ao poste,  $v_{dano\_poste}$ , segundo a Equação (5.24).

$$m_v v_{dano\_poste} = m_p v_p + m_v v_{deslocamento} \quad (5.24)$$

onde

$m_v$ : massa do veículo carregado, neste caso 980 kg do veículo mais 70 kg do passageiro

$v_{dano\_poste}$ : velocidade de impacto do veículo ao poste

$$\begin{aligned} v_{dano\_poste} &= \frac{m_p v_p + m_v v_{deslocamento}}{m_v} \\ &= \frac{830,4 \cdot 21,5 + 1050 \cdot 6,93}{1050} \\ &= 23,93 \text{ m/s} = 86,15 \text{ km/h} \end{aligned}$$

Finalmente, a velocidade inicial do veículo pode ser aproximada considerando as velocidades  $v_{frenagem}$  e  $v_{dano\_poste}$ , através da Equação (5.25),

$$\begin{aligned} v_{inicial} &= \sqrt{v_{frenagem}^2 + v_{dano\_poste}^2} & (5.25) \\ v_{inicial} &= \sqrt{19,68^2 + 23,93^2} \\ &= 30,98 \text{ m/s} = 111,53 \text{ km/h} \end{aligned}$$

As duas formas diferentes para avaliar a velocidade inicial são expostas na Tabela 5.12, as quais são utilizadas para calcular as distâncias do salto aparente do veículo. Assume-se neste trabalho um tempo mínimo de reação do motorista equivalente a 1,75 s, se calculando a distância percorrida de reação que é somada à distância do salto, após o qual se exerce a frenagem.

Do início da Figura 5.20, onde teria se iniciado o salto, soma-se a distância do salto e a distância de reação, e se compara com os 55,5 m antes de iniciar as marcas de frenagem, para uma altura da pista  $h = 55,5 \tan 8,3^\circ$  correspondente a 8,1 m. Os resultados demonstram um intervalo considerável de valores, indicando que o tempo de reação é menor ou que as velocidades foram sobre determinadas.

Tabela 5.12 Comparativo de velocidades iniciais e distâncias percorridas

Grandeza	Velocidade (m/s)	Distância percorrida (m)				
		Salto $x = \sqrt{\frac{2hv^2}{g}}$	Reação 1,75 s $x = vt$	Acumulado (salto + reação)	Frenagem	(Acumulado-frenagem)
$v_{frenagem}$	19,68	25,3	34,5	59,8	55,5	4,3
$\sqrt{v_{frenagem}^2 + v_{dano\_poste}^2}$	30,98	39,8	54,2	94	55,5	38,5

### 5.6.3 Análise computacional

Uma simulação no programa CarSim fornece seus resultados em gráficos, e nestes gráficos tem-se alguns nomes que podem causar ambiguidade. Como, por exemplo, as palavras steering wheel, que se referem ao volante. A Figura 5.21 apresenta os componentes que formam o sistema de direção.

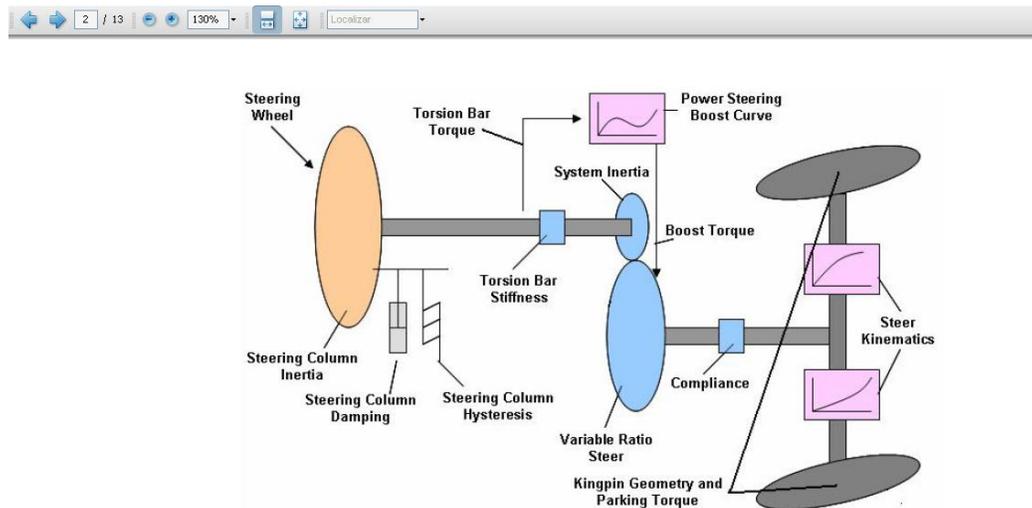


Figure 1. Schematic of the Steering System.

Figura 5.21 Identificação dos componentes

### 5.6.3.1 Análise computacional sem frenagem nem mudança de direção

O objetivo desta seção é reproduzir em ambiente computacional algumas das etapas que são descritas em documentos de acidentes de trânsito, utilizando o programa Carsim. Para tanto se adota nesse caso as características do veículo descritas na seção 5.1, considerando uma velocidade inicial de 100 km/h ou 27,78 m/s.

Tempo de salto:

$T_i$ : tempo inicial = 1,40s

$T_f$ : tempo final = 2,27s

$T_v$ : tempo de salto = 0,87 s

Neste caso considera-se a hipótese de não aplicação dos freios nem da utilização da direção para efetuar alguma manobra. A escolha dos parâmetros que definem esta simulação foi de tal modo que permitisse analisar apenas o comportamento dinâmico do veículo sob influência da velocidade inicial e da inclinação da via. Para facilitar a visualização utilizou-se o efeito de um recuso do programa chamado “ghost”, que reproduz a quantidade especificada de cópias do veículo.

Como pode-se observar na Figura 5.22 o veículo salta em função da inclinação da via.

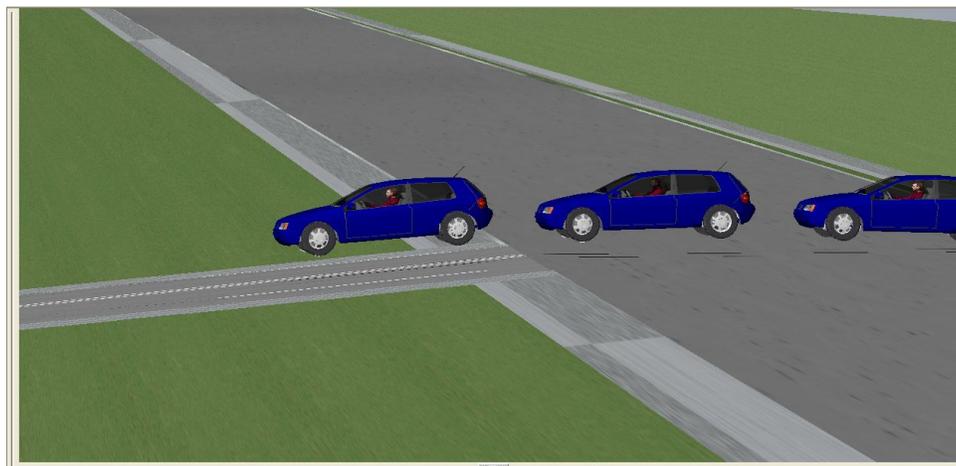


Figura 5.22 Início do salto

A Figura 5.23 apresenta o instante em que o veículo retoma o contato com a superfície da via. Nesta figura também se fez uso do recurso ghost.

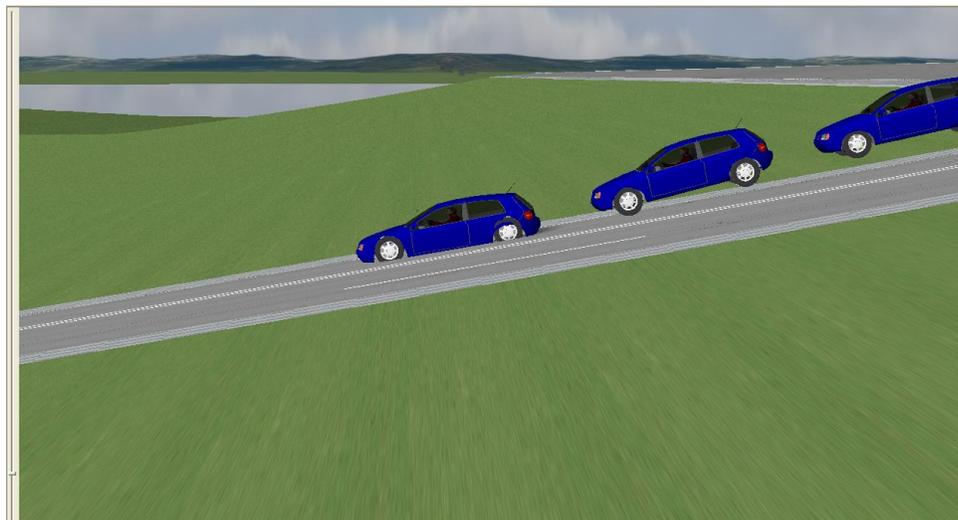


Figura 5.23 Pouso do veículo

Na Figura 5.24 pode-se constatar que o veículo atinge a superfície da via e salta repetidamente, com isso perdendo contato com a superfície da via. Esse resultado da simulação conduz para observação de marcas de frenagem não contínuas, o que não confere com o resultado apresentado no documento, pelo fato da marca de frenagem ser relatada contínua, conforme informações na seção 5.6.1.

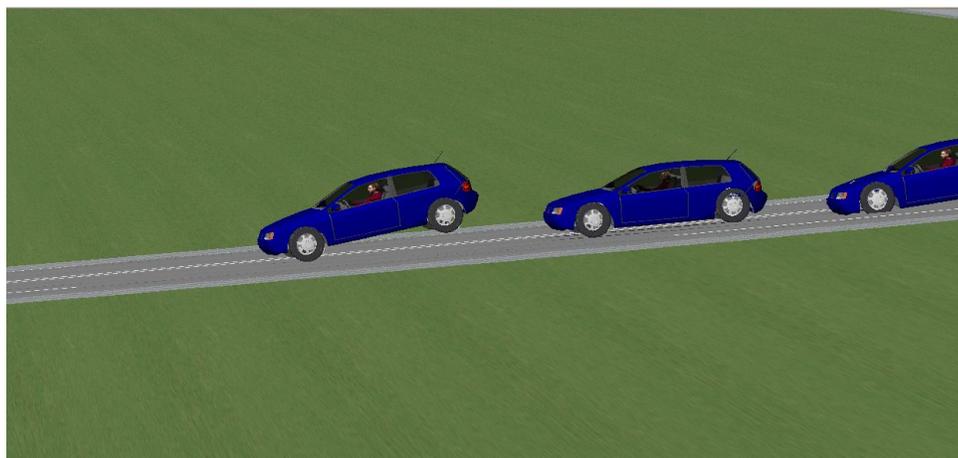


Figura 5.24 Rebote do veículo

O gráfico da Figura 5.25 mostra o desenvolvimento da velocidade do centro de massa do veículo e das rodas durante o evento. Pode-se analisando este gráfico constatar que o veículo continua aumentando a sua velocidade em relação a inicial, isto porque se utilizou a opção de aceleração livre, apenas a velocidade inicial foi definida.

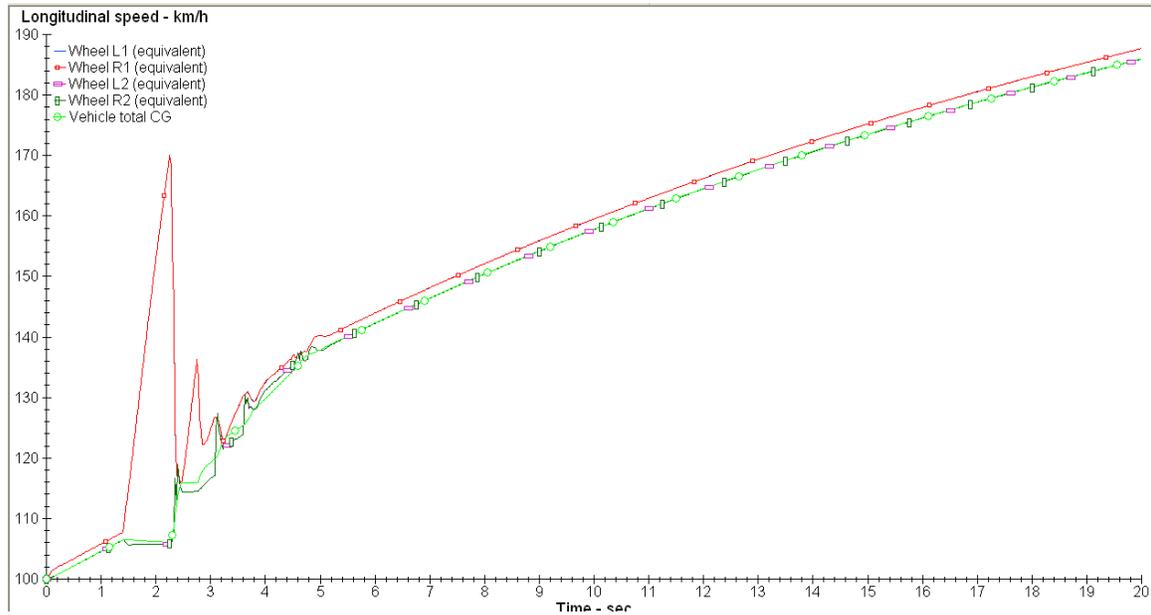


Figura 5.25 O gráfico mostra a variação da velocidade

O gráfico da Figura 5.26 mostra a variação da aceleração. Com esta variação pode-se constatar quantidade de desaceleração sofrida pelos ocupantes do veículo nesse evento e com as condições determinadas na simulação.

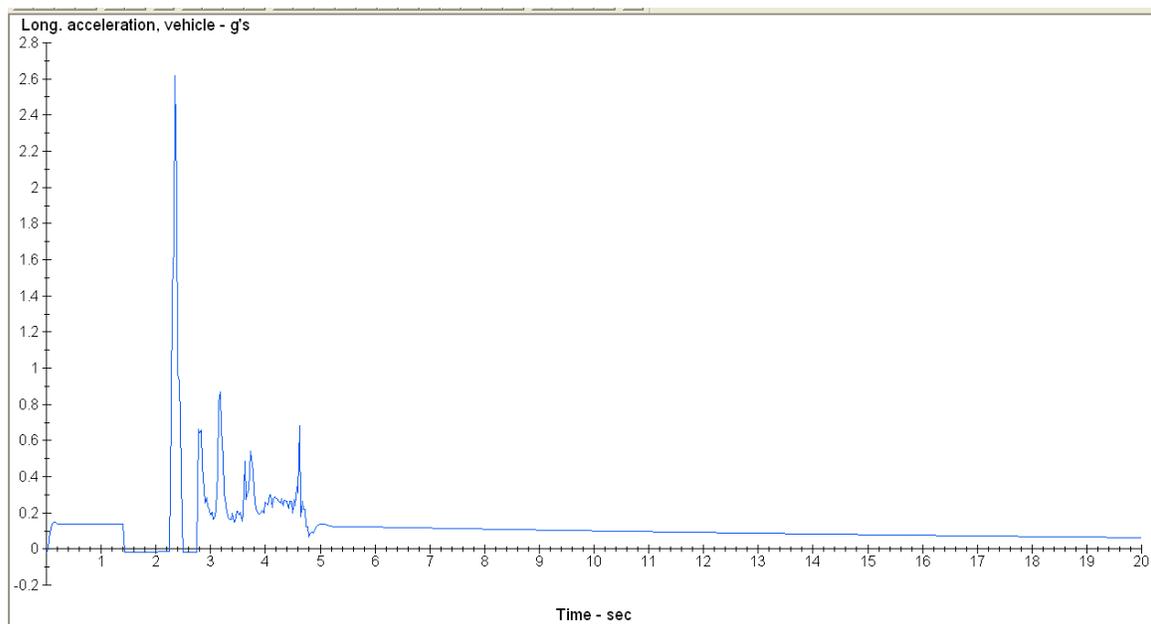


Figura 5.26 O gráfico mostra a variação da aceleração do veículo

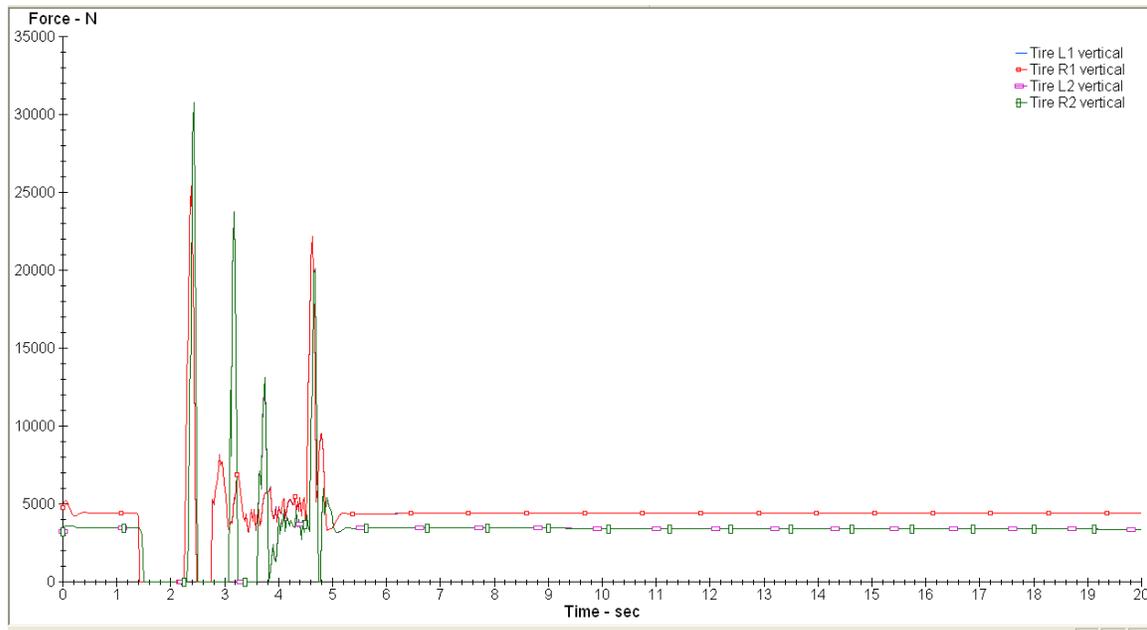


Figura 5.27 O gráfico das forças de contato nos pneus

O gráfico da Figura 5.27 apresenta as forças de contato entre os pneus e a superfície da via, essas atuam nos pneus durante o deslocamento do veículo. Com esta simulação pode-se constatar que o veículo salta, através da interpretação de que nos tempos em que a força tem valor zero, o veículo está no ar. Pode-se ainda medir o tempo de salto e a distância do salto.

Pode-se também verificar se as forças geradas durante o evento são suficientemente grandes para estourar os pneus, e confrontar com as informações relatadas no documento.

### 5.6.3.2 Análise computacional com mudança de direção num tempo maior e frenagem

A sequência da dinâmica deste evento pode ser dividida em três partes importantes. A primeira parte consiste na parcela do salto, o qual foi analisado na seção anterior e que se repete nesta, vindo a 27,78 m/s. A segunda parte consiste na utilização do sistema de direção e a terceira na aplicação dos freios, nesta ordem.

Os freios são acionados em sua capacidade máxima, seguindo a distribuição de 300 MPa para os freios dianteiros e 100 MPa os freios traseiros. O evento inicia no tempo  $t = 0$  e os freios são acionados depois de decorridos 3 s. Esses parâmetros podem ser observados na Figura 5.28.

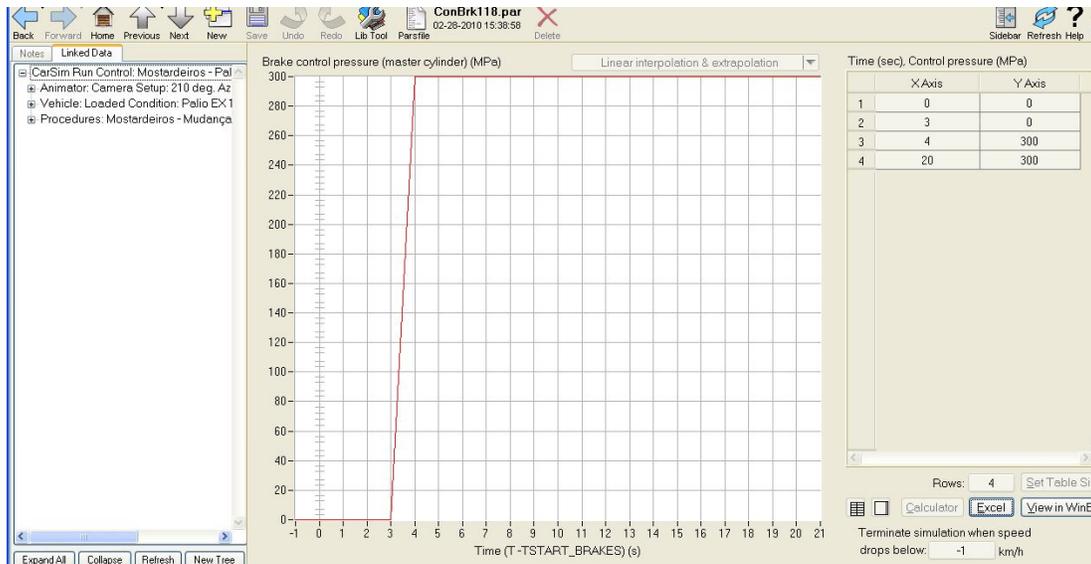


Figura 5.28 Parâmetros da frenagem

Os parâmetros definidos para o sistema de direção, foram acionar o volante de forma a proporcionar um giro do volante de  $50^\circ$  em 1,5 s depois de decorridos 2,70 s do início do evento. Os parâmetros selecionados para esta manobra podem ser observados na Figura 5.29.

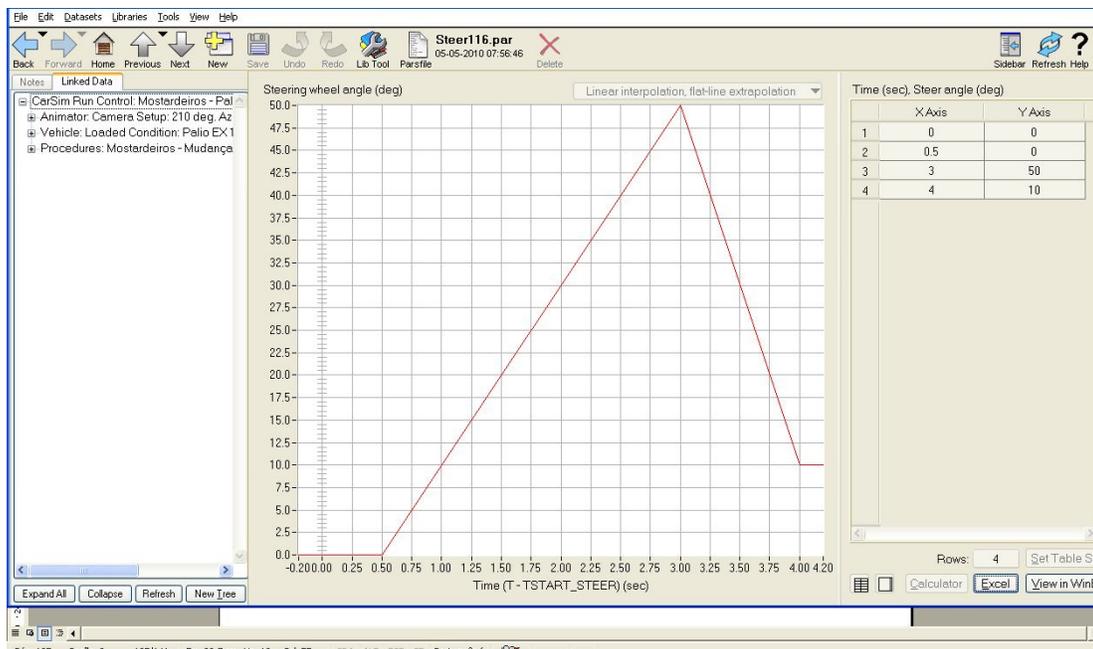


Figura 5.29 Parâmetros do sistema de direção

A Figura 5.30 mostra o instante em que o sistema de direção é utilizado para efetuar uma manobra de escape, somente no tempo igual a 3 s que os freios são acionados.

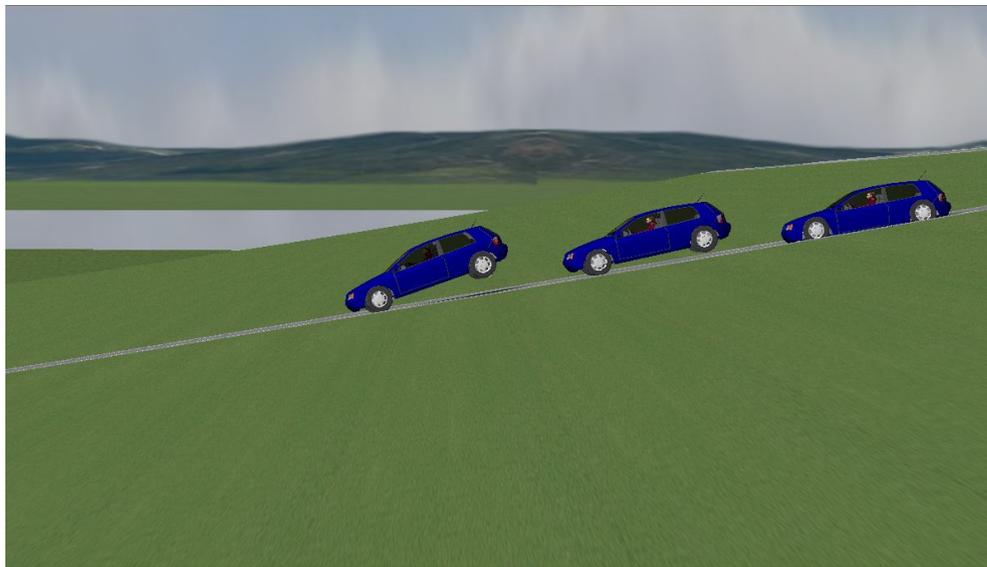


Figura 5.30 Início do estudo da sequência de movimentos

Pelo fato do veículo dar alguns pequenos saltos, chamados de repique, a eficiência dos freios e a trajetória da manobra são comprometidas. A Figura 5.31 mostra o instante em que o veículo inicia o giro.



Figura 5.31 Estudo da sequência de movimento após o pouso



Figura 5.32 Estudo da sequência de movimento após o pouso

Na Figura 5.32 tem-se o instante em que o veículo atinge o meio fio e invade a calçada. Pode-se notar o comportamento oscilatório do veículo, caracterizado pelo descolamento dos pneus da via. As rodas tiveram um grau de esterçamento igual a  $50^\circ$ .

Pode-se observar na Figura 5.33 que a velocidade do centro de massa começa a diminuir no instante  $t = 3$  s, o que está bem caracterizado pelo travamento das rodas.

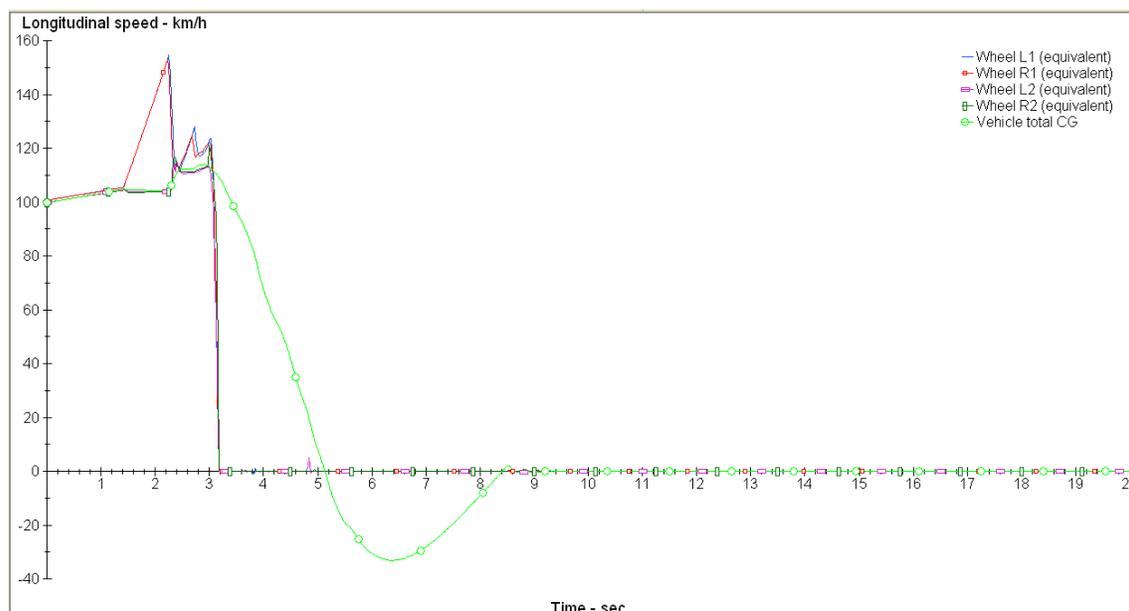


Figura 5.33 Velocidade do veículo

A Figura 5.34 mostra a variação da aceleração do evento, nos picos pode-se notar o efeito dos repiques. Na Figura 5.35 tem-se a distribuição da pressão entre os freios dianteiros e traseiros. A válvula proporcional que distribui a pressão entre os freios dianteiros e traseiros opera de forma a distribuir esta pressão de frenagem em 30% para os freios traseiros ao atingir a pressão de 2,5 MPa.

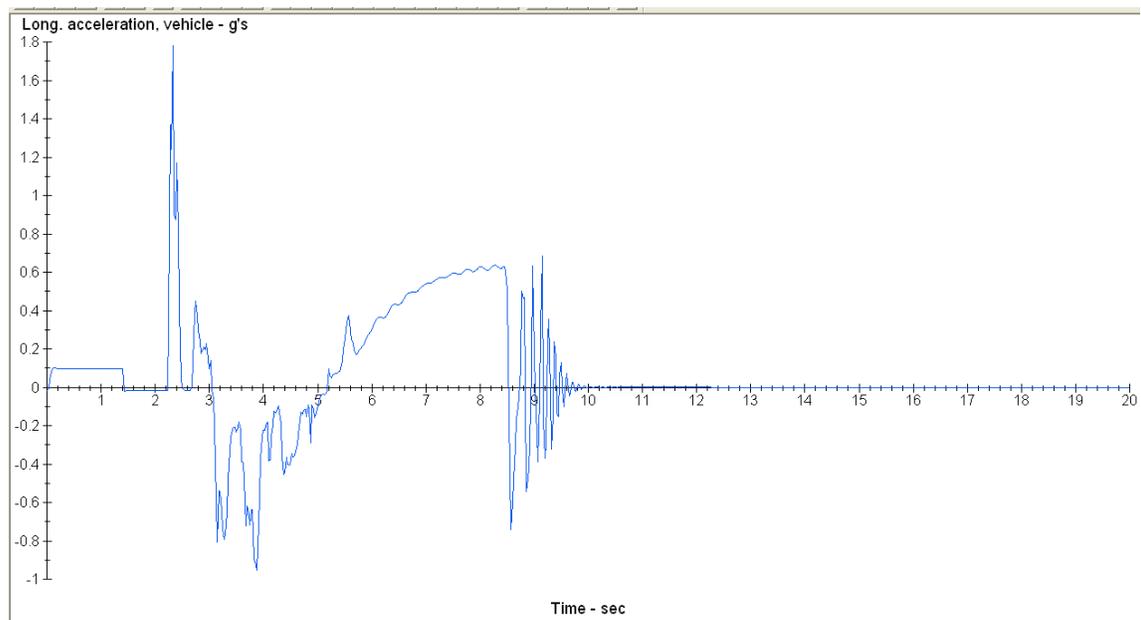


Figura 5.34 Aceleração do veículo

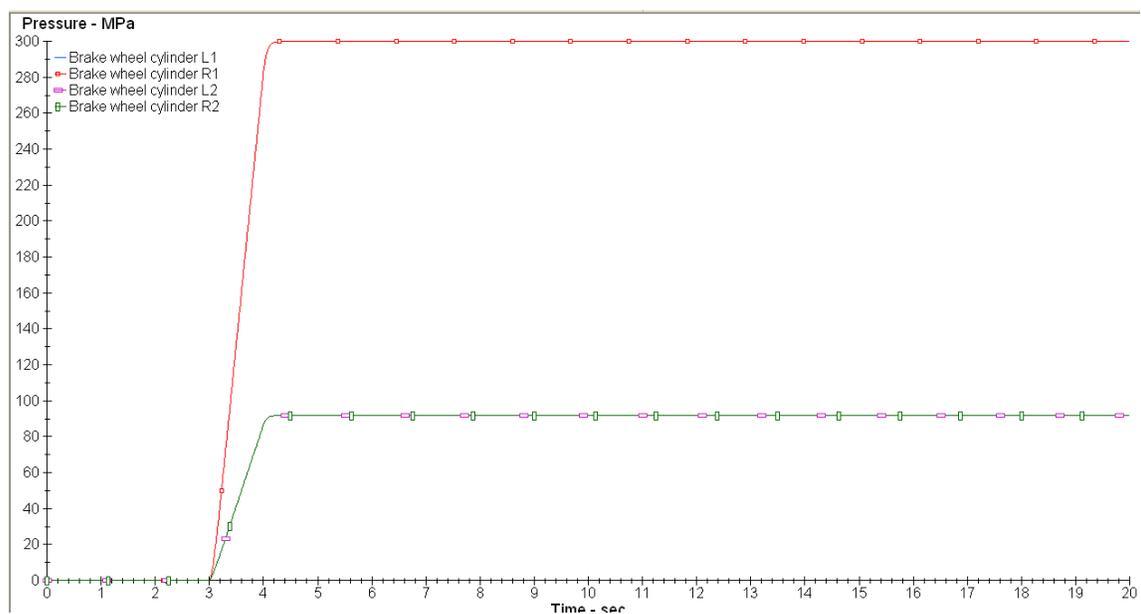


Figura 5.35 Pressão de frenagem aplicada

A Figura 5.36 mostra o movimento de giro das rodas durante o evento, de forma a poder evidenciar a trajetória que o veículo assume durante o evento.

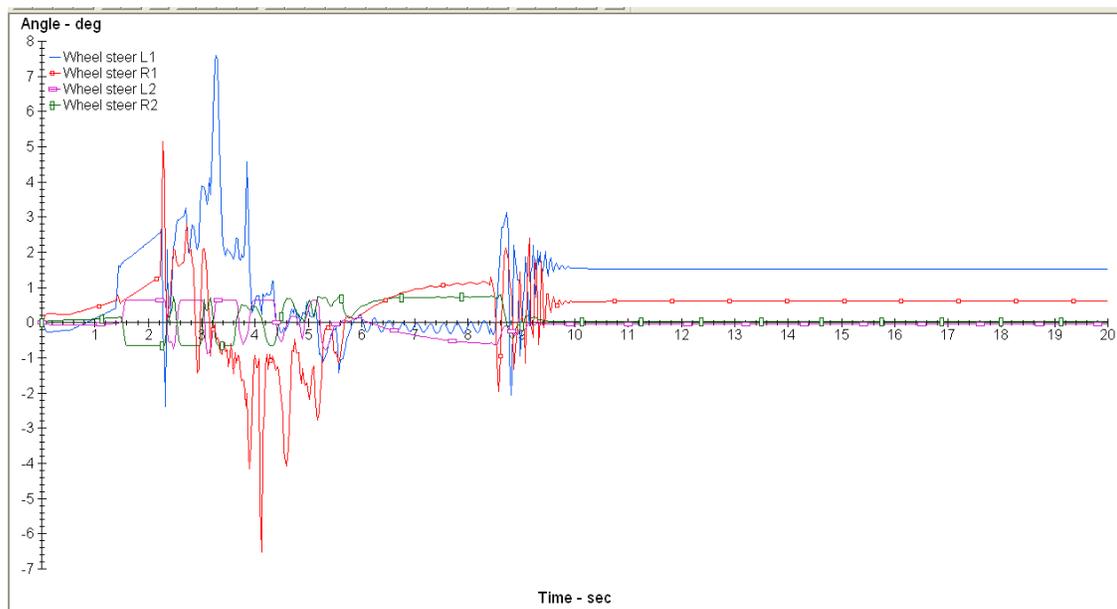


Figura 5.36 Variação do ângulo das rodas

### 5.6.3.3 Análise computacional com mudança de direção e frenagem

Como uma alternativa para dar continuidade aos estudos optou-se por fazer mais uma simulação, a 80 km/h. O objetivo é estudar a resposta do veículo para essa hipótese com os parâmetros definidos e apresentados nas Figura 5.37 e Figura 5.38.

Os parâmetros da frenagem que se inicia após 5 s de simulação atingindo uma pressão de 300 MPa nos freios dianteiros e de 100 MPa nos freios traseiros, que atuam durante todo o restante da simulação.

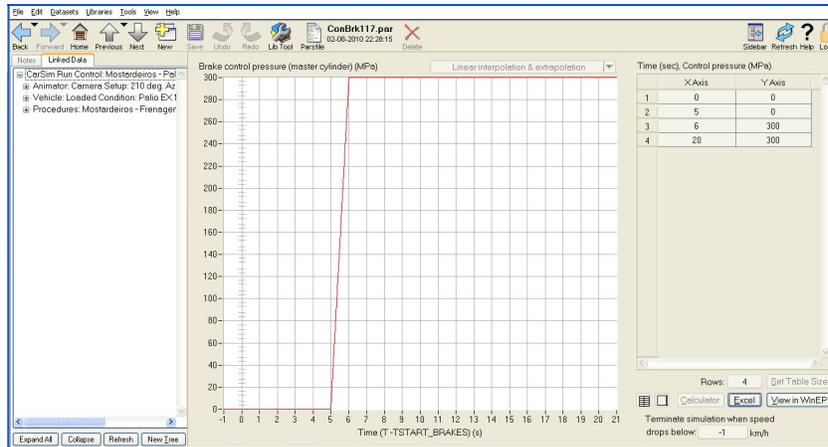


Figura 5.37 Parametrização da frenagem

Para o sistema de direção os parâmetros seleccionados permitem que o motorista inicie a manobra no instante de 4,5 s após o início da simulação.



Figura 5.38 Parametrização do sistema de direção

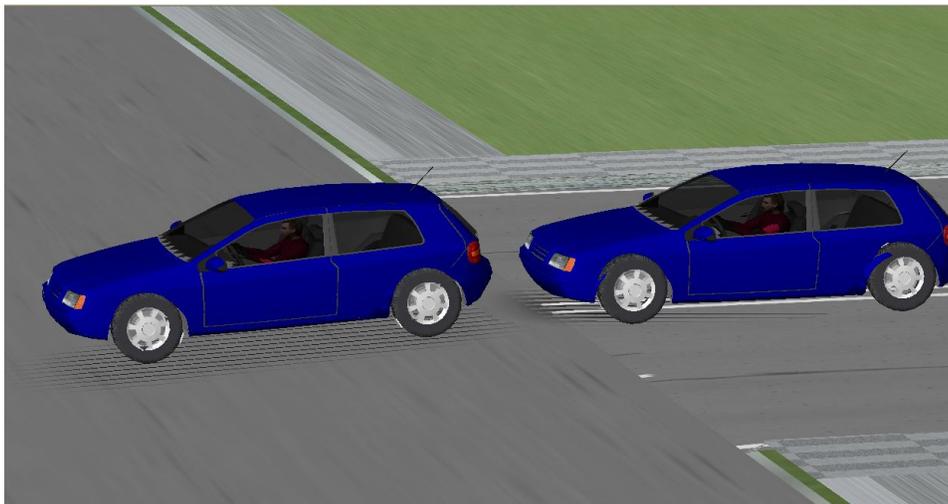


Figura 5.39 Início do salto



Figura 5.40 Fim do salto

As Figura 5.41 e Figura 5.42 mostram que após o acionamento dos freios as rodas bloqueiam e o condutor do veículo não consegue mais alterar a trajetória do veículo. Pode-se observar que neste instante se inicia o movimento de rotação do veículo.

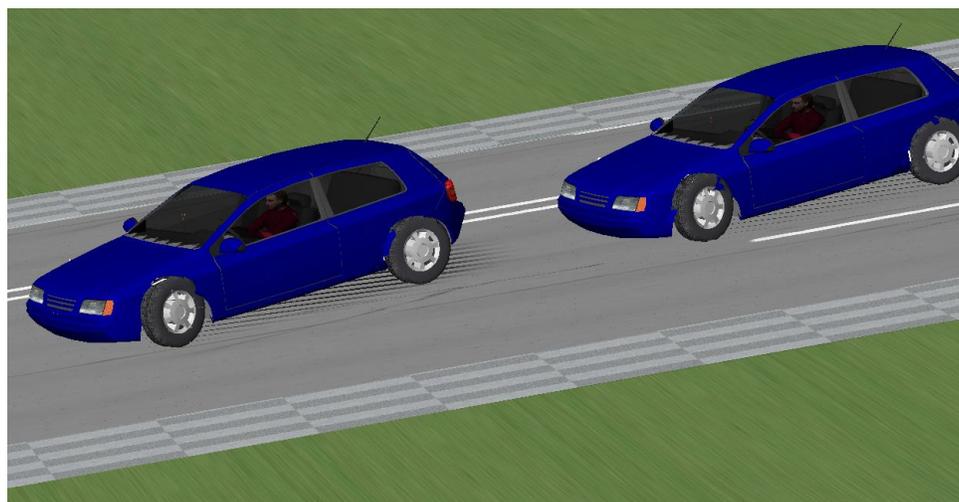


Figura 5.41 Estudo da trajetória após frenagem



Figura 5.42 Estudo da seqüências da rotação do veículo

A Figura 5.43 apresenta a velocidade longitudinal desenvolvida pelo veículo. Na seqüência a Figura 5.44, mostra variação da aceleração. A Figura 5.45 mostra a pressão que cada sistema de freio recebeu durante a simulação e a Figura 5.46 apresenta a variação do ângulo de esterçamento das rodas durante a simulação. Esses gráficos servem como resposta para mostrar como o veículo se comporta ao tentar obedecer aos parâmetros impostos pela simulação. Durante o tempo de simulação apresentado nos gráficos, a resposta em qualquer instante pode ser obtida dos mesmos.

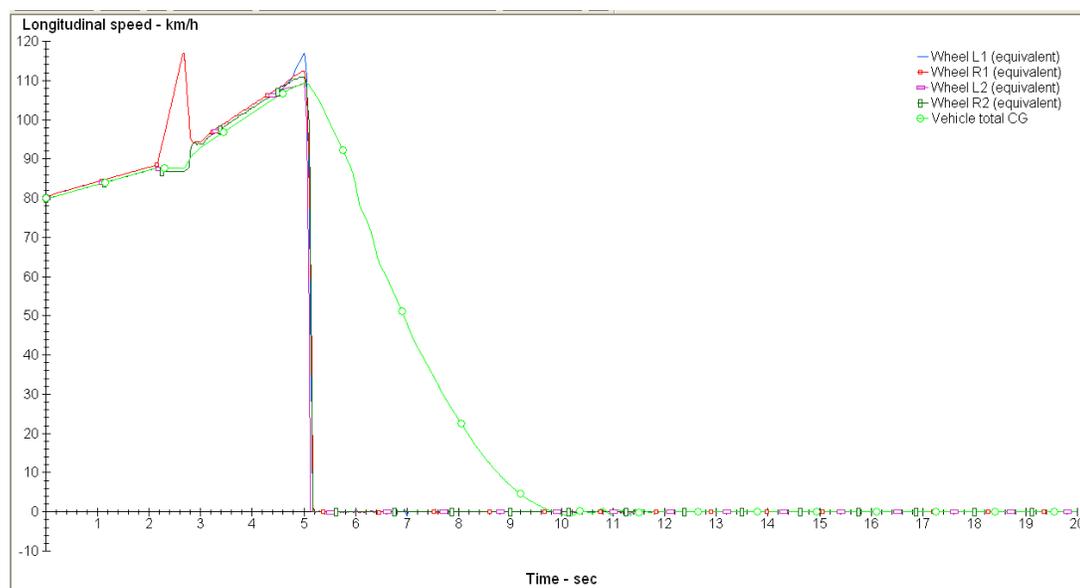


Figura 5.43 Gráfico da velocidade longitudinal

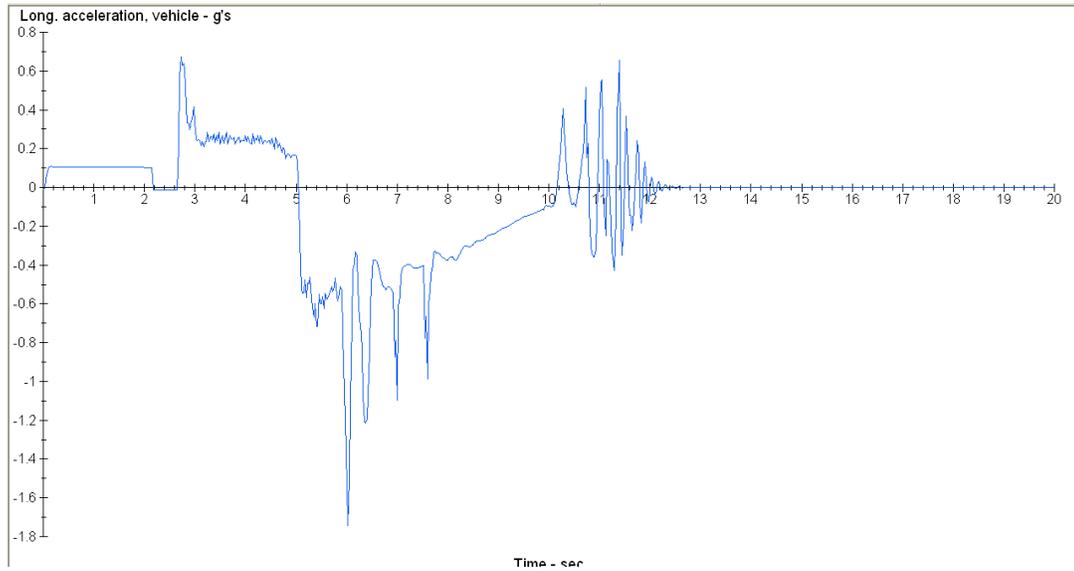


Figura 5.44 Gráfico da aceleração

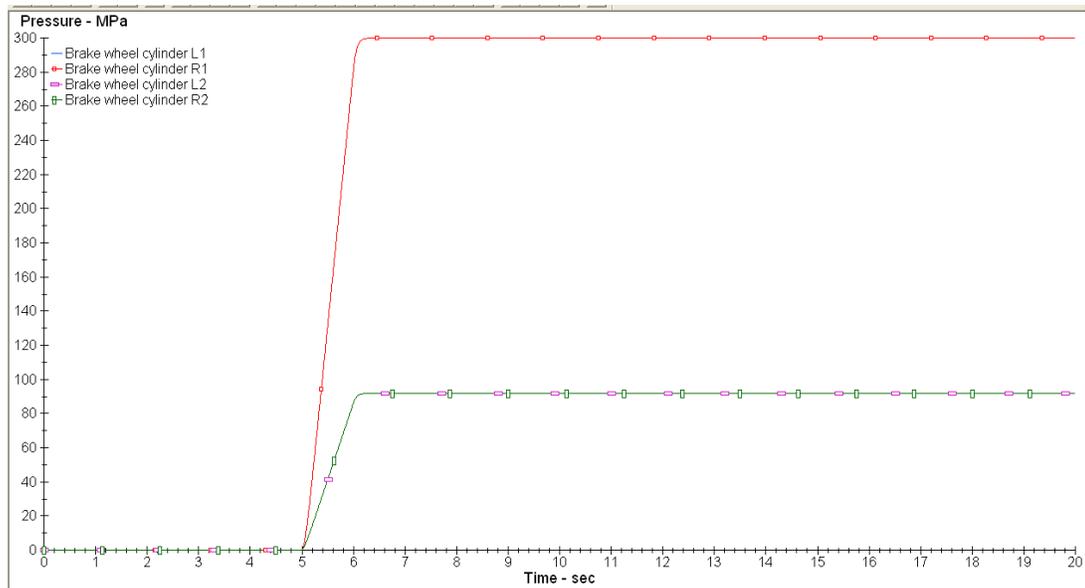


Figura 5.45 Gráfico da pressão aplicada nos freios

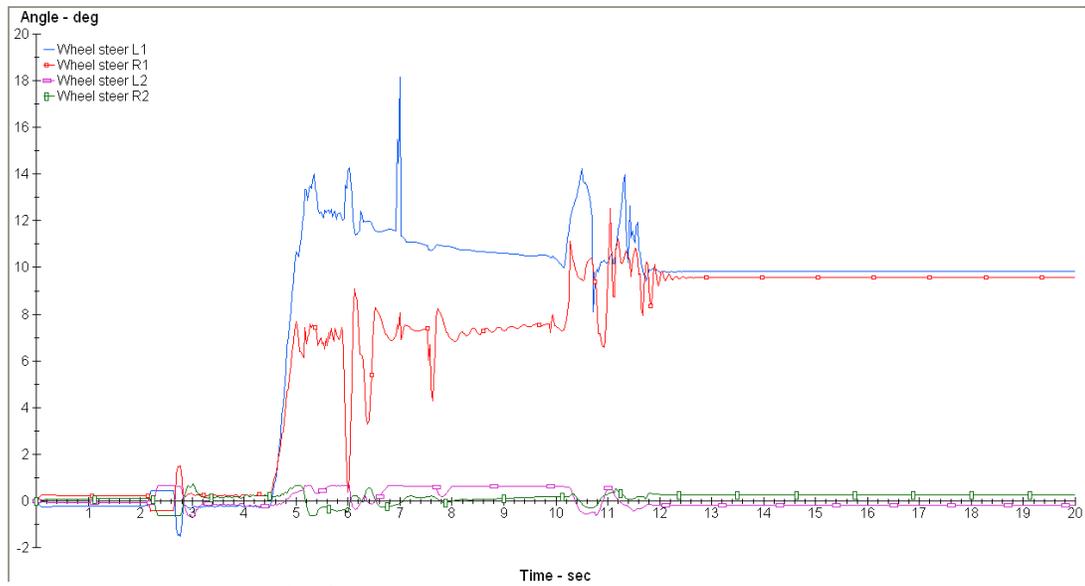


Figura 5.46 Gráfico da variação do ângulo de esterçamento das rodas

## 6. CONCLUSÕES

A avaliação de dano em veículos e passageiros por causa de acidentes veiculares apresenta situações particulares que se traduzem em programas especialmente desenvolvidos para esse fim, como o PC-Crash. Neste trabalho por questões de disponibilidade utilizam-se as ferramentas disponibilizadas pelo programa CARSIM, o mesmo que é uma plataforma de dinâmica veicular geral.

Neste trabalho, a formulação fundamental para análise de acidentes veiculares orienta-se nos equacionamentos de aceleração e frenagem onde a modelagem de um único corpo rígido seria suficiente. Porém, quando combinada com a análise de direção a necessidade de utilizar multicorpos torna-se evidente.

A utilização da dinâmica veicular e programas na reconstrução de acidentes exige uma metodologia que envolva a comprovação de soluções analíticas nos programas, contudo a disponibilidade de dados para serem alimentados no programa geralmente é insuficientes, o que origina resultados com relativa aproximação.

Ao partir das informações constantes nos documentos de acidentes veiculares para o processo da reconstrução e simulação, os erros podem se originar na coleta de evidências, haja vista que muitos desses dados são informações de difícil comprovação posterior, o que pode criar divergências nos resultados da simulação.

A simulação aplicada na reconstrução serve para evitar que alguma etapa do evento que tenha sido esquecida ou não considerada possa vir a ser revista.

Os acidentes veiculares não podem estar embasados unicamente com a cena final encontrada e algumas hipóteses tentando explicar a seqüência de eventos, porquanto de alguma maneira existe a pré-condição de justificar algumas linhas de raciocínio. Cada acidente é diferente de outro, assim existe necessidade de deixar em aberto a maior quantidade de variáveis e permitir que todos os sistemas de um veículo trabalhem simultaneamente, essencialmente o sistema de suspensão.

A literatura comenta que quando um veículo roda ou gira na pista, uma análise da conservação do momento angular deve ser feita, mas o giro influencia no cálculo do coeficiente de atrito, o qual deve ser considerado nos equacionamentos.

A simulação do caso 5 busca confirmar as informações relativas a um acidente veicular, assim o relato da velocidade inicial de 108 km/h fazer o veículo saltar se evidenciou.

A simulação do caso 5, seção 5.6.3.1, sem frenagem nem mudança de direção com velocidade inicial de 27,78 m/s, faz que o veículo perca o contato com a pista; só que esse salto, na simulação, proporciona ao veículo um grande choque ao retomar o contato com a via, se manifestando com outros pequenos saltos do veículo não proporcionando as marcas de frenagem contínuas, como as relatadas no documento.

A simulação do caso 5, seção 5.6.3.3, com mudança de direção e frenagem, e velocidade inicial de 22,22 m/s, faz o veículo saltar, mas sem rebote, evidenciando uma maior aproximação da sequência do evento, o qual não fica evidente na abordagem analítica do cálculo de velocidade inicial, aparentemente sobrestimado.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMERICAN ASSOCIATION OF STATE HIGHWAY AND TRANSPORTATION OFFICIAL (AASHTO), **Policy on geometric design of highways and streets**. Washington, D. C.: 2000.

AMERICAN IRON AND STEEL INSTITUTE AT SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS, **Critical Issues: weight, cost, safety, recycling, manufacturing**. Washinton, D. C. Automotive Steels, 1990, 19 p.

ARAGÃO, R. F. **Acidentes de trânsito – Aspectos técnicos e jurídicos**. Porto Alegre, R.S: Ed. Sagra Luzzato, 1999, 164 p.

BALAZIC, J.; PREBIL, I.; CERTANC, N. **Computer simulation of the accident with nine victims**. Ljubljana, Eslovênia, Elsevier Ltd, 2006, 161-165 p.

BERTOCCHI, M. **Segurança veicular**. Campinas, São Paulo, Brasil: Skill Elaboração de Materiais Didáticos Ltda, 2005, 221 p.

BOBOS, B. **Research regarding the traffic accident reconstruction**. San Francisco, CA: *PhD Thesis*, 2007, 4 p.

CAMPBELL, K. E. **Energy Basis for Collision Severity**. **Environmental Activities Staff**, General Motors Corp., SAE Paper 740565, 1974.

CANALE, A, C. **Desempenho na frenagem**. São Paulo, S.P.: Universidade São Paulo (USP), 2004, 97 P.

COON, B., A.; REID, D. J. **Reconstruction techniques for energy-absorbing guardrail end terminals**. Lincoln, NE.: Elsevier Ltd, 2006, 1-13 p.

DENATRAN, 2009 [www](http://www.denatran.gov.br)

Autores. Título. Fonte (). Disponível em:<<http://www.dnit.gov.br/rodovias/operacoes-rodoviaras/estatisticas-de-acidentes/pesquisamedico-hospitalarrjmtbarors-2009.pdf>> Acesso em: 14/06/2010.

DU, X.; JIN, X.;ZHANG, X.; SHEN, J.; HOU, X. **Geometry features measurement of traffic accident for reconstruction based on close-range photogrammetry.** Shanghai, Elsevier Ltd, 2009, 497-505 p.

EVANS, L. **Traffic safety.** New York, NI: Von Nostrand Reinhold, 2004.

EVANS, L. **Traffic safety and the driver.** New York, NI: Von Nostrand Reinhold.

FAIRES, V.M. **Elementos orgânicos de máquinas.** São Paulo, S.P., Editora LTC, 1981, 650 p.

FRANCESCO, R. & VITETTA, A. **Disaggregate road accident analysis for safety policy and measures: theoretical aspects and application.** Feo di Vito, Reggio Calabria: Association for European Transport, 2003, 15 p.

GILCHRIST, M, D. **Modelling and accident reconstruction of head impact injuries.** Belfield, Dublin: Department of Mechanical Engineering, University College Dublin, 2003, 13 p.

GILLESPIE, T, D. **Fundamentals of vehicle dynamics.** Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992, 495 p.

HALL, A.S.; HOLOWENKO, Jr/ A.R.; HERMAN, G.L. **Elementos orgânicos de máquinas.** São Paulo, S.P., Ed. McGraw-Hill, 1976.

HORGAN, T, J. & GILCHRIST, M, D. **The creation of three-dimensional finite element models for simulating head impact biomechanics.** College Dublin, Ireland: International Journal of Crashworthiness, 2003.

André Kalfelz Schmitz, Dispositivo para atropelamento, Jornal NH, disponível em: <<http://jornalnh.com.br/site/blogs/blog.asp?canal=19&ed=31&ct=127&esp=82&cd=74307>> Acesso em: 9 de Abril de 2009, 11h e 27 minutos.

KAHANE, C. J. **Correlation of NCAP performance with fatality risk in actual head-on collisions**. Washington, D. C: National Academy Press, 1994, 164 p.

KONOSU, A.; **Reconstruction analysis for car-pedestrian accidents using a computer simulation model**. Tsukuba, Japão. Elsevier Ltd, 2002, 357-363 p.

LARSEN, L. **Methods of multidisciplinary in-depth analyses of road traffic accidents**. Dinamarca, Elsevier Ltd, 2004, 115-122 p.

LIMPERT, R. **Brake design and safety**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992, 31-78 p.

MADUREIRA, M., O. **Dinâmica da segurança veicular**. São Paulo, S.P. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2000, 1.01-2.06 p.

MASSONNET, C.; OLSZAK, W.; PHILLIPS, A. **Plasticity in structural engineering fundamentals and applications**. Wien, NY: International Centre for Mechanical Sciences, 1979, 189-248 p.

NATIONAL RESEARCH COUNCIL. **Safety belts, airbags and child restraints**. Washington, D. C: Transportation Research Board, 1989, 23-31 p.

NATIONAL RESEARCH COUNCIL. **Shopping for safety**. Washington, D. C: National Academy Press, 1996, 24-56 p.

NEGRINI NETO, O, e KLEINÜBING, R. **Dinâmica de acidentes de trânsito. Análises, Reconstrução e Prevenção**. 3º ed. Campinas, São Paulo, Brasil: Millennium Editora, 2009, 320 p.

NEILSON, D., I. **The theoretical reconstruction of events leading to an impact in a road accident**. Crowthorne, Berkshire: Transport and Road Research Laboratory, 1973, 1-13 p.

O'NEILL, B. **The physics of car crashes and the role of vehicle size and weight in occupant protection.** Arlington, Va: Insurance Institute for highway safety, 1995, 14 p.

PATRAN, MSC/Patran User's Manual, 2002.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J.W. **The Automotive Chassis: Engineering Principles.** Editora, Woburn, MA: Butterworth-Heinemann, 2001, 456 p.

Daniel Messeder, Teste de impacto, Revista Auto esporte, disponível em:

<[revistaautoesporte.globo.com/Autoesporte/0,69...](http://revistaautoesporte.globo.com/Autoesporte/0,69...)> Acesso em: data (15/07/2010).

RILL, G. **Vehicle dynamics.** University of Applied Sciences, 2001, 180 p.

SHIGLEY, J.E. **Elementos de máquinas.** São Paulo, S.P: Editora Livros Técnicos Científicos S.A., 1984, 360 p.

TERESINSKI, G.; MADRO, R. **Evidential value of injuries useful for reconstruction of the pedestrian-vehicle location at the moment of collision.** Lublin, Polônia: Elsevier Ltd, 2002, 127-135 p.

VANGI, D. **Simplified method for evaluating energy loss in vehicle collisions.** Florence, Elsevier Ltd, 2009, 633-641.

WEISS, K.D. **Auto accident reconstruction: the basics you must know.** San Francisco, CA: *Plaintiff* magazine, 2007, 5 p.

WENG, Y.; JIN, X.; ZHAO, Z.; ZHANG, X. **Car-to-pedestrian collision reconstruction with injury as an evaluation index.** Shanghai, Elsevier Ltd, 2010, 1320-1325.

WIDMER, J.A. **Análise teórica da eficiência de frenagem de algumas configurações de veículos unitários e combinações de veículos rodoviários de carga brasileiros.** São Carlos, S.P: Universidade de São Paulo, 2002, 8 p.

XU, J.; LI, Y.; LU, G.; ZHOU, W. **Reconstruction model of vehicle impact speed in pedestrian-vehicle accident.** Beijing, Elsevier Ltd, 2009, 783-788.

ZHANG, X.; JIN, X.; LI, Y.; LI, G. **Improved design of the main energy-absorbing automotive parts based on traffic accident analysis**. Shanghai, Elsevier Ltd, 2008, 403-410 p.