

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Metodologia de projeto para  
o desenvolvimento de suspensão veicular**

Autor: Eduardo Paiva Okabe

Orientador: Franco Giuseppe Dedini

02/2003

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

# **Metodologia de projeto para o desenvolvimento de suspensão veicular**

Autor: Eduardo Paiva Okabe

Orientador: Franco Giuseppe Dedini

Curso: Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Projeto Mecânico

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

Campinas, 2003

S.P . – Brasil

UNIDADE	<u>OK</u>
Nº CHAMADA	<u>I/Unicamp</u> <u>OK 1m</u>
V	EX
TOMBO BC	<u>55937</u>
PROC.	<u>16/124103</u>
PREÇO	<u>11,00</u>
DATA	<u>08/10/03</u>
Nº CPD	

CM00189219-1

Bib id 302009

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

Ok1m Okabe, Eduardo Paiva  
Metodologia de projeto para o desenvolvimento de  
suspensão veicular / Eduardo Paiva Okabe.--  
Campinas, SP: [s.n.], 2003.

Orientador: Franco Giuseppe Dedini.  
Dissertação (mestrado) - Universidade Estadual de  
Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Automóveis – Projetos e construção. 2.  
Automóveis – Molas e suspensão. 3. Simulação  
(Computadores). I. Dedini, Franco Giuseppe. II.  
Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de  
Engenharia Mecânica. III. Título.

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA  
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADEMICO**

# **Metodologia de projeto para o desenvolvimento de suspensão veicular**

Autor: Eduardo Paiva Okabe

Orientador: Franco Giuseppe Dedini

---

**Prof. Dr. Franco Giuseppe Dedini, Presidente  
Instituição - UNICAMP**

---

**Prof. Dr. Ronaldo Salvagni  
Instituição - POLI - USP**

---

**Prof. Dr. Milton Dias Junior  
Instituição - UNICAMP**

Campinas, 07 de fevereiro de 2003

Campinas, 07 de fevereiro de 2003

**Dedicatória:**

Dedico este trabalho aos meus pais e minha irmã.

## **Agradecimentos**

Este trabalho só pôde ser terminado com a ajuda de diversas pessoas, às quais presto minha homenagem:

À minha família pelo incentivo em todos os momentos da minha vida.

Ao meu orientador, que me mostrou os caminhos a serem seguidos, e esperou pacientemente pelos resultados deste trabalho.

A todos os professores e colegas, que de alguma forma ajudaram na conclusão deste trabalho, dando sugestões, emprestando livros e artigos relevantes, e respondendo aos questionários de pesquisa.

*Aquele que nunca descansa,  
aquele cujo pensamento almeja de  
corpo e alma ao impossível  
esse é o vencedor.*

## **Resumo**

OKABE, Eduardo Paiva, Metodologia de projeto para desenvolvimento de suspensão veicular, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 158 p. Dissertação (Mestrado)

O objetivo principal deste estudo foi desenvolver uma metodologia para o projeto de suspensões veiculares, indicando uma seqüência de ferramentas que devem ser utilizadas para melhorar e acelerar o desenvolvimento do projeto. O primeiro passo da metodologia é a definição do projeto, onde são levantadas as questões principais, como o tema do projeto, o consumidor potencial, e algumas características gerais do veículo. Em seguida utiliza-se uma pesquisa de mercado onde é possível detectar quais são as necessidades do consumidor e quais as qualidades mais importantes, com o resultado da pesquisa pode-se fazer uma classificação dos diversos pontos destacados durante a realização da pesquisa, e deste modo proceder ao desenvolvimento da Casa da Qualidade, que tem por objetivo relacionar os desejos do cliente com os requisitos de engenharia. Nesta fase tem-se uma definição mais clara do projeto e de suas características, o que permite a simulação do comportamento do veículo. Após um ajuste da simulação, realiza-se uma série de experimentos virtuais, utilizando-se o método de Taguchi, e deste modo se obtém a influência dos principais parâmetros da suspensão no comportamento do veículo. Com estes dados é possível obter um ponto ótimo de funcionamento, e economizar tempo que seria consumido em um eventual ajuste do protótipo. Utilizando estas ferramentas, reduz-se o tempo de desenvolvimento do projeto, além de prevenir retrabalhos para se adaptar soluções requeridas pelo cliente.

### *Palavras Chave*

- Metodologia de Projeto, Suspensão Veicular, Simulação Dinâmica.

## **Abstract**

OKABE, Eduardo Paiva, A project methodology for vehicle suspension developing, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2003. 158 p. Dissertação (Mestrado)

The main goal of this work was develop a project methodology for vehicle suspension, a sequence of project tools was indicated, that should be used to improve and accelerate the developing of a project. The first tool of the methodology is the project definition, when the main questions are raised, like the project theme, the potential customer, and some general characteristics of the vehicle. In the next step, a market research is used to detect which are the customer needs and what are the most important qualities, then a sort of several points, detected during the research process, can be made through the research yield, and it is possible to develop the House of Quality, which connects customer desires and engineering requirements. During this step, the project definition and its characteristics are cleared, then the vehicle behaviour can be simulated. After some adjusts, it is possible to make a serie of experiments, using a DOE (Design of Experiments), known as Taguchi Method. Through the application of this method it is possible to collect the influence of the main parameters in the vehicle behaviour. The DOE data is used to get an optimal point of the model, to save time preventing some adjustments on the prototype. This work shows that using the methodology, the time of the project developing is reduced, and rework, due to not previewed customer requirements, can be prevented.

### *Keywords*

- Project Methodology, Vehicle Suspension, Dynamic Simulation

# Índice

<i>Lista de Figuras</i>	<i>v</i>
<i>Lista de Tabelas</i>	<i>ix</i>
<i>Nomenclatura</i>	<i>x</i>
<i>Capítulo 1 - Introdução</i>	<i>1</i>
<i>Capítulo 2 - Objetivo do Estudo</i>	<i>4</i>
<i>Capítulo 3 - Histórico do Desenvolvimento de Suspensões Automotivas</i>	<i>7</i>
3.1 Desenvolvimento dos veículos com rodas.	7
3.2 A charrete de Wetwang	11
3.2.1 As evidências na tumba	13
3.2.2 Charrete, carroça ou carruagem	13
3.2.3 A descrição das charretes	14
3.2.4 Construindo a charrete	16
3.3 A Charrete Irlandesa	18
3.4 História das suspensões automotivas	20
<i>Capítulo 4 - Modelo de desenvolvimento de projeto de suspensões</i>	<i>30</i>
4.1 Pesquisa de Mercado	33
4.1.1 Exemplos de Aplicação - Ford Mustang	33
4.1.2 Exemplos de Aplicação - Honda Super Cub	36
4.1.3 O Processo de Pesquisa	37
4.1.4 Formas de Pesquisa	38

4.1.4 Planejamento da Pesquisa	39
4.1.5 Coleta de Informações	40
4.1.6 Análise da Pesquisa	41
<b>4.2 QFD</b>	<b>42</b>
4.2.1 Introdução ao QFD	42
4.2.2 A Voz do Consumidor	47
4.2.3 Requisitos de Projeto	49
4.2.4 Relacionar Voz do Consumidor x Requisitos de Projeto	50
4.2.5 A Percepção do Consumidor	51
4.2.6 Avaliação dos competidores	53
4.2.7 Planejamento	54
4.2.8 Determinação das metas	55
<b>4.3 Método de Taguchi</b>	<b>57</b>
4.3.1 Histórico	57
4.3.2 Função perda de qualidade	59
4.3.3 Coeficiente perda de qualidade	61
4.3.4 A relação sinal-ruído	63
4.3.5 Matriz Ortogonal	65
4.3.6 Aplicação do Método	66
<b>4.4 Protótipo</b>	<b>67</b>
<i>Capítulo 5 - Algoritmo de simulação dinâmica</i>	<i>69</i>
5.1 Introdução	69
5.2 Objetivo	71
5.3 Rotina principal	72
5.4 Entrada de dados	74
5.5 Módulo de cálculo das equações dinâmicas	76
5.6 Controlador PID	77
5.7 Modelo de Terreno	80
5.8 Modelo de Pneu	83

<b>Capítulo 6 - Exemplo de aplicação</b>	<b>85</b>
<b>6.1 Pesquisa de Mercado</b>	<b>85</b>
<b>6.2 Casa da Qualidade</b>	<b>88</b>
<b>6.3 Tipos de suspensão</b>	<b>91</b>
6.3.1 Duplo Triângulo	92
6.3.2 Swing Axle (Traseira)	94
6.3.3 Swing Axle (Dianteira)	95
6.3.3 Trailing	96
<b>6.4 Definição das propriedades do modelo matemático</b>	<b>97</b>
<b>6.5 Parâmetros a serem Otimizados</b>	<b>98</b>
<b>6.6 Descrição dos testes (modelos dos terrenos)</b>	<b>101</b>
<b>6.7 Análise de conforto</b>	<b>105</b>
<b>6.8 Análise de estabilidade</b>	<b>106</b>
<b>6.9 Análise de dirigibilidade</b>	<b>107</b>
<b>Capítulo 7 - Resultados Obtidos</b>	<b>108</b>
<b>7.1 Análise de conforto do veículo com suspensão duplo triângulo à velocidade de 10 m/s</b>	<b>108</b>
<b>7.2 Análise de conforto do veículo com suspensão "swing-axle" à velocidade de 10 m/s</b>	<b>110</b>
<b>7.3 Análise de conforto do veículo com suspensão "trailing" à velocidade de 10 m/s</b>	<b>113</b>
<b>7.4 Análise de conforto dos veículos com suspensão duplo triângulo, "swing-axle" e "trailing", à velocidade de 20 m/s.</b>	<b>115</b>
<b>7.5 Análise de estabilidade do veículo com suspensão duplo triângulo</b>	<b>120</b>
<b>7.6 Análise de estabilidade do veículo com suspensão "swing-axle"</b>	<b>122</b>
<b>7.7 Análise de estabilidade do veículo com suspensão "trailing"</b>	<b>123</b>
<b>7.8 Análise de dirigibilidade do veículo com suspensão duplo triângulo</b>	<b>125</b>
<b>7.9 Análise de dirigibilidade do veículo com suspensão "swing-axle"</b>	<b>127</b>
<b>7.10 Análise de dirigibilidade do veículo com suspensão "trailing"</b>	<b>129</b>

<b>7.11 Análise das médias (ANOM)</b>	<b>131</b>
<b>7.12 Seleção das melhores performances</b>	<b>136</b>
<b>7.13 Animações do modelo de melhor desempenho</b>	<b>139</b>
<b><i>Capítulo 8 - Conclusões e Perspectivas Futuras</i></b>	<b>145</b>
<b><i>Apêndice</i></b>	<b>149</b>
<b><i>Referências Bibliográficas</i></b>	<b>154</b>

## Lista de Figuras

<b>Figura 3.1: Placa de pedra (esteatita) - Londres - BM 128858.</b>	<b>7</b>
<b>Figura 3.2: Pictógrafos em placas de argila - Uruk (1936).</b>	<b>8</b>
<b>Figura 3.3: Detalhes de 'Standard of Ur', London, BM 121201.</b>	<b>8</b>
<b>Figura 3.4: Charrete descoberta na tumba de Tutancamon.</b>	<b>9</b>
<b>Figura 3.5: Charrete romana.</b>	<b>10</b>
<b>Figura 3.6: Via Ápia.</b>	<b>10</b>
<b>Figuras 3.7 e 3.8: Arqueólogos no local da tumba de Wetwang, e a ossada da mulher enterrada.</b>	<b>12</b>
<b>Figura 3.9: Moeda romanas com a representação de uma charrete de guerra.</b>	<b>15</b>
<b>Figura 3.10 e 3.11: Rédea passando pelo "terret" central, e detalhe do Y de couro suspendendo as pontas da plataforma.</b>	<b>17</b>
<b>Figura 3.12 e 3.13: A charrete de Wetwang reconstruída, e durante o teste de campo.</b>	<b>17</b>
<b>Figura 3.14: Representação artística de uma carruagem do século XVIII.</b>	<b>21</b>
<b>Figura 3.15: Obéissant (Obediente) de Amedee Bollee.</b>	<b>22</b>
<b>Figura 3.16: Decauville 1898.</b>	<b>22</b>
<b>Figuras 3.17 e 3.18: Os carros de Mors e Panhard-Levassor (1903).</b>	<b>23</b>
<b>Figura 3.19 e 3.20: Delage 1905 e 1908 (Dieppe GP).</b>	<b>24</b>
<b>Figuras 3.21 e 3.22: Rolls-Royce Silver Ghost, e seu amortecedor de fricção (1913).</b>	<b>24</b>
<b>Figuras 3.23 e 3.24: Bugatti Tipo 13 (1920).</b>	<b>25</b>
<b>Figuras 3.25 e 3.26: Auto Union Tipo A (1933).</b>	<b>25</b>
<b>Figuras 3.27 e 3.28: Alfa Romeo P3 (1934).</b>	<b>26</b>
<b>Figura 3.29 e 3.30: Citroën DS 1961 e 1964.</b>	<b>26</b>
<b>Figuras 3.31 e 3.32: Jim Clark e a Lotus 33 (1964).</b>	<b>27</b>
<b>Figuras 3.33 e 3.34: Ayrton Senna e o Lotus-Honda 99T (1987).</b>	<b>27</b>
<b>Figura 4.1: Fases de desenvolvimento de um projeto de suspensão.</b>	<b>31</b>
<b>Figura 4.2: Ford Falcon Sprint 1963</b>	<b>34</b>
<b>Figuras 4.3 e 4.4: Ford Mustang 1965</b>	<b>34</b>

<b>Figura 4.5: Honda Super Cub 1964</b>	<b>36</b>
<b>Figura 4.6: Casa da qualidade</b>	<b>43</b>
<b>Figura 4.7: Requisitos de Projeto.</b>	<b>50</b>
<b>Figura 4.8: Matriz de relacionamentos.</b>	<b>51</b>
<b>Figura 4.9: Benchmarking da voz do consumidor.</b>	<b>52</b>
<b>Figura 4.10: Bechmarking dos Requisitos de Projeto x Correlação dos Requisitos de Projeto.</b>	<b>53</b>
<b>Figura 4.11: Telhado da Casa da Qualidade.</b>	<b>54</b>
<b>Figura 4.12: Cálculo da importância.</b>	<b>55</b>
<b>Figura 4.13: A Casa da Qualidade preenchida.</b>	<b>56</b>
<b>Figura 4.14: Função perda de qualidade</b>	<b>60</b>
<b>Figura 5.1: Fluxograma da rotina principais.</b>	<b>73</b>
<b>Figura 5.2: Fluxograma da rotina de cálculo das equações dinâmicas.</b>	<b>76</b>
<b>Figura 5.3: Modelo de percurso do veículo.</b>	<b>78</b>
<b>Figura 5.4: Terreno modelado por planos triangulares.</b>	<b>80</b>
<b>Figura 5.5: A geometria do pneu.</b>	<b>82</b>
<b>Figura 6.1: Formulário de pesquisa de mercado</b>	<b>87</b>
<b>Figura 6.2: Casa da qualidade do projeto de suspensão</b>	<b>90</b>
<b>Figura 6.3: Suspensão dianteira do tipo duplo triângulo do Mini-Baja do CEFET-MG.</b>	<b>93</b>
<b>Figura 6.4: Suspensão Traseira (Swing-Axle) do Mini-Baja da UFRN.</b>	<b>95</b>
<b>Figura 6.5: Suspensão dianteira (Swing Axle) do Mini-Baja da Unesp de Bauru.</b>	<b>95</b>
<b>Figura 6.6: Suspensão dianteira do tipo Trailing.</b>	<b>96</b>
<b>Figuras 6.7 e 6.8: Suspensão traseira tipo trailing com um e dois braços</b>	<b>97</b>
<b>Figura 6.9: Parâmetros (Veículo com suspensão duplo triângulo).</b>	<b>98</b>
<b>Figura 6.10: Parâmetros (Veículo com suspensão "swing-axle").</b>	<b>99</b>
<b>Figura 6.11: Parâmetros (Veículo com suspensão "trailing")</b>	<b>100</b>
<b>Figuras 6.12 e 6.13: Desenho da pista do teste de conforto (Pista 1).</b>	<b>102</b>
<b>Figura 6.14: Vista de topo cotada da pista de teste de conforto</b>	<b>102</b>
<b>Figuras 6.15 e 6.16: Desenho da pista do teste de estabilidade.</b>	<b>103</b>
<b>Figura 6.17: Vista de topo cotada da pista de teste de estabilidade.</b>	<b>103</b>
<b>Figura 6.18: Vista lateral cotada da pista de teste de estabilidade.</b>	<b>104</b>
<b>Figura 6.19: Vista de topo cotada da pista de teste de dirigibilidade.</b>	<b>104</b>
<b>Figuras 6.20 e 6.21: Fluxogramas dos algoritmos de cálculo do critério de conforto.</b>	<b>105</b>
<b>Figura 6.22: Fluxograma do algoritmo de cálculo do critério de estabilidade.</b>	<b>106</b>
<b>Figura 6.23: Fluxograma do algoritmo de cálculo do critério de dirigibilidade.</b>	<b>107</b>
<b>Figura 7.1: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão duplo triângulo.</b>	<b>109</b>

Figura 7.2: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do modelo com suspensão em duplo triângulo.	110
Figura 7.3: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "swing-axle".	111
Figura 7.4: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "swing-axle".	112
Figura 7.5: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "trailing".	114
Figura 7.6: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "trailing".	114
Figura 7.7: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão duplo triângulo.	116
Figura 7.8: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão duplo triângulo.	116
Figura 7.9: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "swing-axle".	117
Figura 7.10: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "swing-axle".	118
Figura 7.11: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "trailing".	119
Figura 7.12: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "trailing".	119
Figura 7.13: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão duplo triângulo.	120
Figura 7.14: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão duplo triângulo.	121
Figura 7.15: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "swing-axle".	122
Figura 7.16: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "swing-axle".	123
Figura 7.17: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "trailing".	124
Figura 7.18: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "trailing".	125
Figura 7.19: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão duplo triângulo.	126
Figura 7.20: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão duplo triângulo.	127
Figura 7.21: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "swing-axle".	128
Figura 7.22: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "swing-axle".	129
Figura 7.23: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "trailing".	130
Figura 7.24: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "trailing".	131
Figuras 7.25 e 7.26: Deslocamento dos modelos otimizado e teórico na prova de conforto (10m/s).	139
Figuras 7.27 e 7.28: Animação do veículo otimizado no teste de conforto nos instantes $t=0.00s$ e $t=1.81s$ respectivamente.	139
Figuras 7.29 e 7.30: Animação do veículo otimizado no teste de conforto nos instantes $t=3.63s$ e $t=5.00s$ respectivamente.	140
Figuras 7.31 e 7.32: Gráfico do deslocamento dos modelos otimizado e teórico na prova de estabilidade.	140
Figuras 7.33 e 7.34: Animação do veículo otimizado no teste de estabilidade nos instantes $t=0s$ (vista traseira) e $t=2.18s$ (vista frontal).	141
Figuras 7.35 e 7.36: Animação do veículo otimizado no teste de estabilidade nos instantes $t=3.81s$ e $t=6.00s$ respectivamente.	141
Figuras 7.37 e 7.38: Gráfico dos deslocamentos dos modelos otimizado e teórico no teste de dirigibilidade.	142

<b>Figuras 7.39 e 7.40: Animação do veículo otimizado no teste de dirigibilidade nos instante <math>t=0.00s</math> e <math>t=1.30s</math> (aproximando-se do primeiro cone).</b>	<b>142</b>
<b>Figuras 7.41 e 7.42: Animação do veículo otimizado no teste de dirigibilidade nos instante <math>t=3.04s</math> e <math>t=4.35s</math> (aproximando-se do segundo cone).</b>	<b>143</b>
<b>Figuras 7.43 e 7.44: Animação do veículo otimizado no teste de dirigibilidade nos instante <math>t=5.65s</math> e <math>t=6.95s</math> (aproximando-se do terceiro cone).</b>	<b>143</b>
<b>Figuras 7.45 e 7.46: Animação do veículo otimizado no teste de dirigibilidade nos instante <math>t=8.69s</math> e <math>t=10.00s</math> (aproximando-se do quarto cone).</b>	<b>144</b>

## Lista de Tabelas

<b>Tabela 4.1: Matriz Ortogonal L9</b>	<b>67</b>
<b>Tabela 6.1: Tipos populares de suspensão.</b>	<b>91</b>
<b>Tabela 6.2: Parâmetros da suspensão duplo triângulo.</b>	<b>99</b>
<b>Tabela 6.3: Parâmetros da suspensão "swing-axle".</b>	<b>100</b>
<b>Tabela 6.4: Parâmetros da suspensão "trailing".</b>	<b>101</b>
<b>Tabela 7.1: S/N do veículo com suspensão duplo triângulo na análise de conforto (10 m/s).</b>	<b>108</b>
<b>Tabela 7.2: S/N do veículo com suspensão "swing-axle" na análise de conforto (10 m/s).</b>	<b>111</b>
<b>Tabela 7.3: S/N do veículo com suspensão "trailing" na análise de conforto (10 m/s).</b>	<b>113</b>
<b>Tabela 7.4: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão duplo triângulo na análise de conforto (20 m/s).</b>	<b>115</b>
<b>Tabela 7.5: Relação sinal-ruído do Veículo com suspensão "swing-axle" na análise de conforto (20 m/s).</b>	<b>117</b>
<b>Tabela 7.6: Relação sinal-ruído do Veículo com suspensão "trailing" na análise de conforto (20 m/s).</b>	<b>118</b>
<b>Tabela 7.7: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão duplo triângulo na análise de estabilidade.</b>	<b>120</b>
<b>Tabela 7.8: Relação sinal-ruído do Veículo com suspensão "swing-axle" na análise de estabilidade</b>	<b>122</b>
<b>Tabela 7.9: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão "trailing" na análise de estabilidade.</b>	<b>124</b>
<b>Tabela 7.10: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão duplo triângulo na análise de dirigibilidade.</b>	<b>126</b>
<b>Tabela 7.11: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão "swing-axle" na análise de dirigibilidade.</b>	<b>128</b>
<b>Tabela 7.12: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão "trailing" na análise de dirigibilidade</b>	<b>130</b>
<b>Tabela 7.13: Melhores níveis dos modelos para cada teste.</b>	<b>136</b>
<b>Tabela 7.14: Melhor configuração encontrada durante os experimentos e melhor configuração prevista.</b>	<b>136</b>
<b>Tabela 7.15: Melhores configurações de cada modelo.</b>	<b>137</b>
<b>Tabela 7.16: Resumo geral do desempenho dos modelos simulados.</b>	<b>138</b>
<b>Tabela A1: Cálculo dos parâmetros do veículo</b>	<b>149</b>
<b>Tabela A2: Matriz Ortogonal L27</b>	<b>150</b>
<b>Tabela A3: Resultado dos experimentos do veículo com suspensão duplo triângulo.</b>	<b>151</b>
<b>Tabela A4: Resultado dos experimentos do veículo com suspensão "swing-axle".</b>	<b>152</b>
<b>Tabela A5: Resultado dos experimentos do veículo com suspensão "trailing".</b>	<b>153</b>

## Nomenclatura

### *Letras Latinas*

$A_0$  - Valor da função perda de qualidade.

$\overline{AC}$  - Corda de contato representando a superfície de contato entre o pneu e o terreno.

$b$  – Bitola dianteira.

$B$  - Ponto da corda  $\overline{AC}$ , é o ponto de contato designado entre o pneu e o terreno.

$c$  – Coeficiente de amortecimento.

$c_i$  - Coeficiente da ação integral.

$c_p$  - Coeficiente da ação proporcional.

$c_d$  - Coeficiente da ação derivativa.

$C_{mod}$  - Nota do desempenho obtido pelo modelo testado no item de conforto.

$C_{min}$  - Nota mínima de desempenho obtida no item de conforto pelos modelos testados.

$C_{max}$  - Nota máxima de desempenho obtida no item de conforto pelos modelos testados.

$d$  – Distância entre pontos de fixação.

$D_{mod}$  - Nota do desempenho obtido pelo modelo testado no item de dirigibilidade.

$D_{min}$  - Nota mínima de desempenho obtida no item de dirigibilidade pelos modelos testados.

$D_{max}$  - Nota máxima de desempenho obtida no item de dirigibilidade pelos modelos testados.

$E_{mod}$  - Nota do desempenho obtido pelo modelo testado no item de estabilidade.

$E_{min}$  - Nota mínima de desempenho obtida no item de estabilidade pelos modelos testados.

$E_{max}$  - Nota máxima de desempenho obtida no item de estabilidade pelos modelos testados.

$e$  - Erro do deslocamento em relação à trajetória desejada ( $|x_{real}-x_{ideal}|$ ).

$k$  - Coeficiente de perda de qualidade.  
 $L_d$  - Distância entre eixos.  
 $L(y)$  - Perda em função de  $y$  (resposta do sistema medido).  
 $m$  - Valor de resposta desejado.  
 $o$  - Ponto de fixação na roda à ponta de eixo, e representa o centro do pneu.  
 $P_{conf}$  - Peso atribuído ao item conforto na Casa da Qualidade.  
 $P_{estab}$  - Peso atribuído ao item estabilidade na Casa da Qualidade.  
 $P_{dirig}$  - Peso atribuído ao item dirigibilidade na Casa da Qualidade.  
 $pen$  - Penetração vertical do pneu no terreno.  
 $R$  - Raio de curva.  
 $r_1$  - Raio do pneu sem carga.  
 $r_2$  - Raio de geração do círculo do toróide.  
 $r_3$  - Raio da roda.  
 $S$  - Variância.  
 $S/N_{esc}$  - Relação sinal ruído normalizada.  
 $S/N_{min}$  - Menor valor de relação sinal ruído.  
 $S/N_{max}$  - Maior valor de relação sinal ruído.  
 $S/N_{pond}$  - Média ponderada da relação sinal ruído.  
 $t$  - Instante de tempo da simulação.  
 $t_{final}$  - Instante final da simulação.  
 $\hat{u}_{spin}$  - Vetor unitário ao longo do eixo de rotação do pneu.  
 $y_{resp}$  - Resposta do sistema testado.  
 $\bar{y}_{resp}$  - Média da resposta do sistema testado.  
 $Z$  - Deslocamento na direção  $Z$  do veículo simulado.  
 $Z_{final}$  - Deslocamento na direção  $Z$  do veículo simulado no instante final.

### ***Letras Gregas***

$\gamma$  - Ângulo de inclinação do pneu (seção 5.12).

$\Delta_0$  - Variação da resposta medida.

$\theta_{con}$  - Resposta do controlador (seção 5.11).

$\theta_{int}$  - Ângulo de esterçamento da roda interna à curva (seção 5.11).

$\theta_{ext}$  - Ângulo de esterçamento da roda externa à curva (seção 5.11).

### ***Abreviações***

**ANOVA** - Analysis of Variance (Análise de variância).

**CPM** - Ciclos por minuto.

**CVT** - Continuous Variable Transmission (Transmissão continuamente variável).

**DOE** - Design of Experiments (Projeto de Experimentos).

**ISO9000** - Normas de qualidade estabelecidas pela ISO.

**L9** - Matriz Ortogonal com 9 linhas (Método de Taguchi).

**L27** - Matriz Ortogonal com 27 linhas (Método de Taguchi) .

**MSD<sub>IA</sub>** - Desvio quadrático independente do ajuste.

**PID** - Controlador Proporcional-Integral-Diferencial.

**QD** - Quality Developing (Desenvolvimento da Qualidade).

**QFD** - Quality Function Deployment (Desdobramento da Função Qualidade).

**QLF** - Quality Loss Function (Função Perda de Qualidade).

**QS9000** - Normas de qualidade baseada na ISO9000, aplicada aos fabricantes de automóveis e autopeças.

**S/N** - Relação sinal-ruído.

**SQC** - Statistical Quality Control (Controle de Qualidade Estatístico).

**TQC** - Total Quality Control (Controle de Qualidade Total).

## *Siglas*

**ASI** - American Supplier Institute (Instituto Americano de Fornecedores).

**ISO** - Organization for International Standardization (Organização de normas internacional).

**JSQC** - Japanese Society for Quality Control (Sociedade Japonesa para Controle de Qualidade).

# Capítulo 1

## Introdução

A metodologia apresentada neste trabalho tem por objetivo agregar o conhecimento das várias áreas integrantes de um projeto numa linguagem comum, de forma a obter um produto melhor, mais rápido e mais barato. O caso estudado foi o desenvolvimento do projeto de uma suspensão automotiva.

Fundamentalmente o projeto de um novo produto segue uma lógica de eventos ou fases, costumeiramente chamadas de Estudo de Viabilidade, Projeto Preliminar e Projeto Detalhado, antes do Projeto de Produção propriamente dito. Nestas fases uma série de operações são executadas visando minimizar os processos redundantes, repetitivos ou incompletos.

O projeto sempre se inicia com o Estudo da Viabilidade, tendo por objetivo a elaboração de um conjunto de soluções úteis para o mesmo. Dentro desta etapa está a fase de concepção do projeto. No desenvolvimento desta etapa são incluídas pesquisas de mercado, que visam a geração do produto, voltada para necessidade do consumidor. Também são propostas uma série de soluções baseadas nas características até este momento determinadas.

A etapa do Projeto Preliminar inicia-se com um conjunto de soluções úteis desenvolvidas no estudo de viabilidade. O objetivo de um projeto preliminar é estabelecer qual das alternativas propostas apresenta melhor concepção para o projeto. Cada uma das soluções alternativas fica

sujeita à análise detalhada até que fique clara uma classificação da melhor à pior. Com os estudos de síntese são estabelecidos os limites de tolerância nas características dos elementos constituintes do projeto.

No Projeto Detalhado, a melhor solução construtiva é detalhada em todos os seus pormenores, isto é, cada componente é calculado, desenhado, e otimizado a fim de se chegar a um produto fabricável.

Assim, é no Projeto Preliminar, que a avaliação dos materiais, processos construtivos, assim como do arranjo dos componentes e suas formas geométricas, permite caracterizar os parâmetros importantes para o projeto. Através da utilização de recursos matemáticos e computacionais, é possível elaborar um modelo matemático do produto e prever seu desempenho.

No caso do desenvolvimento de um automóvel, estabelecidos um ou mais modelos matemáticos que descrevem seu comportamento dinâmico, pode-se então caracterizar um processo de otimização visando adequar o veículo a uma determinada utilização, levantando a influência de parâmetros importantes em seu desempenho. Este processo é normalmente conhecido como análise de sensibilidade, e é fundamental para a elaboração de projetos refinados.

A elaboração de um modelo matemático adequado à verificação do desempenho de um veículo pode ser uma tarefa de enorme complexidade. Vários trabalhos de porte e inúmeras dissertações de mestrado e teses de doutorado têm tratado do modelo matemático e conseqüente desempenho de veículos em situações realísticas e completas.

A rápida evolução dos computadores e a disponibilidade crescente de programas de simulação dinâmica, está tornando rotineira a árdua tarefa de montagem de um modelo matemático de um veículo. Ainda que o desempenho de tais programas, em alguns casos, não satisfaça todos os requisitos desejados, principalmente em termos de velocidade de simulação, a facilidade de montagem dos modelos e a rápida visualização dos fenômenos, compensam sua utilização.

Neste trabalho foi enfatizada a utilização de um programa de simulação dinâmica em conjunto com um método de otimização, pois este procedimento traz uma série de vantagens no

desenvolvimento do produto, como será destacado nos capítulos finais deste trabalho. Este programa de simulação dinâmica, que será melhor abordado no Capítulo 5, foi desenvolvido durante a realização deste trabalho com o intuito de simular vários modelos de suspensão em condições diversas de terreno.

É importante ressaltar que apesar da importância do simulador no contexto do projeto apresentado, ele não é o foco deste trabalho, pois existem programas comerciais de simulação dinâmica como "*Working Model*" e "*Adams*", que poderiam ser usados para desempenhar o mesmo papel deste simulador, com algumas perdas que serão explicitadas no Capítulo 5.

As características construtivas do veículo, como amortecimento e rigidez da suspensão, são inseridas como parâmetros de entrada do programa de simulação dinâmica, e os resultados gerados pelo programa, como acelerações, velocidades, posição e rotações dos corpos, devem ser sintetizados em índices de desempenho, para que se possa compreender o comportamento do sistema simulado, e assim otimizá-lo para a aplicação desejada. Como será visto nos Capítulos 6 e 7, o método de Taguchi desempenha o papel da otimização, prevendo a melhor configuração de cada suspensão através de uma série de experimentos, pois deste modo pode-se entender a influência de cada um dos parâmetros nos índices de desempenho, e tomar as ações necessárias para se atingir o comportamento ótimo do veículo.

Mesmo com todos os benefícios obtidos através da adoção de uma metodologia de projeto, não é uma tarefa simples justificar sua utilização, pois aparentemente, é necessário um esforço maior na realização do projeto para atender os requisitos da metodologia. Esta impressão é reforçada se algumas ferramentas de projeto são aplicadas isoladamente sem o êxito esperado. Tendo em vista este problema, no próximo capítulo serão discutidos os pontos positivos da utilização de uma metodologia de projeto clara e abrangente.

## Capítulo 2

### Objetivo do Estudo

O projeto de uma suspensão veicular é bastante complexo, pois é preciso atender diversos requisitos de engenharia, além de satisfazer os desejos do consumidor, o que em muitos casos pode gerar conflitos de soluções, tais desentendimentos tendem a atrasar o desenvolvimento do projeto, além de produzir soluções parciais e insatisfatórias. Por isso a aplicação de uma metodologia de projeto é essencial, não apenas no desenvolvimento de suspensões veiculares, mas no desenvolvimento de qualquer produto.

O mercado consumidor está cada vez mais exigente, demandando produtos de qualidade superior por preços mais baixos. Este fator tem levado as indústrias a reduzir drasticamente o tempo de lançamento de produtos novo no mercado ("time-to-market"). Produtos novos normalmente utilizam tecnologias novas, e é muito difícil compensar as insuficiências de conhecimento técnico do profissionais envolvidos, que naturalmente surgem durante a execução de um projeto.

A estratégia adotada para superar estas insuficiências tem sido formar grupos de especialistas, porém quando não existem ferramentas de projeto que integrem o conhecimento destes grupos surgem uma série de problemas como:

- Surgimento de soluções incompletas, que têm de ser adaptadas para conseguir compor o conjunto.
- Excesso de retrabalho do projeto devido a falta de comunicação entre os grupos.

- Desbalanceamento da carga de trabalho, o que representa uma má utilização da mão de obra.
- Conflitos constantes entre os grupos, gerando animosidades, e impedindo o fluxo de desenvolvimento do projeto.

Além disso, pode-se criar um problema maior que pode condenar um produto ao insucesso: "a perda do foco no cliente". Não existem dúvidas que as exigências do cliente são primordiais para o sucesso de um produto, mas sem ferramentas como a pesquisa de mercado e o QFD, que traduzem os desejos do cliente em qualidades do produto, não se tem uma visão clara do objetivo do projeto, e portanto a linha de desenvolvimento pode divergir do interesse do consumidor.

Outros benefícios da adoção de ferramentas de projeto na fase de análise de viabilidade é a geração de uma documentação padronizada que registre todos os passos do projeto, e possa ser facilmente entendida por profissionais de qualquer setor dentro da empresa.

Com o advento da ISO9000, obrigou-se a se documentar as principais ocorrências relacionados ao desenvolvimento e manufatura de um produto, como alterações e melhorias, mas a maioria das empresas não organiza estes dados a fim de obter dados úteis sobre estas ocorrências ou mesmo sobre os desenvolvimentos. Uma alteração de produto surge devido a uma falha ou uma oportunidade de melhoria, o que devidamente registrada poderia ser aproveitada para futuros desenvolvimentos, reduzindo o tempo de execução do projeto.

Algumas tentativas foram feitas com o intento de se utilizar este conhecimento técnico acumulado, como a implementação da tecnologia de grupo, que é a padronização da informação do desenvolvimento de novos produtos, porém a crescente diversificação do mercado, tem tornado cada vez mais difícil a padronização de produtos e informações dentro de uma empresa que não priorize este tipo de procedimento..

Com todos estes problemas, são visíveis os esforços para o desenvolvimento de uma metodologia de trabalho. Hoje existem várias empresas adotando metodologias como o Seis Sigma, que foi desenvolvida inicialmente na Motorola para solucionar problemas de qualidade, e está sendo adaptada para o desenvolvimento de vários tipos de projeto, o que inclui algumas variações como o "*Lean Sigma*", que é uma junção do Seis Sigma com o conceito de manufatura

enxuta criado e desenvolvido pela Toyota há mais de quarenta anos. Este conceito tem revolucionado a indústria, e tem ferramentas desenvolvidas especificamente para o ambiente de manufatura, que atualmente estão sendo adotados para processos não produtivos, como a aplicação do mapeamento de fluxo de valor às atividades de compra de uma empresa.

Outra ferramenta desenvolvida no Japão que tem ganhado destaque pela sua facilidade de utilização e bons resultados gerados é o método de Taguchi. Este é um método de delineamento de experimentos, onde o número de teste é minimizado, em comparação a outros métodos de delineamento, reduzindo o processo de otimização de um produto. Com a crescente utilização de programas computacionais para simular o produto em operação em substituição aos testes experimentais, é natural que o método de Taguchi também seja aplicado às simulações computacionais.

Programa de elementos finitos e simulação dinâmica multi-corpos estão mais acessíveis, e sua aplicação tem se ampliado, podendo simular praticamente qualquer situação. Porém em muitos casos não há um critério para a utilização destes programas, ou seu uso é feito posterior a fase do projeto preliminar, onde o retrabalho gerado por alguma falha detectada na simulação é grande, e normalmente tem um alto custo.

Como pode se notar existe uma grande oportunidade de redução de gastos e melhoria no desenvolvimento do produto incorporando-se uma metodologia científica. No capítulo 4, uma metodologia será proposta e apresentada em detalhes. Ela possui ferramentas comuns às metodologias existentes, mas procura explorar a possibilidade da integração de métodos mais conceituais como a casa da qualidade, com métodos estatísticos como o método de Taguchi, e métodos matemáticos como programas de simulação dinâmica.

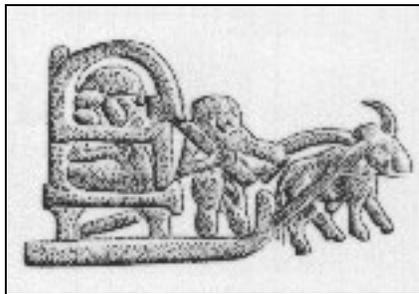
No próximo capítulo será descrito um pequeno histórico do desenvolvimento das suspensões automotivas, onde poderá ser observada que a evolução no projeto de suspensão foi obtida de modo empírico, e estabelece que uma metodologia científica pode representar o próximo passo no desenvolvimento de suspensões.

## Capítulo 3

### Histórico do Desenvolvimento de Suspensões Automotivas

#### 3.1 Desenvolvimento dos veículos com rodas.

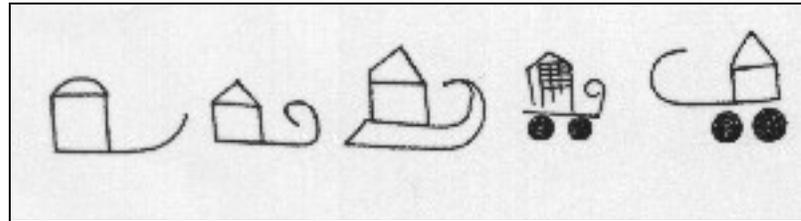
Durante o quinto milênio A.C., um povo conhecido como os Ubaidianos estabeleceram assentamentos na região entre os rios Tigre e Eufrates, conhecida mais tarde como Suméria (Babilônia), estes assentamentos gradualmente foram se desenvolvendo em cidades Sumérias Chefe, chamadas Adab, Eridu, Isin, Kish, Kullab, Lagash, Larsa, Nippur, e Ur (Encarta - 1994).



**Figura 3.1: Placa de pedra (esteatita) - Londres - BM 128858.**

Os primeiros tipos de transporte com tração animal utilizados nesta região eram os trenós, a figura 3.1 mostra um desses veículos, onde uma pessoa importante aparece sentada sob os arcos

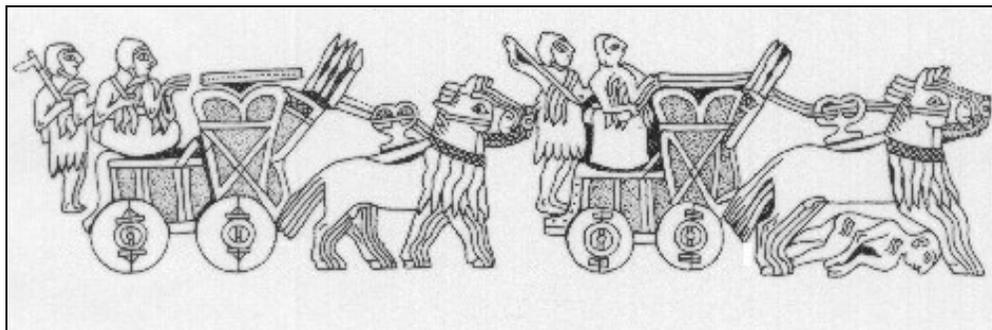
da liteira. Segundo Littauer (1979), possivelmente os trenós tinham outros usos, como o transporte de materiais pesados sobre terrenos relativamente lisos.



**Figura 3.2: Pictógrafos em placas de argila - Uruk (1936).**

A primeira evidência do uso de rodas vem do sítio arqueológico de Uruk no sul da Mesopotâmia (antiga Suméria). Consiste em sinais pictográficos (Fig. 3.2) de placas de argila encontradas em Uruk nível IVa (3200-3100 A.C.). Os sinais representam um grupo de trenós, dos quais outros trenós similares aparecem erguidos sobre o que podem ser dois roletes cativos ou quatro rodas. Estes primeiros veículos são sempre mostrados com uma superestrutura coberta.

Acredita-se que os veículos com rodas apareceram depois da invenção do torno de argila, e logo substituíram os trenós como meio de transporte (Encarta-1994). Em sua forma mais simples, a roda era simplesmente um disco de madeira sólido montado num eixo circular, o qual era presa por pinos de madeira.



**Figura 3.3: Detalhes de 'Standard of Ur', London, BM 121201.**

A maioria das representações de veículo do início do terceiro milênio A.C. (até 2375 A.C.), são da Mesopotâmia, onde aparecem vagões de um único tipo, que as vezes são chamados de carros de batalha porque geralmente eram retratados num contexto militar (Fig. 3.3).

De 2300 a 1500 A.C. os artesões mesopotâmios começaram a desenvolver novas técnicas, curvando a madeira com o calor, o que permitiu a substituição das pesadas rodas sólidas, por rodas raiadas leves, que geralmente tinham de quatro a seis raios.



**Figura 3.4: Charrete descoberta na tumba de Tutancamon.**

Por volta de 1668 A.C., os Hicsos, que haviam descoberto como domar e utilizar os cavalos, invadiram o Egito. Suas charretes puxadas por cavalos tornaram relativamente fácil a conquista. A partir de então, além dos Egipcios, os Hititas, Cíntios e Assírios, também começaram a usar charretes. Na primeira batalha montada da história - Fiadesh em 1296 A.C. - As leves charretes de Ramsés II confrontaram as carroças de Muwatali, rei Hitita.



**Figura 3.5: Charrete romana.**

Segundo Kenneth (2002), estas charretes de guerra eram tão instáveis que dirigí-las exigia muita coragem e habilidade. Os gregos descobriram vários princípios da física, mas eles continuaram sem desenvolver uma suspensão veicular. Como resultado os romanos também não conseguiram copiá-los, e esta é uma explicações do por quê as legiões de César eram compostas por milhares de soldados à pé. As charretes de guerra nas arenas da antiga Roma foram responsáveis por mais acidentes do que as lutas dos gladiadores. Puxada por quatro cavalos quase-selvagens em linha, a "quadriga" era sem dúvida rápida, mas era muito insegura, e pouco confortável. Ela não tinha estabilidade, e não conseguia seguir um percurso em linha reta. Em outras palavras, mal conseguia se manter na estrada. Frequentemente, os veículos tombavam e seus condutores eram arremessados.



**Figura 3.6: Via Ápia.**

Os condutores destas charretes desta época só podiam conduzi-las em pé, pois todos os desníveis do solo, eram transferidos diretamente para o condutor, que utilizava as pernas para amortecer os impactos. Para viabilizar o transporte mais rápido de cargas, o censor Appius Claudius Caecus construiu em 312 A.C., a primeira auto-estrada da República Romana, a via Ápia. Ela levava do sul do Muro Sérvio em Roma até Capua, passando através do Forum Appii e Terracina, e mais tarde foi estendida até Brundisium. Esta era a principal rota para a Grécia e se estendia por mais de 560 km.

Nesta época, só existia um veículo que poderia ser considerado realmente confortável: a liteira romana. O corpo, luxuosamente acabado, apoiados suavemente num complexo sistema de alavancas conectadas servindo a um duplo propósito: potência e suspensão - isto significava, claro, os braços de um grupo de escravos. Era muito refinada, mas o processo permitia apenas velocidades reduzidas e a troca dos escravos tinha de ser muito freqüente.

Quando Júlio César visitou a Grã-Bretanha entre 55 a 54 A.C., ele se deparou com um novo tipo de charrete, este veículo será descrito na próxima seção "A Charrete de Wetwang". Supostamente estes foram os primeiros veículos a utilizar algum tipo de suspensão.

### **3.2 A charrete de Wetwang**

Em março de 2001, foi encontrado um túmulo da Idade do Ferro no vilarejo de Wetwang, em East Yorkshire - Inglaterra. Ele foi descoberto durante a construção de um conjunto de casas. O túmulo foi então escavado por um time de arqueólogos do "The Guildhouse Consultancy" e do "British Museum". As escavações mostraram que o túmulo era de uma mulher que morrera há mais de 2300 anos, e que foi enterrada junto a sua charrete.

As charretes começaram a ser usadas na Grã-Bretanha por volta de 400 A.C., possivelmente antes. A mais famosa condutora foi a rainha guerreira Boudicca, que liderou a revolta de Iceni contra os romanos em 60-61 D.C.. Ela viveu no primeiro século D.C, cerca de 400 anos após a mulher de Wetwang, e cem anos após Júlio César, que visitou as terras britânicas

em 55 A.C e 54 A.C., e escreveu sobre o seu encontro com as charretes britânicas durante a batalha.



**Figuras 3.7 e 3.8: Arqueólogos no local da tumba de Wetwang, e a ossada da mulher enterrada.**

Segundo Loades (2002), a charrete encontrada tinha um projeto similar às charretes do norte da Europa da Idade do Ferro. Elas tinham duas rodas raiadas, um eixo fixo e uma plataforma retangular baixa para os passageiros, que estava junto a uma trave. A trave estava fixada a um jugo de madeira, que apoiava-se sobre as costas dos cavalos próximo ao pescoço. A charrete teria sido puxada por dois pôneis, um em cada lado do jugo. As rédeas passavam por trás da cabeça dos pôneis indo até as mãos dos condutores por via de elos de metal (terrets), o qual eram montados no jugo. Evidências em Wetwang revelaram que esta charrete apresentava cinco "terrets", quatro dos quais teriam sido usados para as rédeas, a função do quinto "terret" ainda não é clara. As únicas representações gráficas deste tipo de charrete estavam nas poucas moedas romanas e nativas da Idade do Ferro e numa lápide Etrusca chamada "Padua stele", no norte da Itália.

### **3.2.1 As evidências na tumba**

A localização das peças metálicas sobreviventes: "terrets", pinos de trava, rodas de ferro, anéis, pedaços e juntas de tiras, podiam ser facilmente identificadas no local da escavação. Existia também uma mancha quase retangular que indicava o tamanho e forma do corpo de um veículo, e fornecia informações sobre os tipos de componentes e suas dimensões. Isto era consistente com a evidência de outros achados na mesma região.

Por causa da composição do solo, argila misturada com sílex e cal, o local onde a estrutura de madeira tinha se deteriorado ficara manchada. Um cuidadoso registro em três dimensões de todos os achados da tumba também forneciam outras informações importantes sobre o veículo. De todos as lacunas, os arqueólogos conseguiam detectar o comprimento e a forma do perfil do eixo, e uma curiosa forma talhada onde o jugo se juntava à trave no ângulo de elevação. O estudo das dimensões do eixo revelou que a altura dos cavalos era de apenas 1,1 metros. Isto é baixo pelos padrões modernos, no entanto, julgando pelas evidências dos cavalos escavados em várias partes, típico do estoque nativo da Idade do Ferro. A mancha, onde a madeira deteriorada descoloriu a terra, também revelava que o veículo tinha três lados fechados e a frente aberta.

### **3.2.2 Charrete, carroça ou carruagem**

Existem três denominações aos veículos puxados por cavalos: charrete, carroça e carruagem. O dicionário define charrete como um veículo de duas rodas, puxado por cavalos usado para guerra ou corridas, mas o termo tem sua próprias limitações. Optando-se por descrever o achado de Wetwang como uma charrete, deve-se assumir automaticamente que ela era usada na guerra. Não existem evidências para sustentar tal afirmação, pois nenhuma arma foi achada na tumba.

A palavra carroça, no entanto, implica em trabalho na fazenda ou transporte de bens, um veículo de menor refinamento, e não condizente com um funeral de alto estilo evidenciado pela tumba. As pistas para sua real função estavam nas partes de metal sobreviventes. Os elos foram

fundidos em bronze e adornados com coral, estas eram jóias suntuosas proclamando riqueza e "status", o que certamente representava que este veículo não era uma carroça.

A palavra carruagem sugere um transporte sereno, provavelmente com assentos, laterais altas e um teto. Foram encontradas evidências de um veículo de laterais baixas, e suas proporções também eram de uma máquina mais simples e econômica, do que é sugerido pela palavra "carruagem". Parece que somente o teste experimental poderia realmente definir a função do veículo.

### **3.2.3 A descrição das charretes**

César descreveu como as charretes britânicas eram utilizadas no campo de batalha em Guerra Gaulesas IV: "Elas começavam se espalhando por todo o campo e arremessavam suas lanças. Então os guerreiros pulavam de suas charretes e se empenhavam a pé. Neste meio tempo, os condutores se retiravam a uma curta distância, e posicionavam suas charretes de tal forma que seus mestres, se pressionados, tivessem um meio fácil de se retirar de sua próprias linhas."

Então elas eram usadas tanto como plataformas móveis de mísseis, e como uma forma de táxi para os guerreiros mais nobres no campo de batalha. Não é certo de que esta descrição de uma aplicação na batalha de campo no século 1 A.C., refletiria sua utilização no século 4 A.C., mas é possível que o fato que César testemunhou fosse a continuação de uma longa tradição marcial. Certamente os Gauleses estavam usando charretes contra os Romanos no século 3 A.C.. Relatos vivos da batalha de Sentino em 295 A.C.: "...grande era o ruído dos cavalos e rodas e os Romanos montados eram lançados ao pânico por esse barulho amedrontador". Além disso, Políbio sugere que existiam possivelmente 20 mil charretes e cavaleiros no lado Gaulês na batalha de Telamon em 225 A.C.

Existe também descrições literais em fontes romanas de um veículo de duas rodas sendo usado normalmente como transporte não-militar. Por exemplo, Diodorus Siculus diz que elas eram usadas para jornadas e para batalhas, enquanto no primeiro século D.C. Britain Tacitus (Agricola 12) nota que apenas algumas das tribos utilizavam charretes para guerra.

A palavra que César usou para descrever estes transportes é "essedum". A raiz da palavra implica num modo sedentário e isto é confirmado por algumas das ilustrações as quais mostram um condutor sentado, e um passageiro de pé. Em todo caso, se a charrete de Wetwang deve ser comparada com estes veículos militares, os requisitos para o condutor permanecer sentado levantam um importante problema de projeto.

Em veículos como este, a suspensão é muito importante, pois um passageiro sentado é dependente desta suspensão, caso contrário, o constante e violento balanço da charrete jogaria o condutor ao chão. Charretes em outras culturas são para se andar de pé, não para ficar sentado, pois deste modo os corredores podem absorver o balanço do percurso usando suas pernas como molas. Os egípcios, chineses, assírios, persas e indianos tinham usados suas charretes sobre campos de batalha planos.

As charretes européias foram achadas em terreno acidentado, densamente gramado, montanhoso, e esburacado. Talvez este terreno tosco é exatamente o que requeria um condutor sentado, pois precisava que o centro de gravidade fosse baixo, se ele quisesse ficar estável. Mais isto só seria possível com um sistema avançado de suspensão, algo que até agora, não era sustentado por evidências.



**Figura 3.9: Moeda romanas com a representação de uma charrete de guerra.**

A tumba encontrada em Wetwang, como em outros lugares, não apresentava pistas de nenhum tipo de suspensão, mas existia algo nas moedas romanas e em "Padua stele". Todos estes retratos mostravam que os veículos tinham dois arcos curvados em cada lado e uma configuração em Y no centro deles. Loades (2002) decidiu fazer uma reconstrução da charrete com estes lados

arqueados, e fazer os Y em tiras de couro cru. A plataforma em caixa poderia ser suspensa pelos quatro Y de tiras como uma rede.

### **3.2.4 Construindo a charrete**

Apesar do local da tumba em Wetwang fornecer uma referência das dimensões da charrete e, no caso do eixo, uma clara idéia de sua forma, não existiam evidências para o formato das outras partes. Para isto procurou-se outros achados. Os cubos de roda e os raios foram baseados nos achados da vila de Glastonbury Lake, e a roda de outro achado em Holme Pierrepont. O jugo foi baseado no achado do Lago Neuchatel na Suíça. Como toque final, a charrete foi pintada, usando-se ocre naturais das cavernas de Clearwell na floresta de Dean; as minas têm uma existência conhecida de 4000 anos.

Para fazer os testes corretamente os pôneis teriam de ser treinados a aceitar o sistema de arreo antigo. Antes do século 5 D.C., quando os chineses inventaram um colar rígido e um sistema trançado de arreo, ainda em uso hoje, os cavalos utilizavam um simples jugo como arreo. Filmes apresentando as charretes da antiguidade, freqüentemente mentem mostrando o sistema moderno de arreo.

O principal problema do sistema de jugo único é que não existiam os arreios, que são as tiras de couro que prendem o colar ao veículo, e são o meio pelo qual ele é puxado. Eles também previnem que os quadris dos cavalos se desloquem em relação ao veículo. Se isto acontecer, os cavalos trocam de posição sob o jugo, o qual fica desalojado. Isto causa desconforto aos cavalos, e a agitação resultante pode conduzir a charrete em um ângulo de 45 graus ao invés da linha reta. Esta instabilidade pode resultar que a charrete inteira seja jogada longe, o que também acontecia no Egito.



**Figura 3.10 e 3.11: Rédea passando pelo "terret" central, e detalhe do Y de couro suspendendo as pontas da plataforma.**

Para evitar este problema experimentou-se o uso de uma rédea suporte com o quinto "terret", esta é uma rédea que passa pela parte de trás da mandíbula dos cavalos através do "terret" central. Ajustando o comprimento dela nós podia-se afetar o suporte da cabeça dos cavalos, o que tem impacto direto se os quadris se deslocam ou não.



**Figura 3.12 e 3.13: A charrete de Wetwang reconstruída, e durante o teste de campo.**

Com o teste de campo, o sistema de suspensão provou ser estável, e era possível sentar ou permanecer de pé andando, trotando, a meio galope e galopando sobre terrenos acidentados e

toscas. Foi possível até mesmo arremessar lanças do veículo em movimento e atingir os alvos romanos de papelão. Igualmente importante, os pôneis corriam em linha reta, a rédea suporte estava fazendo seu trabalho. A charrete manobrava bem, com um bom raio de curva, e tinha uma estabilidade impressionante. Nesta base, tal veículo tinha todos os atributos para ser uma charrete. De fato, com esta suspensão e seu sistema de cinco "terrets", este era um veículo bastante sofisticado e consideravelmente mais avançado que as charretes da Antigüidade e da Roma Antiga, onde podia-se apenas ficar de pé.

Loades (2002) destaca que o sistema de suspensão baseado no modelo de arco e tira em Y do veículo de Wetwang, é apenas uma interpretação das evidências gráficas de moedas e que não existe nenhuma evidência atual na tumba para sustentar isto. Mas é certo que existia algum tipo de suspensão para os veículos terem algum valor prático. A interpretação de como o sistema de cinco "terrets" funcionava também é uma hipótese. Mas é uma conjectura que provou funcionar e de agora em diante pode ser utilizado como uma fonte de referência útil para futuras descobertas.

Na seção "Charrete Irlandesa" é apresentado outro modelo de charrete com um sistema de suspensão, semelhante aos primeiros veículos historicamente conhecidos por possuírem algum tipo de suspensão, porém não existem provas suficientes que confirmem esta teoria.

### **3.3 A Charrete Irlandesa**

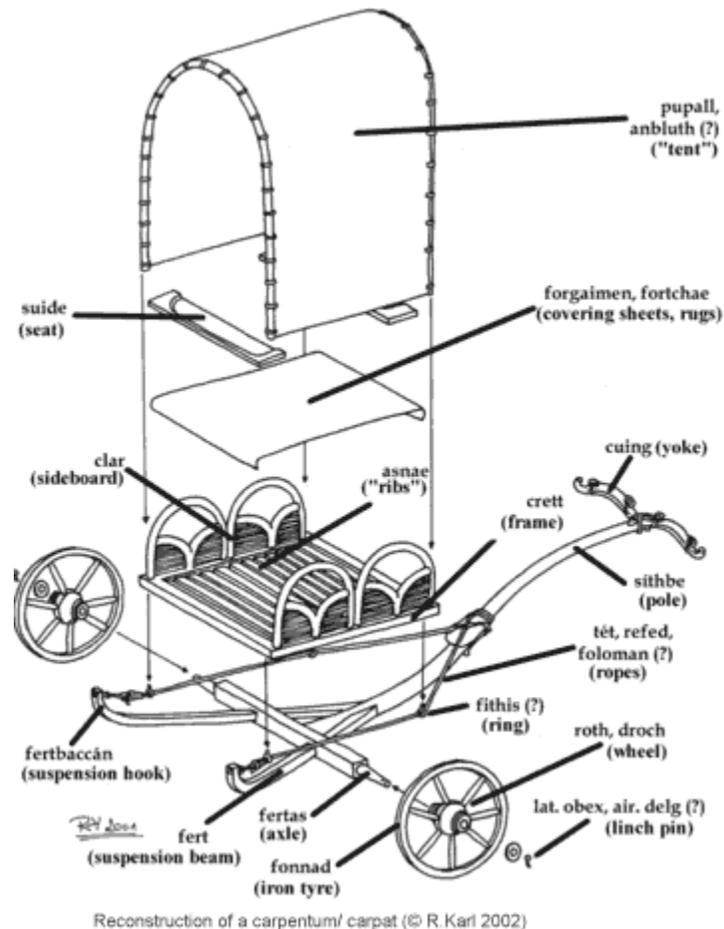
Os veículos de duas rodas conhecidos como "carpentum" na Antigüidade e "carpat" nos primeiros textos irlandeses nunca foram relacionados além da origem do nome. Karl (2002) cita que novas pesquisas, como a Charrete de Wetwang, indicam que não apenas a denominação era comum, mas eles são de fato o mesmo tipo de veículo, usado desde 500 A.C. no continente europeu até 800 D.C na Irlanda.

Até a metade do último século, não tinha-se pensado na existência de uma charrete celta da Idade do Ferro, como aquelas enterradas ao leste de Yorkshire (sete ao total, contando com a de Wetwang), e na Europa Continental.

A charretes ("carpat") foram usadas por 1300 anos, nas estradas da Idade do Ferro assim como no início da Idade Média na Irlanda. Os registros da Idade do Ferro permitem reconstruir

sua aparência externa, e os textos irlandeses permitem discernir a sua terminologia, e os feitos que poderiam ter sido realizados por seus bravos condutores.

Combinando informação vinda de todas as fontes disponíveis, o "Carpentum/Carpat" pode ser reconstruído consistindo de uma subestrutura, o qual tinha rodas e a superestrutura, que era montada numa suspensão se molas flexíveis.



**Figura 3.13: A charrete irlandesa pré-Medieval.**

A subestrutura consistia de: "cuing" - o jugo, o qual era usado para atrelar os cavalos à charrete, "sithbe" - a trave, uma sólida viga de madeira (do qual César diz que os condutores britânicos, faziam malabarismos indo através dele até o jugo), "tét", "refed" ou "foloman" - as cordas, "fíthis" - os anéis, "fertas" - o eixo, e "fert", normalmente usado em conjunto "dí feirt" - as vigas para montar a suspensão flexível para a plataforma da charrete. Cada "feirt" tinha, na sua

extremidade, uma "fertbaccán" - um gancho de suspensão, usado para fixá-la. Fixado ao eixo existia o "roth" ou "droch" - as rodas, que tinham um "fonnad", um aro de ferro, dando resistência adicional à roda de madeira. Cada roda era fixada por um pino trava, o qual pode ter sido chamado "delg" (literalmente espinho). Montado nisto, estava a superestrutura consistindo de "crett" - o chassi, que era construído de forma leve. Segurando junto a leve plataforma formada por "asnae" (literalmente "costelas"), e, uma à esquerda e outra à direita, "clar" - a lateral. Toda plataforma era coberta com "forgaimen" ou "fortchae" - pano de forração, para maior conforto. Acima da plataforma, não necessariamente, mas às vezes, "suide" - assentos e um "anbluth", uma tenda poderia se colocada na charrete, adicionando ainda mais conforto e, se necessário, proteção aos ocupantes.

Segundo Karl (2002) existiam algumas diferenças pequenas entre as charretes da Idade do Ferro Européia e da Irlanda pré-Medieval, as primeiras fazem mais uso de elementos metálicos, para propósitos funcionais e decorativos, enquanto quase não existem tais partes nos registros arqueológicos irlandeses. Mas em outros aspectos, elas seriam muito similares, e pode-se assumir que provavelmente eram pintadas em cores brilhantes

O "carpat" não era primariamente um veículo de guerra, no qual os heróis do passado teriam lutado em batalhas épicas, pois segundo as evidências encontradas, somente os mais afortunados podiam pagar por tal luxo. Por isso provavelmente as charretes eram uma forma de transporte bastante requintada, usadas por pessoas da alta sociedade em suas viagens, ou até conduzí-los a uma batalha - e parece claro que, para o embate, o guerreiro desceria de seu "carpat" para lutar a pé. Como tal "carpat" era construído da maneira mais leve possível, ele não só servia como transporte, mas também era usado como carro de corrida, com competições em festivais, sendo o "ónach", definitivamente uma das principais atrações.

### **3.4 História das suspensões automotivas**

A história oficial das suspensões veiculares começa próxima ao início do século VIII com uma primeira tentativa, hesitante, e ruidosa de uma suspensão com correntes de ferro numa carruagem real puxada por burros. Kenneth (2000) narra que um cesto de vime era preso às

quatro pontas da plataforma com rodas através das correntes. Os viajantes tinham de ser imunes a enjôos neste tipo de estrutura, pois ela balançava ininterruptamente, subindo e descendo, produzindo um ruído terrível. No entanto, este sistema primitivo seria o princípio básico de todas as suspensões por quase mil anos.

No século 15, o coche, originado nos reinos da Bavária e Hungria, tiveram seu uso popularizado. As correntes foram substituídas por quatro tiras de couro e mais tarde elas foram colocadas abaixo da carroceria das carruagens. Finalmente, no século 17, a mola de metal surgiu, mas as tiras agora eram fixadas às pontas das molas de lâmina em forma de C, as outras pontas eram fixadas ao chassi da carruagem. Por atrito entre as lâminas, estas molas reduziam os balanços, mas o resultado tinha de ser robusto, já que muitas carruagens pesavam mais de dez toneladas.



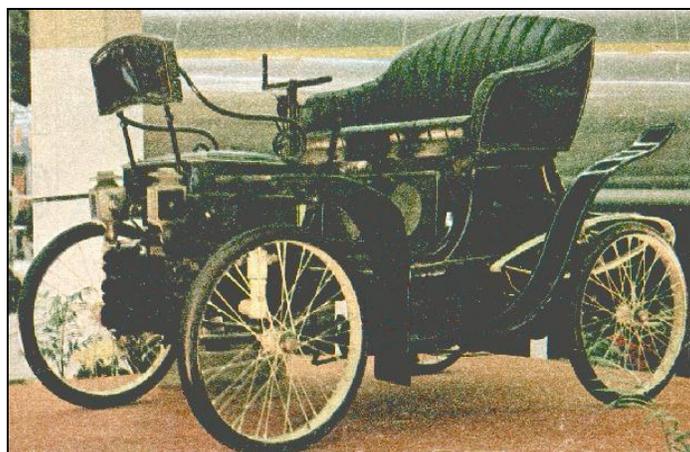
**Figura 3.14: Representação artística de uma carruagem do século XVIII.**

Um século depois, com o desenvolvimento de novas tecnologias, e o aperfeiçoamento das técnicas de forjamento, e têmpera em aços, foi possível desenvolver veículos mais leves e resistentes. Em 1804, Obadiah Elliot construiu o primeiro veículo de tração animal realmente leve, rápido e seguro: a carroça de oito molas, com duas molas de lâmina opostas em cada uma das quatro rodas. Isto eliminou os chassis pesados. Deste modo, as carrocerias podiam ser fixadas aos eixos por meio das molas.



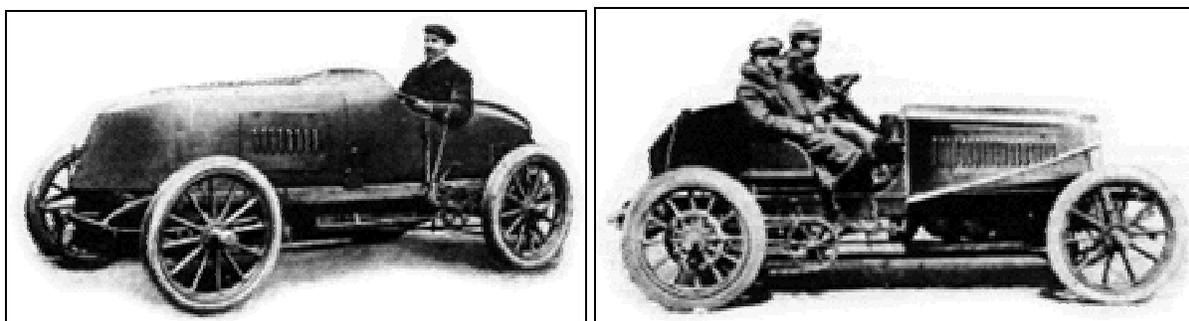
**Figura 3.15: Obéissante (Obediente) de Amedee Bollee.**

Desde 1873, a Obéissante de Amedee Bollee era suspensa nas quatro rodas independentes, molas duplas elípticas na frente e planas na traseira. Alguns anos mais tarde, mais precisamente em 1897, o Daimler duplo cilindro foi construído com uma suspensão de molas helicoidais e assim continuou.



**Figura 3.16: Decauville 1898.**

Em 1898, o Decauville foi o primeiro veículo a utilizar suspensão dianteira independente, na competição Paris-Madrid. O recorde de velocidade neste ano foi de 65 km/h, estabelecido no dia 18 de dezembro, por Gaston de Chasseloup-Laubat, no carro de Jeantaud Duc, movido a eletricidade. Suspensões dianteiras independentes foram adotadas em 1905 por Sizaire e Naudin, em carros de corrida leves, e mais tarde, em 1908, adotadas em seus carros de série. Em 1921, a Lancia também adotou suspensões dianteiras independentes em seu "Lambda", mas as suspensões dianteiras independentes só seriam popularizadas em 1931, no Peugeot 201c, e em 1932 por outros fabricantes. Em 1940, Earle MacPherson, projetista da Ford, inventou a suspensão independente que leva seu nome, largamente utilizada atualmente, implementada inicialmente em 1950, num pequeno Ford Inglês.



**Figuras 3.17 e 3.18: Os carros de Mors e Panhard-Levassor (1903).**

Entre 1902 e 1903, a maioria dos carros de competição começou a utilizar amortecedores hidráulicos em conjunto com as molas de lâminas. Em maio de 1903, apareceram alguns carros com amortecedores hidráulicos duplos, naquela época os maiores carros tinham cerca de 900 kg com motores de 80 a 90 CV. Esta solução foi quase que imediatamente adotada por todos os fabricantes de carros, que utilizaram variações deste sistema, combinando amortecedores hidráulicos com amortecedores de inércia e fricção. Os carros de competição já estavam atingindo entre 120 e 130 km/h.



**Figura 3.19 e 3.20: Delage 1905 e 1908 (Dieppe GP).**

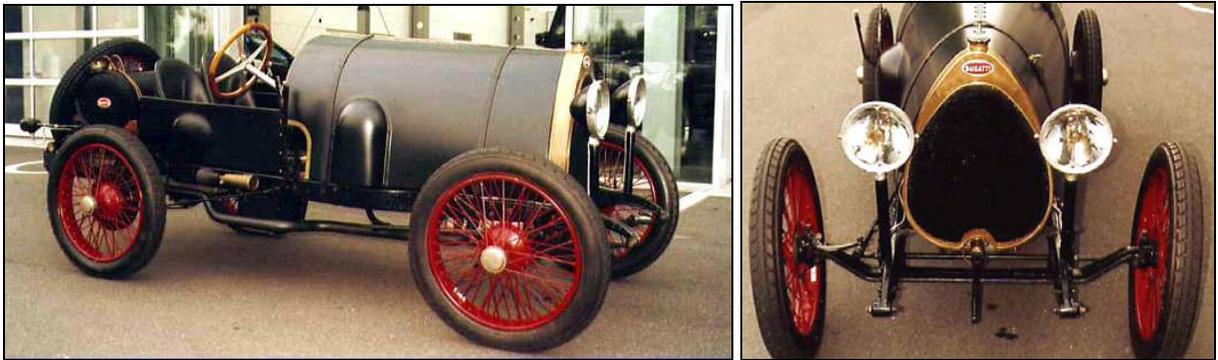
Em 1905, Delage adotou tensionadores e posicionadores no eixo traseiro de seu carro, o que foi adotado em seguida em carros de luxo (Delaunay-Belleville), e mais tarde nos esportivos da Bugatti. Este tipo de suspensão que teve uma de suas variações, a Hotchkiss totalmente flutuante, utilizada em larga escala, até o surgirem os carros de tração dianteira. Em 1905, os carros já estavam atingindo 170 km/h.



**Figuras 3.21 e 3.22: Rolls-Royce Silver Ghost, e seu amortecedor de fricção (1913).**

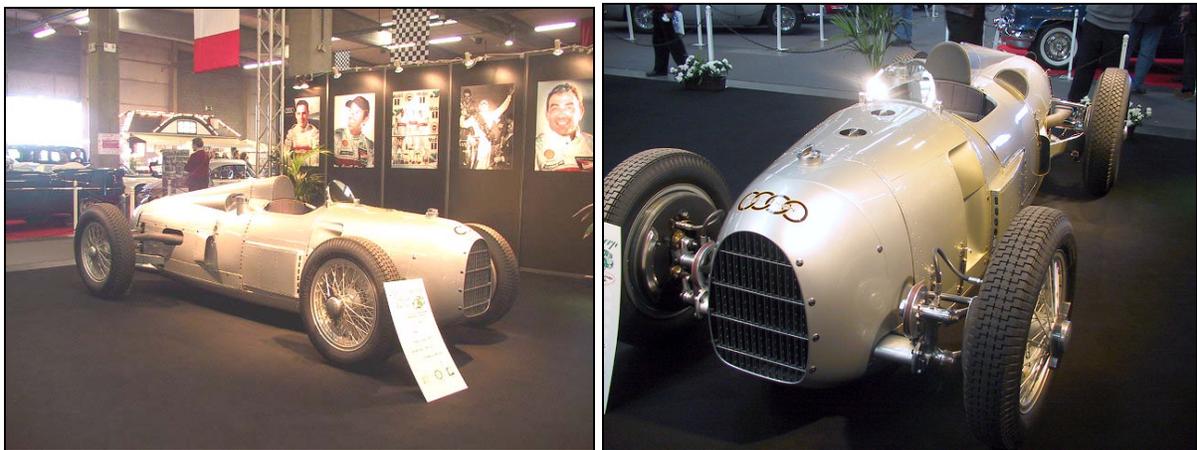
Entre 1908 e 1914, os carros de competição começaram a adotar amortecedores de fricção, que consistiam de uma alavanca conectando o eixo a um disco ou uma série de discos, que permanecia em contato com outro disco, e desta forma dissipava a energia. Nesta época o

recorde de velocidade era de 190 km/h. A partir de 1919, o amortecedor de fricção foi adotado em carros de série de luxo e esportivos, teve seu uso generalizado a partir de 1926, sendo utilizado até 1936, quando surgiram versões mais sofisticadas do amortecedor hidráulico, utilizados até hoje.



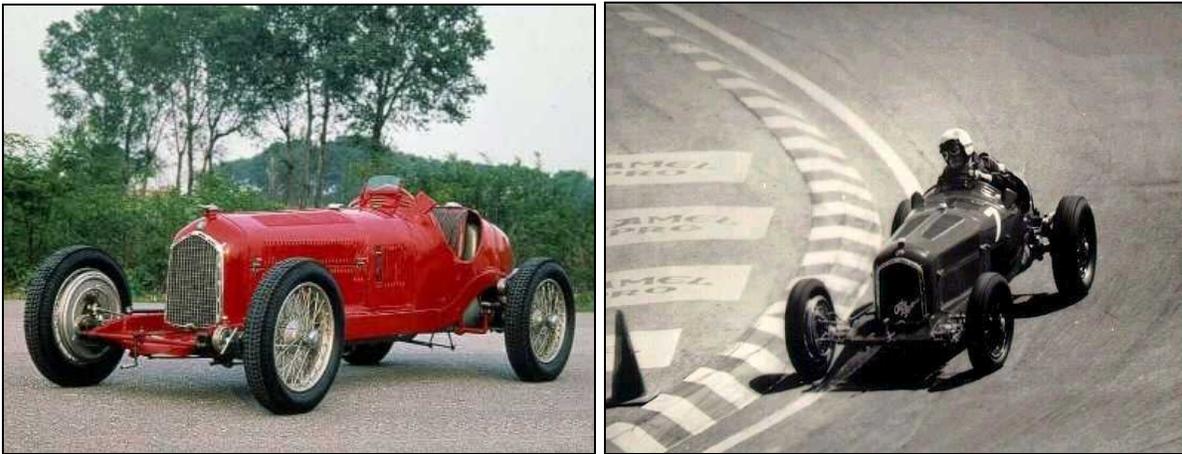
**Figuras 3.23 e 3.24: Bugatti Tipo 13 (1920).**

A partir de 1920, a Bugatti começou a adotar grandes ângulos de cáster e câmber nas suspensões dianteiras de seus carros de competição. Adotados a partir de então em carros esportivos, foi utilizado em carros de suspensão dianteira de eixo rígido.



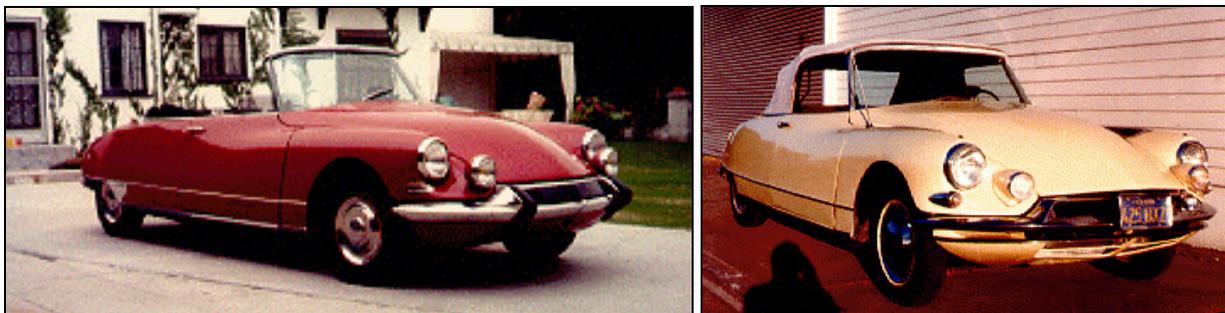
**Figuras 3.25 e 3.26: Auto Union Tipo A (1933).**

Em 1933, a Auto Union, lançou o modelo Gran Prix tipo A, que utilizava barras de torção. Esta solução foi adotada pela Mathis em 1933, e pela Citroën em seu modelo Traction Avant em 1934. A partir de 1945, teve uso popularizado através do VW Sedan, e do Citroën 2CV. Com o desenvolvimento de motores maiores e mais potentes, o recorde de velocidade já chegava a 430 km/h, o que obrigava o desenvolvimento de suspensões mais robustas e eficientes.



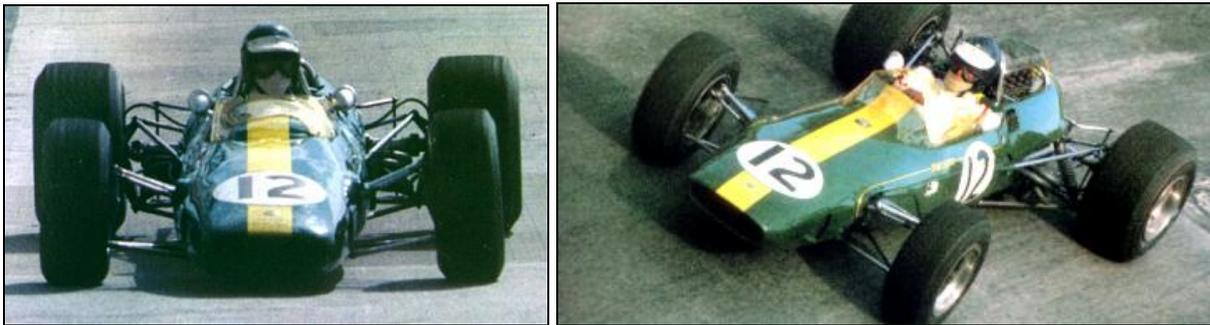
**Figuras 3.27 e 3.28: Alfa Romeo P3 (1934).**

Também em 1933 a Alfa Romeo usou um sistema fechado de molas helicoidais múltiplas no modelo P3 de oito cilindros. Esta solução foi adotada de forma simplificada em carros de série, em 1934 pela General Motor, em 1937 pela FIAT no modelo 508, e em 1938 pela Simca.



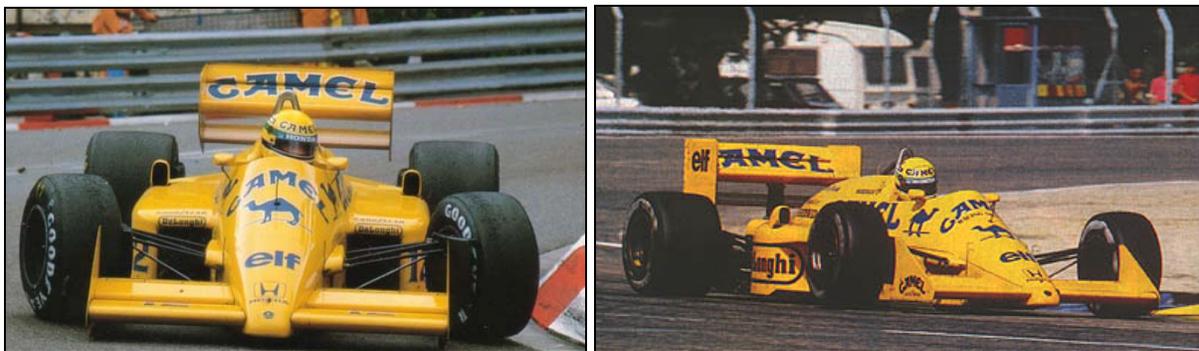
**Figura 3.29 e 3.30: Citroën DS 1961 e 1964.**

Em 1955, a Citroën lançou o modelo DS, com uma suspensão hidropneumática, que automaticamente ajustava sua altura, e podia se adaptar aos mais diferentes terrenos. No final dos anos 60, uma evolução desta suspensão com sistema anti-rolagem chegou a ser testada, mas nunca foi produzida. Segundo Wilson (2000), o sistema de suspensão do Citroën DS, apesar de revolucionário, tinha uma manutenção muito complexa, além de não ser confiável. O DS foi produzido até 1975.



**Figuras 3.31 e 3.32: Jim Clark e a Lotus 33 (1964).**

A partir dos anos 60, os modelos de competição começaram a utilizar sistemas de suspensão "multi-link", em que os braços de suspensão foram substituídos por pequenos tubos de ligação com juntas esféricas nas pontas, em conjunto com chassi monobloco. Este tipo de suspensão bastante sofisticado ainda é utilizado pelos carros da Fórmula 1, e pode ser encontrado atualmente no conjunto traseiro do Honda Civic e no Accord (Dohner-1997).



**Figuras 3.33 e 3.34: Ayrton Senna e o Lotus-Honda 99T (1987).**

Em 1972, a "Automotive Products" projetou um sistema de suspensão ativo altamente sensível, com rápida ação de auto-nivelamento e sistema anti-rolagem, e construiu um protótipo que foi instalado em um Rover experimental.

O sistema foi apresentado em Washington, nos Estados Unidos. Ele era constituído de uma bomba com pressão de 200 bar, e um sistema hidráulico que acionava os atuadores de cada roda, através de válvulas que por sua vez eram acionadas por um sistema de pêndulos, que detectava as acelerações do veículo.

Cerca de quinze anos depois, com o avanço da eletrônica, a Lotus adotou um sistema com o mesmo princípio, mas comandado agora por acelerômetros e um microcomputador, em seu Lotus 99T. Este sistema de suspensão ativo foi denominado "Active Ride". A Lotus já vinha estudando este sistema de suspensão desde 1981. A suspensão usada no Lotus 99T obteve sucesso em duas provas, Mônaco e Detroit, circuitos sinuosos e de baixa velocidade.

O sistema foi banido da Fórmula 1 em 1995, junto a todos os outros sistemas eletrônicos, até então implementados como o controle de tração e o câmbio automático.

Atualmente a suspensão ativa pode ser encontrada em alguns carros de passeio como o Citroën Xantia Activa. Em 1996, a Ford lançou um Cadillac com um sistema chamado CVRSS (*continuous variable road-sensing suspension*), ele é composto por uma série de sensores que acionam os amortecedores hidráulicos das quatro rodas, melhorando o conforto e o amortecimento. O sistema se ajusta em centésimos de segundo, o equivalente para o carro percorrer 30 cm estando a 100km/h.

A Land Rover desde 1999, oferece no Land Rover Discovery Series II o sistema ACE (*active cornering enhancement*). Este sistema é o primeiro a ser oferecido em veículos SUV (*sport utility vehicle*). Ele utiliza um sistema hidráulico que substitui as barras estabilizadoras da suspensão dianteira e traseira, aplicando um torque ao chassi utilizando uma configuração de dois pistões com alavanca. O sistema tem a capacidade de reagir a até 1.0 g de aceleração lateral em 250 milisegundos.

A Mercedes-Benz, desde 2000, oferece o seu modelo CL500 com um sistema de suspensão totalmente ativo (*ABC - Active Body Control*), que usa 13 sensores, que alimentam quatro atuadores servo-hidráulicos posicionados no topo de cada mola. O computador ABC

ajusta a suspensão a cada 10 milissegundos. Este sistema é resultado de mais de 20 anos de pesquisa.

Através da história pode-se perceber que se o processo intuitivo utilizado no desenvolvimento de suspensões, e baseado em tentativas e erros pôde atender as demandas de conforto, estabilidade e dirigibilidade até os dias atuais, mas dificilmente poderá responder pelas necessidades dos novos veículos, desenvolvidos em tempos recorde e com critérios de qualidade e desempenho sem precedentes.

No próximo capítulo é proposta um metodologia de análise para a adequação dos parâmetros de suspensão, de acordo com a visão do cliente, utilizando-se ferramentas de projeto que culminam em um processo de simulação gerido pela metodologia de Taguchi.

## Capítulo 4

### Modelo de desenvolvimento de projeto de suspensões

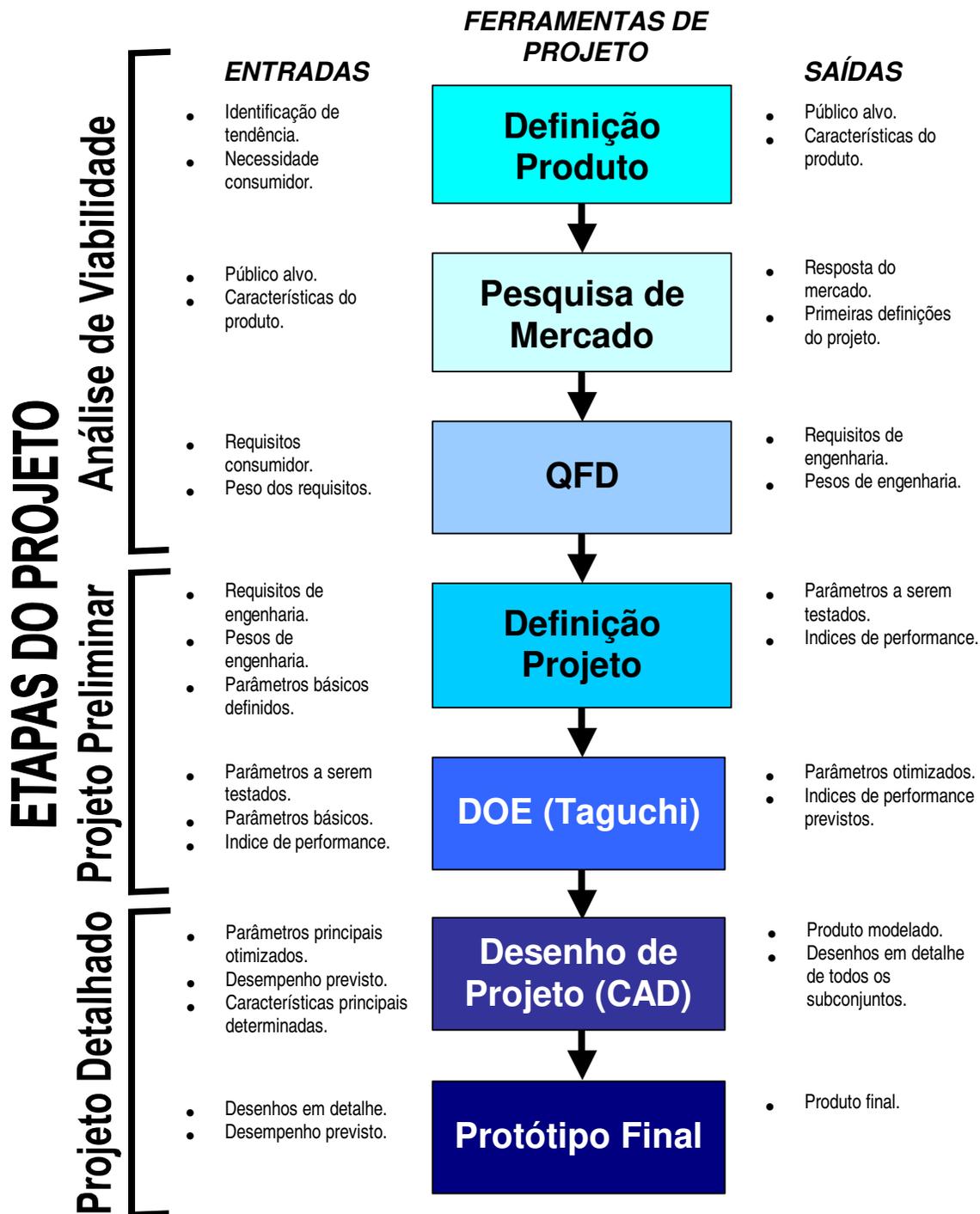
A metodologia apresentada neste capítulo é baseada em um núcleo comum do desenvolvimento de projetos, mas como será destacado foram consideradas as peculiaridades dos projetos de suspensões automotivas.

A primeira etapa de um projeto pode ser denominada análise de viabilidade, é nesta fase em que as características gerais do projeto são identificadas. As motivações para um projeto novo são as mais diversas como pesquisas de opinião, seguir uma tendência tecnológica, no caso de um produto novo, ou mesmo para acompanhar o comportamento da concorrência. Existem também casos em que este desenvolvimento é iniciado através de um pedido de um cliente em particular, como é o caso de grandes projetos, como pontes, prédios e estruturas em geral.

Resumindo um produto somente é "viável" se existe um consumidor potencial. Por isso o projeto deve ser iniciado com um estudo de viabilidade, que além de uma análise do mercado, envolve uma seleção de possíveis soluções (física e economicamente).

A seguir poderemos observar na figura 4.1, um mapa de desenvolvimento de projetos focado em suspensões veiculares, onde estão delineadas as fases do projeto, suas ferramentas e as entradas e saídas de cada ferramenta. A análise de viabilidade é a primeira fase do desenvolvimento de um projeto, e envolve a definição do produto a ser desenvolvido, a escolha do público alvo e algumas características do produto importantes ao consumidor.

A ferramenta seguinte é a pesquisa de mercado onde as necessidades do cliente são detectadas e é possível direcionar o desenvolvimento do projeto.



**Figura 4.1: Fases de desenvolvimento de um projeto de suspensão.**

O próximo passo em relação à pesquisa de mercado é a elaboração da Casa da Qualidade, que é uma ferramenta importante no desenvolvimento do projeto, pois trabalha na tradução dos

anseios do consumidor para os requisitos de engenharia. As três primeiras etapas podem ser consideradas como um desenvolvimento de QFD, que resulta na Casa da Qualidade.

Definindo-se os requisitos é possível gerar um modelo do veículo em questão, determinando-se as condições de uso, e algumas características básicas como peso, distância entre-eixos, bitola. É neste ponto que se inicia a fase do projeto preliminar, onde existe uma definição das alternativas apontadas durante a análise de viabilidade.

Na fase do projeto preliminar também são avaliados materiais, processos construtivos, arranjos dos componentes e suas formas geométricas, o que permite a caracterização dos parâmetros importantes do produto. Com essas informações pode-se montar um modelo computacional, onde é possível medir o desempenho do veículo nas condições levantadas durante a análise de viabilidade. Utilizando-se uma técnica de delineamento de experimento como o Método de Taguchi, pode-se descobrir a influência dos principais parâmetros em cada índice de performance que estão relacionados aos desejos do consumidor.

Com os parâmetros otimizados determina-se o desempenho ótimo do veículo, então pode se proceder com a fase seguinte do projeto, denominada projeto detalhado. É nesta fase que cada componente é detalhado, calculado e otimizado de modo a se alcançar um produto manufaturável. Esta fase engloba a construção de um protótipo, onde os resultados obtidos na simulações serão confrontados com o desempenho real.

É importante que a engenharia de manufatura acompanhe o processo detalhado do produto, pois existem muitas soluções construtivas que podem ser implementadas nesta fase, e que geram reduções de gastos futuros. Padronizações que produzem reduções significativas no inventário, e aumenta a flexibilidade da manufatura podem ser propostas, um exemplo disto é o caso da fábrica de transmissões da Toyota, onde apenas um tipo básico de transmissão pode ser facilmente montada de forma a atender quarenta diferentes de aplicações, combinando-se apenas alguns componentes básicos.

O projeto detalhado é uma fase importante, mas como o foco deste trabalho está voltado ao desenvolvimento de uma solução ótima a partir dos anseios do consumidor, o projeto detalhado será abordado superficialmente na seção 4.4. Na outras seções deste capítulo, as ferramentas

presentes em cada fase serão apresentadas e detalhadas, e no Capítulo 6 um exemplo de projeto realizado com base nesta metodologia será apresentado.

## **4.1 Pesquisa de Mercado**

Nesta seção serão apresentados inicialmente dois exemplos da importância da pesquisa de mercado no desenvolvimento de novos produtos. O primeiro caso descrito por Iacocca (1985), é o Ford Mustang, um carro médio produzido desde 1964 pela Ford americana. O segundo caso é a Super Cub, uma moto popular de baixa cilindrada vendida pela Honda desde 1959 nos Estados Unidos.

Em seguida, o processo de pesquisa é dividido por etapas, e suas fases serão discutidas, desde a definição do problema, até a apresentação dos resultados, abordando-se também os instrumentos de pesquisa, e os métodos mais comuns de contatos com o consumidor.

### **4.1.1 Exemplos de Aplicação - Ford Mustang**

O Ford Mustang é um bom exemplo de como a combinação da voz do consumidor com o bom senso de engenharia pode criar produtos de sucesso. Segundo Iacocca (1985), em 1960, depois do sucesso do Falcon, a Ford estava procurando lançar no mercado um novo compacto, o que iniciou o desenvolvimento de um carro com tecnologia alemã, denominado Cardinal. A idéia inicial deste projeto, era construir um carro pequeno, simples e barato. O protótipo construído na Alemanha, possuía um motor V4 de tração dianteira.

Após uma visita ao carro, Iacocca logo percebeu que seria um erro lançar este tipo de carro no mercado americano, pois o modelo possuía características que afetariam negativamente suas vendas no Estados Unidos, por estarem em desacordo com as tendências do mercado americano. Entre estas características estavam o tamanho reduzido do carro e a falta do porta-malas.

Iacocca conseguiu convencer a diretoria da Ford a abortar o projeto do Cardinal, e iniciar o desenvolvimento de um carro que atendesse as necessidades do mercado americano.

Durante estes eventos, o departamento de relações públicas da Ford vinha recebendo muitas cartas de pessoas solicitando que o Thunderbird, um carro esportivo para dois passageiros, fosse relançado. Esta era uma tendência recente, pois até a época que o Thunderbird deixou de ser produzido, suas vendas estavam em torno de 18 mil unidades ano, o que é considerado pouco para um carro desta categoria.



**Figura 4.2: Ford Falcon Sprint 1963**

As pesquisas de mercado estavam demonstrando que a imagem de juventude da década de 60, estava sendo confirmada demograficamente. Os milhões de adolescentes que haviam nascido logo após a Segunda Guerra Mundial, conhecidos como "baby-boom", estavam para entrar no mercado de consumo. Além disso não só o mercado consumidor estava se tornando mais jovem, mas as pesquisas indicavam que as pessoas estavam melhor instruídas.



**Figuras 4.3 e 4.4: Ford Mustang 1965**

O mercado estava abandonando modelos mais austeros como Falcon, passando para modelos esportivos mais luxuosos. Seria a primeira vez que a Ford, faria um carro sob medida

para o mercado, abandonando o conceito de fazer o carro, e depois identificar os seus possíveis consumidores.

O carro deveria ter três principais características: estilo, ótimo desempenho e preço baixo. Mais pesquisas foram feitas e mais algumas características foram identificadas, as famílias estavam comprando um segundo carro, que geralmente era menor e mais esportivo que o primeiro. As mulheres estavam comprando mais carros, e elas davam preferência a carros pequenos e manobráveis.

Após a síntese de todas as informações obtidas com as pesquisas de mercado concluiu-se que o carro deveria ser fácil de manobrar, com capacidade para transportar quatro passageiros, ter um bom porta-malas, e ao mesmo tempo ter um aspecto esportivo, e por último e fundamental, o carro não poderia custar mais de dois mil e quinhentos dólares.

Durante a fase final do desenvolvimento, mais pesquisas de mercado foram feitas, e uma série de testes foi realizada para acertar os últimos detalhes do carro. Iacocca (1985) conta que um dos últimos testes foi particularmente interessante, pois um grupo de pessoas foi convidado a conhecer o Mustang, e ambos se impressionaram com o carro, mas não comprariam pois achavam que possivelmente o preço seria elevado, ou que era muito pequeno, ou difícil de manejar, quando o preço real foi revelado todas as objeções foram retiradas, e uma lição estava muito clara, o preço baixo deveria ser enfatizado.

Em abril de 1964, após uma extensiva e intensiva campanha publicitária, o Mustang foi lançado. No primeiro ano de lançamento o Mustang vendeu mais de 418 mil carros, e nos primeiros dois anos gerou um lucro líquido na época de 1,1 bilhão de dólares, atualmente este valor representa uma cifra muito maior.

O Mustang abriu caminho para uma mudança no conceito de desenvolvimento de projeto de veículos automotivos, onde a pesquisa de mercado passou a ser uma ferramenta fundamental para o sucesso do projeto.

#### 4.1.2 Exemplos de Aplicação - Honda Super Cub

A Honda, fabricante japonesa de motos, apresenta outro exemplo bem sucedido do uso das pesquisa de mercado para o desenvolvimento de produtos. Segundo Soichiro Honda (1991), sua empresa entrou no mercado americano em 1959, com o Modelo "Super Cub" 100cc, em 1961 que vendeu cerca de 60 mil unidades, 84 mil em 1963, 268 mil em 1965.

Durante estes anos pouco foi mudado neste modelo, e devido ao alto volume de produção não houve nenhuma preocupação em modernizá-lo. Mas no verão de 1966, as vendas caíram vertiginosamente de 20 mil para 8 mil unidades, e em seguida para 2 mil unidades por mês.



**Figura 4.5: Honda Super Cub 1964**

A primeira hipótese levantada foi a redução do contingente de jovens consumidores devido à guerra do Vietnam, porém quando Takeo Fugisawa, um dos fundadores e diretores da Honda, foi enviado aos Estados Unidos para identificar a raiz do problema, percebeu que a causa era muito mais simples do que havia sido imaginado, após tantos anos com o mesmo modelo, o público havia se cansado. Existia um princípio básico que havia sido esquecido pela diretoria da Honda nos Estados Unidos, motos são produtos da moda tão efêmeros quanto a juventude que lhes dá preferência.

Com a oposição à guerra do Vietnam, os valores tradicionais estavam sendo corroídos, com o movimento hippie, e a nova moda de cores e sons, um novo mundo estava sendo criado. Com isso em mente Fugisawa, encomendou ao centro de pesquisas um novo modelo que agradasse ao novo mercado consumidor, e estabeleceu o final daquele ano como prazo.

Cumprida a meta, novas motos foram lançadas, com tanques em formatos psicodélicos, e cores da moda. As motos novas foram um sucesso tão grande que até modelos anteriores que haviam ficado parados no estoque foram vendidos, atingindo a marca de um milhão de motos em junho de 1968.

#### **4.1.3 O Processo de Pesquisa**

Como visto nos exemplos descritos a pesquisa de mercado foi fundamental para o sucesso dos projetos, pois identificou os anseios do consumidor em ambos os casos. A pesquisa de mercado, segundo Mitchell (2001), em um sentido mais amplo é um modo sistemático e objetivo de obter informações para ajudar a identificar e resolver problemas.

Antes de realizar uma pesquisa é preciso responder a quatro perguntas:

- Os resultados da pesquisa serão utilizados com ética e responsabilidade?
- Existe tempo suficiente para fazer um trabalho adequado?
- O propósito da pesquisa é obter uma informação imparcial?
- Os resultados valerão o custo?

Se a resposta de uma das perguntas anteriores for "não", então a pesquisa não deve ser realizada, por representar um desperdício de tempo e recursos.

Cada processo de pesquisa de mercado tem suas particularidades, dependendo do problema a ser pesquisado e da população alvo, porém segundo Marconi (1982) todos os processos têm os seguintes passos-chave:

- Definir o problema e estabelecer os objetivos da pesquisa;
- Desenvolver o plano de pesquisa;
- Coletar informações;
- Analisar informações;

- Apresentar os resultados.

Ao iniciar a pesquisa de mercado, na definição do problema, o primeiro passo é tentar um "brainstorming", listando todas as influências que podem estar na raiz do problema. Também ajuda fazer algumas perguntas como:

- Qual o fato que culminou à realização da pesquisa?
- Qual é o propósito da pesquisa?
- Que tipo de informação é preciso?
- Quais os tipos de questão que deveriam ser feitos?

Encontrar algum tipo de informação existente sobre o problema (também conhecido como pesquisa secundária), pode auxiliar no desenvolvimento da pesquisa. Por exemplo, se o problema já foi detectado há cinco anos, e uma pesquisa foi realizada, a informação pode estar desatualizada, mas uma revisão deste material pode acelerar o processo atual. Estatísticas e dados sobre produtos similares, realizados em outras localidades, também podem ser úteis.

Também na fase de definição é preciso decidir qual dos três tipos básicos de pesquisa deverá ser realizado: exploratória, descritiva e causal. A pesquisa exploratória procura apenas levantar dados para um melhor entendimento do problema, a pesquisa descritiva procura definir claramente o problema destacando suas principais características, e a pesquisa causal procura desvendar a fonte do problema.

#### **4.1.4 Formas de Pesquisa**

Existem diferentes formas de pesquisar um problema, entre elas, questionários, entrevistas pessoais ou por telefones, observações, grupos de discussões e experimentos, cada uma oferecendo vantagens e desvantagens.

A entrevista pessoal é a mais flexível, e permite ao pesquisador ter um melhor acompanhamento das respostas. É preciso ser cuidadoso ao selecionar os indivíduos a serem entrevistados, eles devem ser imparciais e pertencer ao grupo de interesse da pesquisa.

Entrevistas por telefone também permitem um acompanhamento do entrevistado. A principal desvantagem é que não é possível ao pesquisador perceber as reações físicas do indivíduo.

Questionários enviados por via postal podem ser úteis, mas as taxas de resposta podem ser baixas, e a reprodução e os custos postais elevados. Questionários anônimos provêm uma taxa de resposta mais alta e as respostas geralmente são mais confiáveis.

Grupos de discussão permitem uma maior troca de informações. Uma afirmação de um dos participantes pode incentivar comentários de outros. As desvantagens deste método incluem discussões que divergem do foco, e a intimidação de alguns participantes com as reações negativas de outros elementos às suas idéias.

O experimento permite uma interação maior entre o indivíduo observado e o problema, o que afere uma maior precisão aos resultados. O ponto negativo é que o experimento é um processo com um custo elevado, e a amostragem normalmente é pequena em relação ao universo pesquisado.

A observação não-participante é provavelmente o método mais imparcial, porém sempre restam dúvidas em relação aos motivos das reações dos indivíduos. Esta forma de pesquisa não permite obter um acompanhamento das respostas.

#### **4.1.4 Planejamento da Pesquisa**

Existem certos elementos chave que devem ser decididos enquanto se prepara um plano de pesquisa, são eles:

- Fontes de dados;
- Instrumentos de pesquisa;
- Plano de amostragem;
- Métodos de contato.

Dois elementos importantes nesta fase são a elaboração das questões e o grupo de entrevistados. Para se obter resposta confiáveis, as questões devem ser claras e imparciais, e para

isso, o melhor método é testar algumas vezes o questionário, antes de aplicá-lo, pois deste modo é possível antecipar e responder as dúvidas do entrevistado e do entrevistador.

Para definir o público alvo, é preciso responder às seguintes questões:

- Quem será entrevistado?
- Quantas pessoas serão entrevistadas?
- Como elas serão selecionadas?
- Como elas devem ser contatadas?

Estas questões definem qual o instrumento de pesquisa, a abrangência do problema, e o melhor método de contato, além de permitir uma melhor elaboração dos questionários, ou experimentos a serem realizados.

#### **4.1.5 Coleta de Informações**

Existem alguns problemas chave relacionados ao processo de coleta de informações, que afetam diretamente o resultado da pesquisa, e por isso devem ser eliminados, ou pelo menos minimizados, são eles:

- As pessoas a serem entrevistadas, não estão em casa, ou não puderam ser contatadas;
- As pessoas se recusam a cooperar;
- As pessoas dão respostas falsas;
- Os entrevistadores são tendenciosos.

As novas tecnologias estão permitindo que indiretamente as atividades do mercado consumidor sejam monitoradas, contornando algum dos problemas citados. No caso de cartões de crédito é possível obter informações detalhadas do consumidor e relacionar estas informações com seus hábitos de consumo. Outras tecnologias que permitem este tipo de controle são:

- **Scanners ópticos:** quando o consumidor pesquisa o preço de um produto, esta informação é registrada, criando uma lista dos produtos mais consultados e sua distribuição durante os períodos do ano.

- **Caixas registradoras eletrônicas:** contém todo o fluxo de saída dos produtos, além disso os produtos podem ser associados aos consumidores, quanto estes são clientes cadastrados.
- **Cartões inteligentes:** registram os hábitos de consumo de seus proprietários.
- **TV interativa:** listam os programas mais assistidos por horário, e os objetos de interesse de cada tipo de telespectador.
- **Internet:** existem várias formas de monitorar os hábitos das pessoas que navegam pela internet, as formas principais são registrar o número de visitantes de um "site", e armazenar os assuntos mais pesquisados nos "sites" de busca.

Estas novas tecnologias caracterizam o que Thomas (1997) denomina de marketing pós-modernista, onde as empresas criaram através da Internet e dos meios eletrônicos de comunicação, uma "realidade virtual" onde é possível testar e monitorar diversas formas de comunicação com o consumidor.

#### 4.1.6 Análise da Pesquisa

Ao final da coleta de informações, os resultados devem ser analisados e interpretados. O resultado deve ser um relatório apresentando todas as descobertas. Um bom relatório deve:

- Resumir o conteúdo do projeto de pesquisa;
- Reafirmar o objetivo do projeto;
- Explicar quais os dados coletados;
- Descrever o método usado para coletá-los;
- Indicar quais foram as descobertas realizadas no projeto;
- Explicar quais as ações que podem ser tomadas com base nestas descobertas;
- Indicar quais os objetivos não cumpridos, caso existirem.

Os resultados da pesquisa de mercado devem determinar qual das várias estratégias deve ser utilizada para atingir o objetivo especificado. Dependendo do caráter da pesquisa, existem basicamente dois tipos de informações fornecidos pelo relatório: informação relevante para tomar a decisão e informação que reduz as incertezas sobre as escolhas.

As pessoas, em certos casos, tem reações negativas em relação aos resultados de uma pesquisas, por uma série de razões não relacionadas com o projeto de pesquisa:

- A pessoas freqüentemente querem que a pesquisa valide uma decisão que já foi tomada, mas ainda não implementada.
- Elas querem que a pesquisa apresente-se como um subterfúgio, para não realizar um trabalho, ou culpar alguém pelo problema.
- Não podem articular o modelo.
- Não podem afirmar uma hipótese.
- Vêem a pesquisa como uma atividade secundária.
- As informações chegaram tardias para a decisão

Para evitar problemas deste tipo, existem ferramentas estatísticas e matemáticas que podem auxiliar na consolidação dos resultados da pesquisa, e ajudar no processo de decisão, como: descrições estatísticas, regressão, discriminação, fator, segmentação, funções de resposta do mercado (curvas de demanda) criadas pela análise de regressão, teoria de decisão, teoria dos jogos, teoria de Markov, programação linear, teoria de seqüenciamento e modelos de simulação.

A seção seguir apresenta o método QFD (*Quality Function Deployment*), este é um método de análise das informações geradas pelo processo de pesquisa, que é caracterizada como a voz do consumidor, onde é possível associar os anseios do consumidor aos requisitos de engenharia do produto.

## **4.2 QFD**

### **4.2.1 Introdução ao QFD**

As alterações sofridas no panorama atual devido a globalização de mercados, aos crescentes avanços da tecnologia e as exigências de consumidores cada vez mais conscientes, passam a exigir produtos com grande ênfase em qualidade. Desta forma custo, tempo de desenvolvimento e qualidade são consideradas as três maiores determinantes do sucesso de um novo produto.



QFD, segundo Akao (1997), é a tradução literal das palavras "*hinshitsu kino tenkai*", mas foi inicialmente traduzida, em 1978, como evolução da função qualidade. Durante o primeiro seminário sobre QFD nos Estados Unidos, o patrocinador do evento Sr. Masaaki Imai achou que o termo evolução tinha uma conotação errada de “mudança”, e a expressão "*hinshitsu tenkai*" foi traduzida como desdobramento da qualidade. E desde então surgiu o termo desdobramento da função qualidade (*Quality Function Deployment*).

Muitas vezes, o QFD é associado a Casa da Qualidade, esta é uma aproximação simplista, pois o QFD tem um aspecto mais amplo, e a Casa da Qualidade caracteriza-se como uma das ferramentas utilizadas para a sua realização. O termo Casa da Qualidade surgiu a partir do gráfico de qualidade com um topo triangular desenvolvido originalmente na "Toyota Auto Body", durante uma apresentação na JSQC, quando o gráfico foi pela primeira vez apresentado.

Buscando apresentar uma visão mais ampla, o QFD pode ser visto como um processo sistemático que transforma os desejos do consumidor/usuário na linguagem necessária, em todos os níveis de projeto, para a implementação de um produto. Além disto este proporciona a união necessária para ligar todas as fases e administrá-las. Em suma, este é um método excelente para assegurar que o consumidor obtenha produtos de grande valor intrínseco.

Sua concepção foi introduzida no Japão em 1966 por Yoji Akao, como uma resposta as alterações que o mercado apresentava. Após a segunda guerra, o controle estatístico de qualidade (SQC) foi introduzido no Japão e tornou-se a atividade principal da qualidade, inicialmente na área de manufatura. Mais tarde, foi integrado aos ensinamentos do Dr. Juran, que durante sua visita ao Japão em 1954, enfatizou a importância do controle de qualidade se tornar parte do gerenciamento do negócio. Kaoru Ishikawa também integrou o QFD à sua técnica, quando liderava o movimento do Controle de Qualidade Amplo, convencendo as altas gerências da importância de se obter a participação de cada funcionário.

Esta evolução foi ajudada pela publicação do livro Controle de Qualidade Total do Dr. Feigenbaum. Como resultado destes eventos, o SQC foi sendo transformado no TQC entre 1960 e 1965. Quando Akao apresentou pela primeira vez o conceito e o método do QFD, a indústria automobilística japonesa estava em rápido crescimento, desenvolvendo um número enorme de

novos produtos e mudanças de modelo. Nesta época, dois pontos se tornaram a semente do qual o QFD foi concebido:

- 1) As pessoas começaram a reconhecer a importância do projeto da qualidade, mas não existiam livros sobre o assunto naquela época.
- 2) As empresas já estavam utilizando gráficos de controle de qualidade, mas os gráficos eram produzidos na manufatura, após os produtos já estarem saindo da linha de montagem.

Akao então se perguntou: “se os requisitos do produto já estavam determinados, então deveriam existir pontos críticos de qualidade assegurada, que certificassem estes requisitos. Por que então não destacar estes pontos críticos nos gráficos de controle de qualidade como pontos de controle pré-determinados ou pontos de checagem por atividade de produção, antes da produção ser iniciada?”

Em 1966, Kiyotaka Oshiumi da Bridgestone Tire Corp. apresentou um gráfico com itens de garantia de processo. Esta tabela mostrou as ligações das características de qualidade substitutas (que foram convertidas em qualidades reais - necessidades do cliente) para os fatores de processo. Com isso Akao teve a idéia de criar o gráfico de controle de qualidade no processo antes do início de produção. A este gráfico de garantia de processo, somou-se um novo campo chamado "pontos de vista de projeto", e tentou-se usar esta nova ferramenta no desenvolvimento de um produto novo. A idéia foi levada a várias companhias, como experiência, mas não chamou muita atenção.

Em 1972, Akao juntou este conceito e suas experiências em uma publicação, onde este método era descrito pela primeira vez como “tenkai hinshitsu” (desdobramento de qualidade). Akao estabeleceu um método para desdobrar, antes do início da produção, os pontos do controle de qualidade importantes que assegurariam a qualidade do projeto ao longo do processo de produção. Porém, o método nesta época ainda estava focado na qualidade.

Esta falha foi resolvida quando o quadro da qualidade foi criado, e se tornou público através da Kobe Shipyards da Mitsubishi Heavy Industry. Shigeru Mizuno e Yasushi Furukawa deram a orientação à empresa no desenvolvimento deste quadro, que foi definido nos anos seguintes como a tabela que sistematizou as qualidades reais (necessidades de clientes) em

termos de funções, o que então mostrou o relacionamento entre estas funções e as características de qualidade, que na verdade eram as características de qualidade substitutas.

Todas estas idéias e desenvolvimentos foram sendo integrados e moldados no que é chamado atualmente de Desenvolvimento da Qualidade (QD). QD está definido como uma metodologia que converte as necessidades do cliente em características de qualidade substitutas (características de qualidade reais), e determinam a qualidade do projeto do produto final, e sistematicamente desdobram esta qualidade em qualidade de componente, qualidade das partes individuais e elementos de processo e seus inter-relacionamentos.

Havia outro fluxo que se uniu ao QFD proveniente da Engenharia de Valor. A engenharia de valor mostrou um modo para definir as funções de um produto. Foi Katsuyoshi Ishihara que ampliou este conceito para funções de processo do "negócio". O desdobramento de função de processos do negócio foi subseqüentemente unido ao que foi denominado de QFD estreitamente definido. Dr. Mizuno descreveu o QFD estreitamente definido como um "desdobramento passo-a-passo de uma função de trabalho ou operação que comportam qualidade, nos seus detalhes através da sistematização dos objetivos e meios".

Em contraste, o QFD amplamente definido refere-se à combinação do desenvolvimento de qualidade (QD) com o QFD estreitamente definido. O que atualmente é denominado QFD tomou forma através de fluxos múltiplos de informação e conceitos. Este processo inclui o fluxo inicial que mostrou como definir os pontos de controle de qualidade assegurada, os fluxos de desenvolvimento de qualidade e engenharia de valor, o QFD estreitamente definido, e o quadro de qualidade.

Em 1975, o *Computer Research Committe* (encabeçado por Akao, e que em 1978, passou a ser chamado de *QFD Research Group*) foi montado pela Sociedade Japonesa para Controle de Qualidade (JSQC). Este comitê dedicou os 13 anos seguintes a uma pesquisa contínua sobre a metodologia do QFD. Em 1987, foi publicada uma pesquisa sobre a utilização do QFD em 80 companhias japonesas. As companhias pesquisadas listaram os seguintes itens como o objetivo de usar o QFD: estabelecer a qualidade de projeto e a qualidade planejada, comparar produtos concorrentes, desenvolver produto novos que colocam a companhia à frente dos competidores, analisar e acumular informação de qualidade do mercado, comunicar informações da qualidade a

processos posteriores, desdobrar o objetivo do projeto para a manufatura, identificar dos pontos de controle, reduzir os problemas iniciais de qualidade, reduzir mudanças no projeto, reduzir o tempo de desenvolvimento, reduzir os custos de desenvolvimento, e ampliar a participação no mercado.

Como exemplo de vantagem competitiva proporcionada pelo uso do QFD, pode ser apresentado o sistema utilizado pela *Toyota Autobody* no Japão. O QFD teve sua implantação nesta indústria japonesa iniciado por um período de treinamento e preparação de quatro anos. Entre janeiro de 1977 e abril de 1984 a *Toyota Autobody* introduziu no mercado quatro modelos novos de veículos. Usando 1977 como ano inicial da introdução do método, a Toyota apresentou uma redução de 20% nos custos iniciais no lançamento de um novo veículo em 1979; uma redução de 38% em 1982; e uma redução acumulativa de 61% em abril de 1984. Durante este período, o ciclo de desenvolvimento do produto foi reduzido em um terço com um aumento correspondente na qualidade devido a uma redução no número de alterações de engenharia.

Como foi visto o QFD é um processo bastante amplo, e sua principal ferramenta, a Casa da Qualidade, pode se aplicada a diversas fases do produto, incluindo a fase de produção onde a técnica foi inicialmente desenvolvida. Para o entendimento do funcionamento do sistema, a seguir será detalhado um exemplo da Casa da Qualidade, aplicado ao desenvolvimento de um fogão portátil, utilizado em viagens e acampamentos.

#### **4.2.2 A Voz do Consumidor**

A voz do consumidor pode ser conceituada como:

- Necessidades do consumidor;
- Desejos do consumidor;
- Atributos do consumidor;
- Requisitos do consumidor.

As necessidades do consumidor podem ser obtidas em entrevistas qualitativas, onde as necessidades estão expressas em linguagem informal, que possam ser facilmente associadas com idéias e conceitos simples. Tipicamente cada necessidade pode ser representada por uma frase

curta, como: "A porta do carro é muito difícil de fechar". Quanto maior a proximidade com linguagem do consumidor maior a fidelidade da resposta.

A determinação da voz do consumidor deve seguir os seguintes passos:

- 1) **Planejamento:** A equipe deve planejar as interações com os consumidores, podendo planejar todas as atividades até a elaboração da Casa da Qualidade. Neste passo todas as dúvidas devem ser esclarecidas e entendidas por todos os membros da equipe. Algumas perguntas surgirão sobre pontos principais como: *Quem são os consumidores?*, *Quantas entrevistas serão necessárias?* *Que tipo de comunicação é mais adequada?*; entre outras relacionadas a setores específicos de mercado. Ao final da fase de planejamento os questionários terão sido formulados, bem como as diretrizes para a determinação da Voz do Consumidor.
- 2) **Interação com os consumidores:** Existem vários tipos de interações possíveis com os consumidores, sendo as mais utilizadas as entrevistas e observações no ambiente de uso.
- 3) **Desenvolver uma imagem do consumidor:** Após a interação com os consumidores a equipe irá avaliar todos os dados levantados, utilizando-se de diagramas de afinidade ou outras ferramentas que tornem possível a classificação dos principais grupos de necessidades. Após esta etapa, o grupo obtém uma visão mais detalhada e homogênea do consumidor.
- 4) **Tornar as necessidades claras:** Neste passo elimina-se as ambigüidades, juntando-se as necessidades que contém pequenas diferenças, separando as idéias compostas em conceitos simples, agregando-se tudo isso em conceitos mais robustos e adequado, revisando a imagem do consumidor.
- 5) **Selecionar vozes expressivas:** As necessidades do consumidor são priorizadas, logo a equipe pode concentrar-se nas poucas necessidades vitais que tornarão o produto um sucesso. Trabalhar com muitos itens torna o processo longo e inadequado, com grande possibilidade da perda do foco principal. A seleção deve resultar em algo entre 15 a 30 necessidades do consumidor.
- 6) **Estruturar as necessidades:** As necessidades obtidas no item anterior devem ser separadas em grupos de afinidade. Este tipo de separação trará uma melhor visão do relacionamento dos itens levantados anteriormente.

- 7) **Caracterizar as necessidades dos consumidores:** A caracterização das necessidades irá garantir uma concentração dos esforços nas áreas onde existe uma chance maior de retorno. Um dos métodos mais utilizados para tal é a atribuição de importância às necessidades. O consumidor é solicitado a avaliar a importância de cada uma de suas necessidades com índices como: Muito Importante, Importante ou Pouco Importante.

Após a realização destes 7 passos a Voz do Consumidor estará determinada.

#### 4.2.3 Requisitos de Projeto

Outros nomes para os Requisitos de Projeto são:

- Expectativas da empresa
- Requisitos do produto
- Características das expectativas do produto
- Características de engenharia
- Voz da Engenharia

Os Requisitos de Projeto refletem as características que os consumidores esperam encontrar no novo produto, sendo uma tradução das necessidades dos consumidores na linguagem da empresa. Para a obtenção dos Requisitos de Projeto os seguintes passos devem ser seguidos:

- 1) **Desenvolver as expectativas do produto:** O primeiro passo recomendado é deixar claro as expectativas dos projetistas com relação ao produto. É necessário esclarecer algumas questões como: Qual é a função do produto? Quais as características físicas atuais do produto? Que custos estarão envolvidos? Onde e como será vendido? Que tipo de assistência o consumidor terá?
- 2) **Determinação dos Requisitos de Projeto:** Cada item da Voz do Consumidor deve ser analisado e a equipe deve fornecer um item de Requisitos de Projeto que traduza na linguagem técnica aquela necessidade do consumidor. É permitido ainda incluir funções genéricas que não estejam associadas a um único item, mas que representem necessidades ou expectativas da equipe de projeto.

- 3) **Definir os testes para os Requisitos de Projeto:** Aqui é necessário elaborar os teste para cada item dos Requisitos de Projeto. Assim será possível a avaliação do comportamento de vários produtos com relação a este item, facilitando ainda a otimização futura.

V O L U M E	P E S O	T E M P O	N Í V E L O	V O L T A G E M	T E M P O	N U M E R O	D U R A Ç Ã O
		P/ R U Í D O	P/ R U Í D O	C O M B U S T I B U I D O	Q U E I M A R	R E F I L	R E F I L
A	B	C	D	E	F	G	H

**Figura 4.7: Requisitos de Projeto.**

#### 4.2.4 Relacionar Voz do Consumidor x Requisitos de Projeto

- **Determinar a matriz de relacionamento:** Seguindo cada linha deve-se verificar qual o tipo de relação existente entre o item da Voz do Consumidor e os vários itens dos Requisitos de Projeto.

- **Verificar a fidelidade das expectativas:**

As seguintes proposições são verificadas:

1. Cada linha deve conter pelo menos uma correlação forte, caso contrário é aconselhável rever os Requisitos de Projeto. Não é aconselhável deixar algum item da voz do consumidor sem resposta no projeto.
2. O mesmo procedimento deve ser tomado com colunas vazias.
3. Uma matriz muito preenchida significa erros de compreensão ou ambigüidades, demonstrando que os itens estão muito relacionados, portanto será difícil avaliar quais aspectos serão realmente mais relevantes para o projeto.

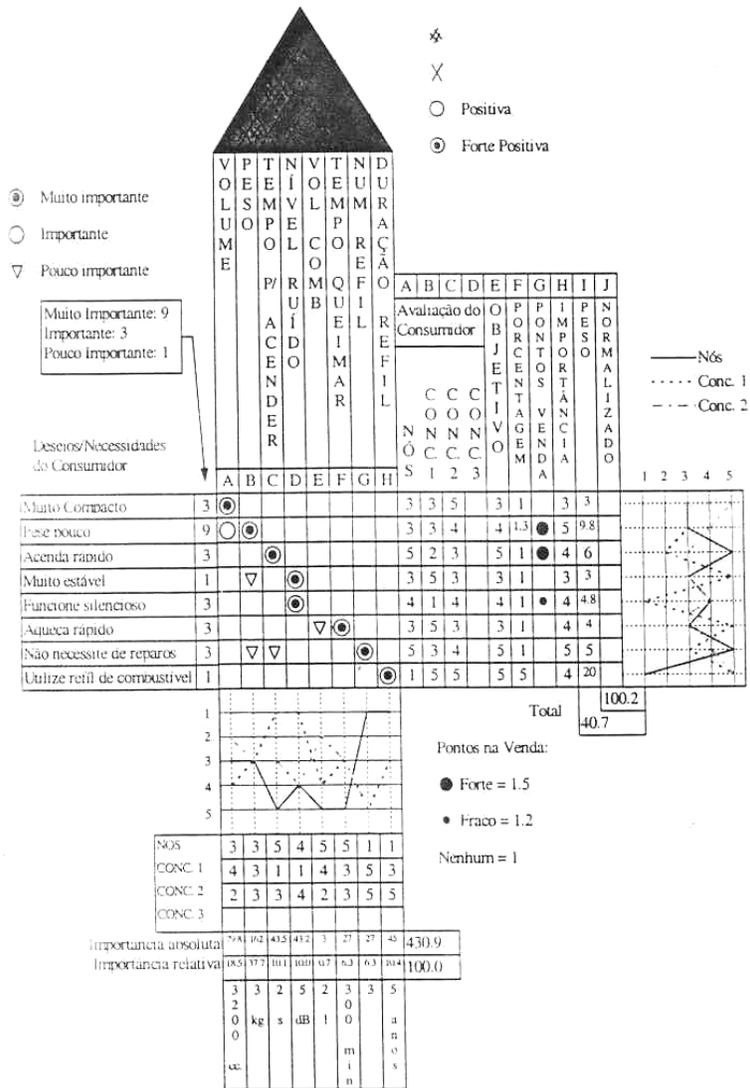












**Figura 4.13: A Casa da Qualidade preenchida.**

Com a primeira parte do trabalho pronta é necessário o planejamento dos passos futuros e das tarefas necessárias para alcançar o desenvolvimento do novo produto, com base nos dados recolhidos e processados. A Casa da Qualidade não será refeita para todos os projetos. Itens como a Voz do Consumidor e Requisitos de Projeto são estáveis para muitas indústrias, mudando apenas os níveis de importância pois a satisfação dos clientes normalmente apresenta uma forma dinâmica.

Após a construção da Casa da Qualidade é possível iniciar a definição do projeto, onde são utilizadas várias ferramentas específicas a cada tipo de produto. No caso de suspensões automotivas, as características principais do veículo podem ser determinadas, e um modelo matemático pode ser utilizado em conjunto com um método de otimização para refinar estas características.

Existem vários métodos de otimização, como o Simplex, Algoritmo Genético, SQP (*Sequential Quadratic Programming*), e método do passo descendente. Estes métodos precisam de um grande número de experimentos, no caso da simulação dinâmica de um veículo isto inviabiliza sua aplicação. O método de Taguchi foi encontrado como a solução para este problema, pois este é um método de delineamento de experimentos que pode ser utilizado para otimizar sistemas com um número reduzido de experimentos.

### **4.3 Método de Taguchi**

O método de Taguchi (Folkes-1998) consiste na realização de um certo número de experimentos, baseados em matrizes ortogonais, que minimizam os efeitos de um parâmetro sobre os outros. Os resultados são filtrados por uma ferramenta estatística chamada “signal-to-noise ratio” ou razão entre o sinal (resposta da função) e o ruído (variáveis parametrizadas), que mostra a influência de cada parâmetro no comportamento do sistema.

#### **4.3.1 Histórico**

Em 1949, com o término da Segunda Guerra Mundial, no Japão começou um grande esforço de reconstrução e contava para isso, com uma frente de trabalho significativa, materiais brutos de boa qualidade, equipamentos de manufatura de alta qualidade e engenheiros habilidosos. O desafio foi a produção de produtos com alta qualidade, e melhoria destas sobre as circunstâncias da época. A tarefa de desenvolver uma metodologia que contemplasse essas limitações foi proposta pelo Dr. Genichi Taguchi, então diretor de desenvolvimento de produtos

de telecomunicações do Laboratório Elétrico de Comunicações (ECL) da companhia Nippon Telephone and Telegraph (NTT).

Através de suas pesquisas entre os anos 50 e 60, Taguchi desenvolveu os fundamentos do Projeto Robusto e validou sua filosofia básica para aplicações no desenvolvimento de muitos produtos. Como resultado de suas contribuições, recebeu diversos títulos, entre eles quatro prêmios Deming.

Em 1980, Taguchi fez uma visita técnica aos Estados Unidos para auxiliar a indústria Americana de Telecomunicações para a aplicação de seus métodos como um gesto de gratidão pela ajuda recebida dos americanos, após a Segunda Guerra. A primeira associação foi com os laboratórios da AT&T Bell em New Jersey. Os métodos propostos por Taguchi foram então adotados na AT&T e, no início dos anos 80 outras empresas também adotaram seus métodos, como a Ford Motor e a Xerox.

Atualmente, Taguchi trabalha como Diretor Executivo da American Supplier Institute (ASI) e freqüentemente participa de seminários, consultorias em indústrias além de escrever e publicar livros e artigos relacionados com a Engenharia de Qualidade. A ASI expõe um simpósio anual sobre os Métodos de Taguchi, incluindo apresentações de estudos de casos em indústrias e tutoriais que caracterizam o estado da arte em Engenharia de Qualidade. Há uma certa tendência em relacionar Projeto Robusto como sendo um método estatístico, mas esta é uma concepção errônea, pois trata-se de um método de engenharia que utiliza métodos formais e adaptados para a área de projeto estatístico de experimentos. Taguchi apoiou parte de seus métodos de projetos experimentais sobre os trabalhos de Sir Ronald Fisher, que utilizou uma abordagem de matrizes aplicadas para auxiliar na disciplina, precisão e produtividade de avaliação e otimização de desempenho em engenharia agrícola.

Fisher iniciou seu trabalho no início dos anos 20 voltado à indústria de agricultura na Inglaterra. Durante vários anos ele foi responsável pela análise estatística dos dados da Estação de Experimentos Agrícolas de Rothmasted em Londres. Sir Fisher desenvolveu e foi o primeiro a utilizar a análise da variância (ANOVA) como método primário de análise estatística no projeto experimental. Em 1933, Fisher tornou-se professor da Universidade de Londres e, posteriormente na Universidade de Cambridge. Sir Fisher e o matemático Yates deram uma grande contribuição

para o desenvolvimento do Delineamento de Experimentos (DOE - Design of Experiments), Taguchi se propôs a estudar os métodos propostos pelos autores citados, dentro da abordagem da engenharia de produto e de qualidade.

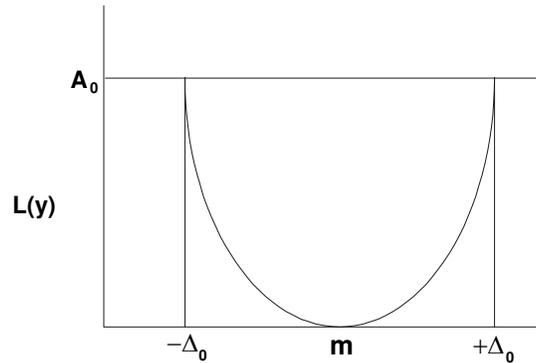
Muitas das aplicações iniciais dos métodos do projeto experimental, foram voltados para as ciências agrícolas e biológicas. Entretanto, a primeira aplicação industrial do projeto experimental teve início na década de 1930, inicialmente com a indústria têxtil e de lã na Inglaterra. Após a Segunda Guerra Mundial, os métodos de projeto experimental foram introduzidos na indústria química e processos industriais nos Estados Unidos e Europa Oriental. Essas industriais, com seus respectivos pesquisadores, estenderam os métodos para o desenvolvimento de processos e projetos, assim como os métodos de projeto experimentais são aplicados com sucesso na indústria eletrônica e de semi-condutores.

#### **4.3.2 Função perda de qualidade**

A função perda de qualidade quadrática (*QLF*) ou simplesmente função de perda quadrática (*quadratic loss function*), foi desenvolvida por Taguchi para prover uma melhor estimativa de perdas monetárias incorridas aos fabricantes e fornecedores quando o desempenho de um produto desvia-se de seu objetivo original. A função de perda quadrática, equação 4.1, aproxima-se da perda de qualidade em várias situações:

$$L(y) = k(y - m)^2 \tag{4.1}$$

Onde  $L(y)$  é a perda em dólares devido a um desvio na performance projetada como uma função de resposta medida,  $y$ , do produto;  $m$  é o valor ideal para resposta do produto; e  $k$  é uma constante econômica chamada coeficiente de perda de qualidade.



**Figura 4.14: Função perda de qualidade**

A figura 4.14 mostra a função perda de qualidade. Em  $y=m$ , a perda de qualidade é zero e a perda aumenta conforme  $y$  desvia-se de  $m$ . A curva de perda de qualidade representa tipicamente a perda de qualidade de uma média de um grupo de consumidores. A perda de qualidade para um consumidor específico pode variar dependendo da tolerância do fornecedor e o seu uso no ambiente. Porém, não é necessário derivar uma função perda de qualidade para todas as situações, isto seria muito difícil e sua aplicação não poderia ser generalizada.

A função perda de qualidade pode ser vista em diversos níveis:

1. Como a unificação do conceito de qualidade e custo, permitindo ver claramente a filosofia que dirige os objetivos de engenharia.
2. Como uma função que permite relatar economicamente e em termos de engenharia juntos num único modelo.
3. Como uma equação que permite detalhar a otimização de todos os custos, explicitamente e implicitamente, incorridos pela firma, seus fornecedores, e a sociedade através da produção e o uso de um produto.

Esta observação empírica para a forma da função da perda de qualidade pode ser derivada formalmente. O valor  $y$  denota a atual performance como medida ou percebida pelo fornecedor. O valor  $m$  representa o desempenho ideal o qual o fornecedor paga para receber. A função  $L(y)$  é dada pela expansão da série de Taylor sobre  $y=m$ :

$$L(y) = L(m) + [L'(m)/1!][y - m] + [L''(m)/2!][y - m]^2 + K \quad (4.2)$$

Quando o desempenho  $y$ , está ideal,  $m$ , a perda de qualidade deve ser zero. Assim, o primeiro termo é zero:  $L(m) = 0$ . Quando a primeira derivada é levada ao objetivo, o segundo termo na expansão é zero pois a função de perda é mínima em  $y = m$ :  $L'(m) = 0$ . Isto deixa o terceiro termo,  $[L''(m)/2!][y-m]^2$ , como o principal termo na expansão. Assumindo que esta expansão é aplicada a situações onde  $y$  é muito próxima de  $m$ , a definição da função para a perda no fornecedor como performance,  $y$ , desvia-se do objetivo,  $m$ , é dado pela equação 4.3:

$$L(y) \approx [L''(m)/2!][y - m]^2 \quad (4.3)$$

Os termos de alta ordem da expansão são desprezíveis na prática, porque a perda de qualidade é geralmente aplicada muito próxima do objetivo, onde os termos de alta ordem são relativamente pequenos. No termo  $[L''(m)/2!]=k$ , o coeficiente de perda de qualidade  $k$ , é uma constante econômica de proporcionalidade. Isto nos deixa com a função perda de qualidade representada na equação 4.1.

### 4.3.3 Coeficiente perda de qualidade

O coeficiente perda de qualidade,  $k$ , é determinado primeiramente achando-se os limites funcionais ou tolerâncias dos fornecedores para  $y$ , da resposta medida. Os limites funcionais,  $m \pm \Delta_0$ , são os pontos onde o produto pode falhar ou produzir uma resposta inaceitável em aproximadamente metade das aplicações dos fornecedores. Eles representam níveis de desempenho que são equivalentes à média das tolerâncias dos fornecedores.

Tolerâncias podem ser definidas como um limite o qual alguma ação economicamente mensurável toma lugar. Neste caso o produto essencialmente falha, então a soma das conseqüências economicamente mensuráveis da falha,  $A_0$ , vem ser o valor da função perda de qualidade em  $m \pm \Delta_0$ . Estas conseqüências incluem o reparo, substituição, perda de uso, rejeição, e todas as outras categorias discutidas anteriormente. Deixando o total de todas as perdas em  $m \pm \Delta_0$  igual a  $A_0$  em dólares:

$$L(y) = A_0 \text{ em } y = m \pm \Delta_0 \quad (4.4)$$

Substituindo os limites funcionais  $m$  e o total de perdas  $A_0$  na equação, o coeficiente perda de qualidade pode ser escrito como:

$$k = \frac{A_0}{\Delta_0^2} \quad (4.5)$$

Lembrando-se que  $A_0$  é o custo para reparar ou repor o produto, incluindo perdas incorridas pelo fabricante e fornecedor, como uma consequência de um desempenho fora dos objetivos toleráveis.. Algumas situações típicas deste tipo em reparar ou substituir são as seguintes:

- Perda devido à falta de acesso ao produto durante o reparo;
- Os custos de peças de reposição e trabalho despendido no reparo;
- Os custos de transporte do produto ao centro de reparos.

Desconsiderando quem paga pelas perdas – o fornecedor, o fabricante ou um terceiro – todas as perdas devem ser incluídas em  $A_0$ . Substituindo a equação 4.5 na equação 4.1 define-se a função perda de qualidade como:

$$L(y) = \frac{A_0}{\Delta_0^2} (y - m)^2 \quad (4.6)$$

#### 4.3.4 A relação sinal-ruído

A medida de sinal-ruído (S/N) foi concebida para otimizar a robustez de um produto ou processo, e é um desenvolvimento da função perda de qualidade. Aqui está uma lista das propriedades ideais de uma medida de sinal-ruído:

1. A relação sinal-ruído deve refletir a variabilidade na resposta de um sistema causado por fatores de ruído.
2. A relação sinal-ruído é independente do ajuste da média, em outras palavras, a métrica seria utilizável para prever a qualidade mesmo se o objetivo mudar.
3. A relação sinal-ruído mede a qualidade relativa, por isso é usado para propósitos comparativos.
4. A relação sinal-ruído não induz a complicações desnecessárias, tal como interações entre fatores de controle, quando a influência de vários fatores de um produto são analisados.

Uma boa relação sinal-ruído tem todas estas propriedades. Para obtê-las, devem-se utilizar a análise e o julgamento de engenharia (bom senso), para selecionar o sinal-ruído apropriado.

Um desvio padrão ajustado da média da função perda de qualidade atualmente conta com uma sensibilidade ao ruído. Este é o principal conceito por trás da relação sinal-ruído (*signal-to-noise ratio*). A relação sinal-ruído é projetada para separar os efeitos dos ruídos na resposta através do valor médio de resposta, e pode ser definida como:

$$S / N = -10 \log(MSD_{IA}) \quad (4.7)$$

Onde  $MSD_{IA}$  é o desvio padrão expresso de modo que seja independente do ajuste (IA). O  $-10 \log$  (logaritmo de base 10) põe a relação sinal-ruído em unidades decibéis (dB) e é arranjado de forma que o valor de  $MSD$  seja menor, e a relação sinal-ruído seja maior.

Para minimizar uma função utiliza-se a equação 4.8:

$$MSD_{IA} = \left[ \frac{S^2}{y^2} \right] \quad (4.8)$$

Como a média quadrática aumenta e a variância (o ruído) diminui, a performance contra os efeitos do ruído são maximizados enquanto simultaneamente a perda é minimizada. Esta é a vantagem de uma única medida de engenharia. Esta medida tem duas propriedades, ela reflete a variabilidade essencial do sistema de modo que seja independente da média. O processo pelo qual isto é visível ao engenheiro emprega uma análise da média (ANOM) de valores de sinal-ruído (S/N) para cada nível de cada fator individual de controle, ao longo com a análise da média valores dos performance em unidades padrão de engenharia.

A medida é melhorada aplicando-se a equação 4.7 para obter a relação sinal-ruído onde o valor desejado é o melhor (*nominal is the best*), equação 4.9. Nesta equação o sinal negativo foi levado para dentro do argumento do logaritmo para inverter o  $MSD_{IA}$ . Isto mostra claramente que a relação sinal-ruído é a razão de um resultado desejado,  $y$ , dividido por um resultado indesejado  $S^2$ .

$$S / N = 10 \log \left( \frac{\bar{y}^2}{s^2} \right) \quad (4.9)$$

Porém fica a questão: Por que usar o logaritmo para melhorar a relação sinal-ruído? Por que não usar apenas a equação 4.8?. Isto é feito por várias razões, se lembrarmos das quatro propriedades desejadas para a relação sinal-ruído, pode ser observado que o logaritmo tem muitas propriedades que ajudam a melhorar as propriedades de medida. Com esta transformação, operações multiplicativas na razão  $y/S$  são transformadas em operações aditivas, fazendo assim o S/N proporcional à qualidade relativa. Além disso, a função logarítmica faz a medida mais aditiva no senso estatístico.

Uma resposta aditiva é uma resposta na qual a influência de cada fator de controle é relativamente independente dos efeitos de outros fatores de controle. Isto significa que os efeitos dos fatores de controle numa medida, simplesmente são adicionados, sem a complicação de

termos cruzados. Em outras palavras, podemos dizer que o logaritmo ajuda a aumentar a independência numérica dos fatores de controle medidos em relação aos outros. Produtos que são intencionalmente projetados para terem efeitos aditivos entre seus fatores de controle são facilmente otimizados, e assim aumentam a eficiência no processo de desenvolvimento de um produto. Um projeto deste tipo tem seus parâmetros, componentes, subsistemas e módulos trabalhando independentemente e harmoniosamente para atingir os objetivos de projeto.

Produtos que têm muitas imposições colocados nos parâmetros de projeto por causa de seus relacionamentos (interações) com outros fatores de controle são altamente restringidos e difíceis de se otimizar. Projeto e análise para diminuir a interação entre os fatores usando a função logarítmica como parte da relação sinal-ruído, ajuda a tornar claro os principais efeitos dos fatores de controle, e então o projeto pode ser otimizado eficientemente. O efeito das interações entre os fatores de controle é visto como restrição ou ruído. A função logarítmica é o meio matemático de fazer a resposta menos sensível ao ruído, suprimindo o efeito numérico da interação entre os fatores de controle.

#### **4.3.5 Matriz Ortogonal**

A matriz ortogonal é usada para a realização de experimentos, e no método de Taguchi é requerida unicamente uma parte de uma matriz fatorial completa. O tratamento das informações é escolhido de forma a prover informação suficiente para determinar os efeitos dos fatores. A matriz ortogonal impõe a ordem em que os experimentos devem ser realizados. Ortogonal refere-se ao balanço de várias combinações de fatores, sendo que um fator sempre tem o mesmo peso nos experimentos do que os outros fatores. Ortogonal também se refere ao fato de que o efeito de cada fator pode ser acessado independentemente dos efeitos de outros fatores.

A principal propriedade matemática deste tipo de matriz, é que se uma matriz ortogonal for multiplicada pela sua transposta, o resultado é uma matriz identidade.

### 4.3.6 Aplicação do Método

Primeiramente escolhe-se o número de parâmetros a ser otimizado, e quantos valores diferentes cada parâmetro terá. Escolhe-se então uma matriz ortogonal que satisfaça estas condições, a matriz pode ser calculada ou, pode-se escolher uma matriz já existente. Na tabela 4.1 pode se ver um exemplo de matriz L9 de Taguchi, que representa parte de uma matriz ortogonal.

A matriz determina qual a combinação de valores dos parâmetro será usada em cada experimento. O resultado de cada experimento é associado ao valor usado naquele experimento, e entra para o cálculo da relação sinal-ruído (S/N). Para cada situação existe uma relação sinal-ruído diferente, abaixo estão representados os três tipos existentes:

a) Menor melhor:

$$S/N = -10 \log \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2 \right] \quad (4.10)$$

b) Maior melhor:

$$S/N = -10 \log \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2} \right] \quad (4.11)$$

c) Nominal é o melhor

$$S/N = -10 \log \left( \frac{\bar{y}^2}{S^2} \right) \quad (4.12)$$

Onde:  $y$  é o valor da função

$n$  é o número de experimentos

$\bar{y}$  é o valor médio da função

$S$  é a variância

**Tabela 4.1: Matriz Ortogonal L9**

<i>Exper.\Parâm.</i>	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>
<b>1</b>	1	1	1	1
<b>2</b>	1	2	2	2
<b>3</b>	1	3	3	3
<b>4</b>	2	1	2	3
<b>5</b>	2	2	3	1
<b>6</b>	2	3	1	2
<b>7</b>	3	1	3	2
<b>8</b>	3	2	1	3
<b>9</b>	3	3	2	1

Com a definição dos parâmetros a serem otimizados, e em quantos níveis cada parâmetro será avaliado é possível escolher uma matriz ortogonal que atenda às exigências do experimento, e escolher a relação sinal-ruído apropriada, no caso da otimização de um veículo, se a função avaliada for velocidade máxima, a relação sinal-ruído de maximização da função (*maior é melhor*) deve ser utilizada, enquanto que se o tópico abordado for consumo de combustível, aplica-se a relação sinal-ruído de minimização (*menor é melhor*).

Após os experimentos, e conseqüente otimização do produto, inicia-se o projeto detalhado, onde como já foi citado, todos os sistemas são detalhados, cada peça é desenhada e estudada, e um protótipo pode ser construído para verificar o desempenho do produto em condições reais.

#### **4.4 Protótipo**

Na parte experimental são elaborados protótipos funcionais, para testar as características inovadoras e de desempenho, e protótipos em escala (ou maquetes) para verificar problemas de montagem e acesso ou de aceitação (valores estéticos).

O protótipo é um modelo geométrico que representa a forma do produto a ser desenvolvido, que possibilita a interação da equipe de projeto com o produto nas demais etapas de projeto, verificando as restrições existentes e os requisitos de desempenho esperados.

O modelo geométrico criado pelo projetista se materializa por meio de modelos físicos e/ou computacionais (modelos de sólidos), e desempenha diversos papéis importantes no processo de projeto, entre os quais podemos destacar:

- Verificar a interação entre os sub-sistemas;
- Verificar a adequação de todos os componentes às normas da legislação;
- Comparar o desempenho do protótipo com o modelo matemático, possibilitando a realização de ajustes no modelo.
- Levantar eventuais problemas de manufatura do produto.

O protótipo é forma mais efetiva de transmitir aos envolvidos na elaboração do projeto, e possíveis consumidores, qualidades estéticas e característica de funcionamento do produto final. É por isso uma etapa importante do processo, e obrigatória na grande maioria dos projetos.

Neste capítulo foi apresentada a proposta de metodologia para a otimização dos parâmetros de um produto, onde as necessidades dos clientes foram traduzidas como requisitos de engenharia, através da método de Taguchi. O programa de simulação dinâmica, que é outra ferramenta de projeto importante da metodologia, utilizado como ambiente virtual nos processos experimentais durante o processo de otimização, será exposto no próximo capítulo.

## Capítulo 5

### Algoritmo de simulação dinâmica

#### 5.1 Introdução

Até a metade do século XX, a análise dinâmica de sistemas de corpos interligados em translação e rotação, também conhecida como dinâmica multi-corpos, foi pouco explorada, apesar da base matemática para a resolução deste tipo de problema já se encontrar disponível.

Até o fim do século XVIII, as leis básicas de translação e rotação já eram conhecidas e alguns problemas envolvendo corpos rígidos simples já tinham sido solucionados. Um formalismo unificado, tal como o de Lagrange, estava disponível para modelar sistemas de corpos. Até o fim do século XIX, uma abordagem unificada para sistemas de corpos se encontrava razoavelmente completa, em termos Eulerianos puros, sendo deduzida por Resal na França, cujo os resultados foram publicados no período de 1873 a 1889, esta sua formulação nunca foi largamente divulgada.

Até o meio do século XX, técnicas especiais para a manipulação de vibrações lineares tinha sido desenvolvidas, e já eram de uso geral, porém a grande dificuldade do cálculo numérico da álgebra linear presente neste tipo de problema, limitaria sua aplicação prática a sistemas de pequena escala. Nesta época existia um considerável interesse em sistemas não lineares, mas as dificuldades matemáticas da mecânica não-linear concentrou a maior parte das pesquisas em

aproximações literais ou métodos numéricos e confinou as soluções a sistemas com um grau de liberdade. A aplicação a problemas de práticos de engenharia até então não era freqüente.

Na década de 1960, esta situação começou a mudar. O primeiro e mais importante ponto foi o surgimento do computador digital eletrônico, que finalmente quebrou a barreira da execução dos milhares de cálculos por segundo. Outro fator importante foi a necessidade prática da análise dinâmica de sistemas multi-corpos em duas áreas de aplicação: o projeto de naves espaciais e mecanismos de alta velocidade. Estas duas áreas levaram ao desenvolvimento de duas escolas de sistemas dinâmicos multi-corpos.

Mecanismos são freqüentemente compostos por elementos em circuitos fechados movendo-se num plano ou em planos paralelos, por isso a abordagem destes sistemas, a maioria baseado em equações dinâmicas lagrangianas, focava uma formulação bidimensional. A análise dinâmica de naves espaciais tem normalmente a estrutura topológica representada por uma árvore (ex.: pêndulo duplo), a investigação destes sistemas é consideravelmente mais simples que circuitos mecânicos fechados (ex.: mecanismo de quatro barras), pois não é preciso uma análise das condições de consistência cinemática dos corpos que formam os circuitos. No entanto, existe uma dificuldade típica relacionada a naves espaciais: elas se movem no espaço tridimensional. Conseqüentemente, movimentos espaciais de sistemas com configuração em árvore foram investigados na primeiras publicações sobre dinâmica de naves espaciais. A maioria das formulações desta área eram baseadas nas equações dinâmicas de Newton-Euler.

Durante a década de 1970, os desenvolvimentos foram generalizados aumentando a classe de sistemas calculados por programas computacionais. A habilidade de calcular circuitos fechados e movimentos tridimensionais foi incorporada. Na década de 1980, começou a surgir uma comunicação entre as duas escolas de simulação dinâmica computacional. A maioria das dificuldades computacionais tinha sido superada, e Roberson (1988) cita que vários sistemas complexos começaram a ser modelados como a interação trilho-roda em trens, controle de veículos levitados, leis de controle para robôs e o tratamento de pequenas folgas em juntas de mecanismos de alta velocidade.

Desde a década de 1990, com a popularização de programas de simulação dinâmica, a integração da análise dinâmica multi-corpos com outras técnicas de análise matemáticas, como o

método de elementos finitos, vem crescendo, permitindo uma melhor análise do comportamento de aviões e carros em situações extremas como a falhas de um trem de pouso, e um impacto frontal ("crash-test").

## 5.2 Objetivo

A construção de um programa de simulação dinâmica de sistemas multi-corpos é um processo demorado e bastante complexo, por isso quando um problema precisa ser modelado e simulado, recomenda-se a utilização dos pacotes de simulação comerciais, que têm uma interface acessível e de fácil aprendizado, seus resultados são relativamente confiáveis, e a visualização dos eventos é clara e rápida.

A necessidade para o desenvolvimento de um programa de simulação dinâmica para este trabalho, nasceu em virtude do elevado número de simulações exigidos em um processo de otimização, mesmo métodos experimentais que utilizam parte de matrizes ortogonais (seção 4.3), como o método de Taguchi, demandam um número elevado de simulações para a obtenção de bons resultados.

Programas de simulação dinâmicos comerciais são elaborados de forma bastante robusta e flexível, o que permite a simulação de praticamente qualquer tipo de problema dinâmico, no entanto estas vantagens acarretam um tempo maior de simulação, tornando bastante oneroso qualquer processo de otimização.

A simulação de um veículo requer a modelagem de outros sistemas que interagem com o veículo, como os pneus e o terreno. Esta é mais uma dificuldade encontrada na utilização de pacotes comerciais, pois a integração de outros sistemas é um processo difícil e bastante trabalhoso, o que aumenta o tempo de modelagem do veículo. Programas como o *ADAMS* possuem módulos para a simulação de veículos que devem ser adquiridos separadamente, e são permitidas poucas modificações no algoritmo destes módulos, o que reduz consideravelmente sua flexibilidade e aplicação.

Outra dificuldade relacionada à otimização de sistemas dinâmicos, é a constante alteração dos parâmetros. Normalmente os parâmetros são inseridos durante a modelagem do veículo, e a

alteração destes valores para a simulação de um novo experimento exige uma série de operações, o que também demandaria tempo, e deixaria o processo de otimização ainda mais lento.

Por essas razões, o programa de simulação dinâmica concebido para atender as necessidades neste trabalho tem como principais vantagens:

- **Velocidade de execução:** 30 a 60 vezes mais rápido em comparação a outros programas comerciais de simulação dinâmica.
- **Integração com módulos:** os modelos de pneu e terreno, além do controlador de direção, interagem diretamente com a rotina de cálculo das equações dinâmicas.
- **Flexibilidade dedicada à otimização:** os modelos podem ser facilmente modificados, o que permitiu uma automatização do processo.
- **Crítérios de otimização processados internamente:** todos os critérios de performances já estão integrados com a rotina principal, o que facilita a compilação dos resultados.

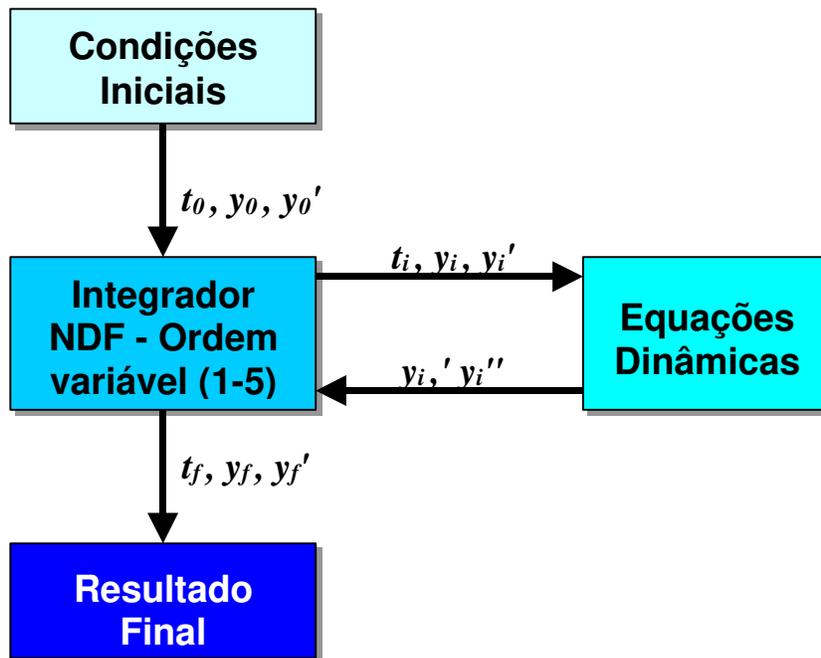
O algoritmo foi baseado na formulação de Newton-Euler com as técnicas apresentadas por Roberson (1988) para simulação dinâmica multi-corpos. Segundo Mitiguy (1998), o programa *Working Model* também utiliza esta mesma abordagem em seu código, o que permitiu que ele fosse cerca de oito vezes mais rápido que outros algoritmos que utilizam a formulação de Newton-Euler.

O algoritmo foi originalmente desenvolvido no *Matlab*, e posteriormente transferido para o *Fortran 90*, pois além da alta velocidade de processamento, esta versão do *Fortran* incorpora operações vetorizadas (Hallquist - 1993), o que reduz significativamente o tempo de desenvolvimento, simplifica o código fonte e aumenta a velocidade de execução do programa.

Nas próximas seções, uma visão geral do funcionamento do programa de simulação dinâmica será apresentada e os procedimentos associados a este programa, como o modelo de pneu, controlador e o modelo de pista serão detalhados para uma melhor compreensão do funcionamento do conjunto.

### 5.3 Rotina principal

A rotina principal do algoritmo está apresentada de maneira bastante simplificada na figura 5.1. O primeiro passo é alimentar as variáveis das condições iniciais das equações dinâmicas (posição, rotação, velocidade de translação e velocidade angular), como será visto na seção entrada de dados, outras informações relativas aos sistemas periféricos (pneus/terreno) também são carregadas nesta fase.



**Figura 5.1: Fluxograma da rotina principais.**

Estabelecendo-se os parâmetros principais do integrador, como tempo e passo de integração, inicia-se o integrador. O algoritmo deste integrador de equações diferenciais é baseado na formulação proposta por Shampine (1997), e é uma implementação com passo quase-constante em termos de diferenciação reversa (*backward difference*) da família de Fórmulas de Diferenciação Numérica de Klopfeistein-Shampine de ordem de 1 a 5. Interpolantes naturais livres são usados, enquanto que extrapolações locais não são realizadas, os Jacobianos são gerados numericamente.

A saída do programa é gerada pelo integrador, e consiste em arquivos de texto contendo posição, rotação, velocidade de translação, velocidade angular, aceleração de translação e aceleração angular dos corpos do sistema para cada instante de tempo desejado. Alguns processamentos são feitos internamente, durante a execução da rotina, para auxiliar os algoritmos de análise de desempenho, e também são incluídos nestes arquivos de saída.

## 5.4 Entrada de dados

A entrada de dados no programa é feita através de três arquivos texto: *model.dat*, *pista.dat* e *trilha.dat*. O programa principal lê estes arquivos antes de executar o integrador.

O primeiro arquivo, *model.dat*, guarda todos os dados sobre sistema multi-corpos:

- Data de geração do arquivo;
- Número de corpos;
- Número de restrições ou juntas;
- Número de equações;
- Tamanho dos vetores de restrição;
- Número de conjuntos mola/amortecedor;
- Número de pneus;
- Número de rodas controladas;
- Características dos corpos em relação ao centro de gravidade: massa e momentos de inércia;
- Condições iniciais de cada corpo: posição, rotação, velocidade de translação, velocidade angular;
- Restrições: identificação, corpos, posição, rotação;
- Seqüência de montagem da matriz de restrição;
- Identificação dos pneus;
- Dados da direção (Opcional).

Todos os dados são armazenados em planilhas do *Microsoft Excel*, inclusive as configurações de todos os experimentos, e é a partir destas planilhas que uma rotina em *Visual Basic for Applications (VBA)* calcula as características dos sistemas e gera o arquivo texto. Como o programa não apenas possui um algoritmo de simulação dinâmica, mas também uma rotina de otimização, onde é preciso simular diversos modelos com alguns parâmetros alterados, as mudanças na configuração do sistema multi-corpos também são feitas automaticamente.

Este programa de otimização possui um procedimento de pré-processamento das informações do sistema de tal forma, que a execução do programa principal seja acelerada. Dados sobre a ordem de montagem do sistema de equações dinâmicas e a estrutura da matriz de restrições são calculados, reduzindo o tempo de solução das equações dinâmicas.

No arquivo *pista.dat* existem as informações necessárias para montagem da superfície do terreno tridimensional:

- Número de pontos da superfície;
- Número de planos do terreno;
- Coordenadas dos pontos;
- Pontos de cada plano.

O arquivo também é gerado por uma rotina em *VBA*, onde todos os dados estão disponíveis em planilhas do *Microsoft Excel*. Rotinas em *VBA* no *AutoCAD 2000*, permitem a construção e visualização do terreno em três dimensões.

O arquivo *trilha.dat* é o arquivo utilizado pelo controlador de direção do veículo simulado para guiá-lo através do terreno. Os dados inseridos no arquivo são:

- Número de pontos;
- Coordenadas dos pontos.

Na seção 5.6 existe uma representação gráfica do percurso contido em *trilha.dat*, onde será demonstrado como o controlador utiliza os dados deste arquivo para guiar o veículo.

## 5.5 Módulo de cálculo das equações dinâmicas

O módulo de cálculo das equações dinâmicas concentra todo o cálculo matemático do modelo de veículo. Ele é constituído por diversos sub-módulos que processam todas as principais funções do sistema, e devolvem informações a serem montadas no sistema de equações.

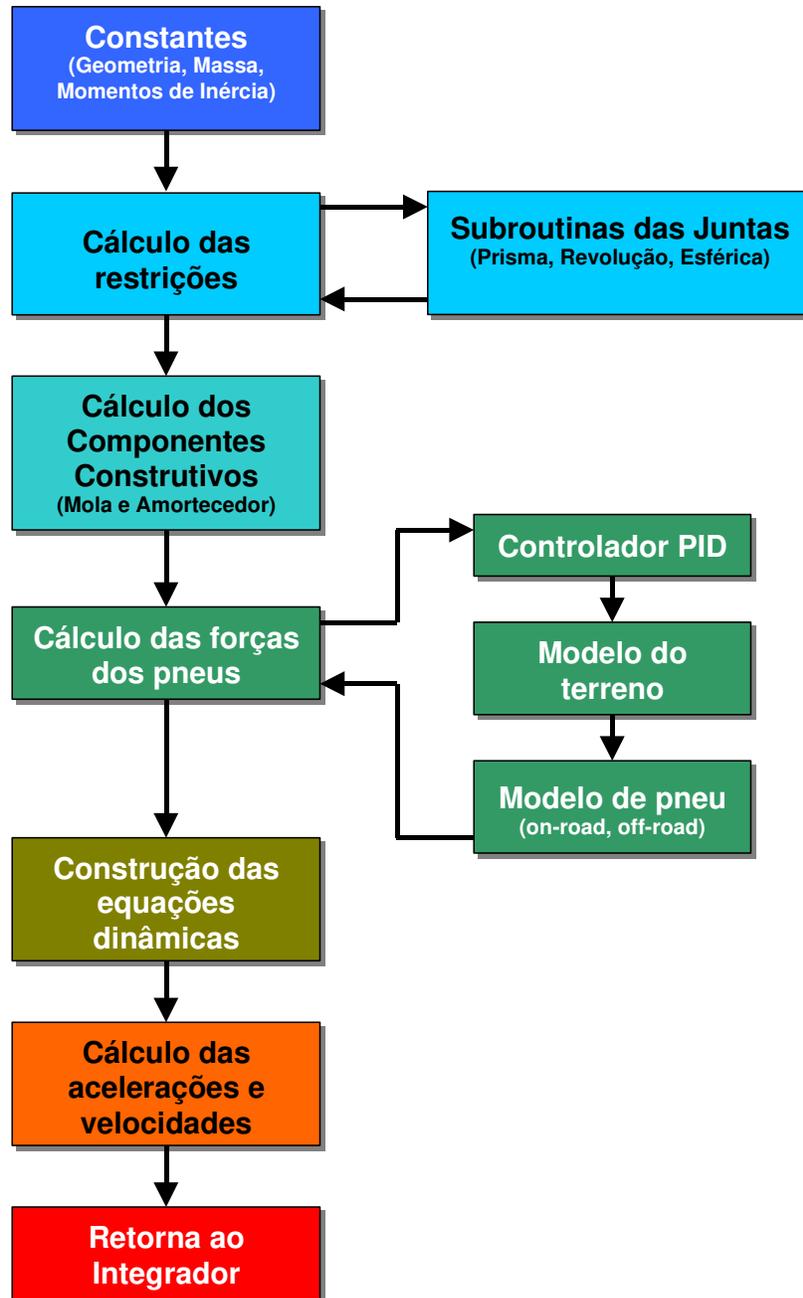


Figura 5.2: Fluxograma da rotina de cálculo das equações dinâmicas.

A figura 5.2 mostra um fluxograma dos sub-módulos da rotina de cálculo das equações dinâmicas, e a seguir é apresentada uma pequena explicação da função de cada um dos sub-módulos:

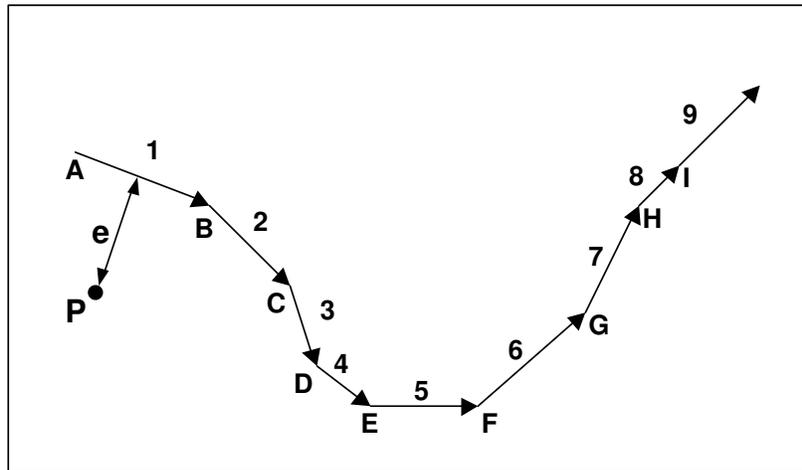
- **Constantes:** onde são armazenadas todas as constantes necessárias para a simulação.
- **Cálculo das restrições e procedimento das juntas:** calcula as restrições cinemáticas impostas ao sistema.
- **Cálculo dos componentes construtivos:** calcula a força proveniente das molas, amortecedores e outros acessórios como barra estabilizadora.
- **Cálculo da forças dos pneus:** chama a rotina do controlador PID que corrige a trajetória do veículo, em seguida o modelo de terreno fornece todos os dados de contato dos pneus para o modelo de pneu, que calcula as forças e momentos gerados em cada um dos pneus.
- **Construção das equações:** reúne os dados de todas as rotinas anteriores num sistema de equações único.
- **Cálculo das forças, acelerações e velocidades:** rotina que resolve o sistema linear montado anteriormente, fornecendo esses dados para o Integrador.

As rotinas específicas para a simulação de veículos, como o controlador e o modelo de pneu, contribuem significativamente para o aumento da velocidade de simulação, pois já se encontram integrados (*built-in*) ao algoritmo de simulação dinâmica multi-corpos, por isso estas rotinas serão detalhadas nas próximas seções.

## 5.6 Controlador PID

Um dos principais requisitos da fase experimental (DOE) é que sejam tomadas ações para guiar o veículo pelo percurso desejado. O dispositivo adotado neste trabalho para conduzir o veículo foi um controlador PID (Ogata-1990), onde sua função erro é calculada com base na diferença entre o percurso desejado e o trajeto real do veículo.

Como o controlador utiliza os mesmos parâmetros nas diferentes simulações, é possível verificar a dificuldade de guiar um veículo equipado com diferentes tipos de suspensões no mesmo percurso.



**Figura 5.3: Modelo de percurso do veículo.**

O percurso é representado por uma série de segmentos de reta, como pode ser observado na figura 5.3. Os pontos e os segmentos são armazenados em um arquivo texto *trilha.dat*, e ao iniciar o programa estas informações são carregadas.

O erro da posição do veículo em relação ao percurso é dado pela equação 5.1, que calcula a menor distância entre o ponto  $P$  e a reta que passa pelos pontos  $A$  e  $B$ . O ponto  $P$  foi considerado, no veículo simulado neste trabalho, como o ponto central do eixo dianteiro.

$$e = \frac{\|\vec{AB} \times \vec{AP}\|}{\|\vec{AB}\|} \quad (5.1)$$

Após o cálculo do erro são calculadas sua integral e sua derivada, e então todos estes valores alimentam o controlador PID, como mostrado na equação 5.2:

$$\theta = c_i \cdot \int_0^t e dt + c_p \cdot e + c_d \frac{de}{dt} \quad (5.2)$$

Onde  $c_i$  é coeficiente da ação integral,  $c_p$  é o coeficiente da ação proporcional e  $c_d$  é o coeficiente da ação derivativa.

A resposta do controlador  $\theta$  é um ângulo de esterçamento de roda relativo ao centro do veículo. O esterçamento das rodas do veículo simulado é baseado na geometria de Ackerman. É fato que a geometria de Ackerman não é rigorosamente mantida por todos os veículos durante seu funcionamento, e em alguns casos é estratégico fazer com que o carro não siga esta geometria, principalmente quando se deseja que o carro tenha um comportamento subesterçante ou sobresterçante para compensar outros fenômenos como a transferência de peso durante as curvas.

A equação 5.3 calcula um raio de curva equivalente ao ângulo de esterçamento dado pelo controlador:

$$R_{curva} = \frac{L_d}{\tan(\theta)} \quad (5.3)$$

Onde  $L_d$  é a distância entre eixos do veículo.

Caso o raio calculado seja menor que o raio mínimo de curva estabelecido para o veículo, neste trabalho definido em 5 metros, o raio mínimo é então considerado para efeito de cálculo do esterçamento das rodas.

Com o raio de curva estabelecido o ângulo de esterçamento da roda interna à curva pode ser calculado pela equação 5.4, enquanto que o ângulo da roda externa é calculado através da equação 5.5:

$$\theta_{int} = \arctan\left(\frac{L_d}{R - 0.5 \cdot b}\right) \quad (5.4)$$

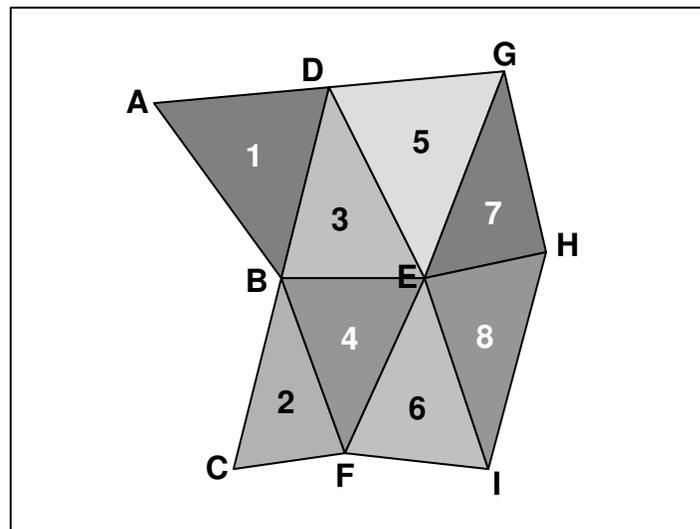
$$\theta_{ext} = \arctan\left(\frac{L_d}{R + 0.5 \cdot b}\right) \quad (5.5)$$

Onde  $b$  é a bitola dianteira do veículo.

Os valores de ângulo calculados para as rodas são armazenados, e é possível continuar com o cálculo da rotina do modelo de terreno.

## 5.7 Modelo de Terreno

O modelo de terreno é uma superfície tridimensional definida por uma série de planos triangulares. Esses planos são definidos por pontos no espaço, e é recomendável que os planos sejam definidos continuamente, o que além de reduzir o número total de pontos utilizados para a montagem dos planos, evita que descontinuidades e falhas entre as superfícies causem erros na simulação. A figura 5.4 mostra uma superfície formada por nove nós denotados de A até I. Estes nós formam oito elementos triangulares numerados de 1 até 8.



**Figura 5.4: Terreno modelado por planos triangulares.**

Durante a fase inicial de processamento do programa, o modelo de terreno é carregado a partir de um arquivo texto. Em seguida as normais de cada elemento são calculadas, com o auxílio da equação 5.6, que representa a equação das coordenadas do pontos que compõe o plano:

$$z = ax + by + c \quad (5.6)$$

Com a equação 5.6, e os três vértices do plano forma-se um sistema linear, onde pode-se calcular os valor de  $a$ ,  $b$  e  $c$ :

$$\begin{aligned} z_1 &= ax_1 + by_1 + c \\ z_2 &= ax_2 + by_2 + c \\ z_3 &= ax_3 + by_3 + c \end{aligned} \quad (5.7)$$

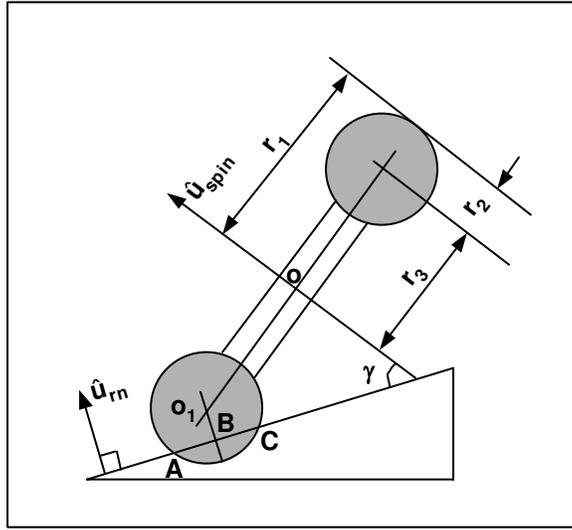
O vetor unitário de direção do elemento triangular (normal)  $\hat{u}_m$  é computada como:

$$\hat{u}_m = \pm \frac{1}{\sqrt{1+a^2+b^2}} \begin{Bmatrix} a \\ b \\ -1 \end{Bmatrix} \quad (5.8)$$

O sinal de  $\hat{u}_m$  é escolhido tal que a normal aponte na direção do centro do pneu.

O algoritmo de contato pneu-terreno não considera mais do que três pontos de contato simultâneos. Se o pneu está em contato com três ou mais superfícies simultaneamente, o algoritmo de contato pneu-terreno apenas detecta e contabiliza três, e estes três podem não ser necessariamente os mais importantes. Por isso é importante que a pista seja projetada de tal forma que qualquer pneu esteja em contato com no máximo três elementos. Para isso é preciso evitar que o pneu passe por regiões transversais como a região próxima do nó  $E$  da figura 5.4. Como se pode observar, seis elementos se encontram no nó  $E$ , e pelo menos três deles serão ignorados pelo algoritmo de contato.

No algoritmo de contato considera o pneu como um toróide. A figura 5.5 ilustra a orientação típica de um pneu com dois círculos gerando o toróide.



**Figura 5.5: A geometria do pneu.**

Na figura 5.5,

- $o$  é ponto de fixação na roda à ponta de eixo, e representa o centro do pneu;
- $r_1$  é raio do pneu sem carga;
- $r_2$  é raio de geração do círculo do toróide;
- $r_3 = r_1 - r_2$  é o raio da roda;
- $\overline{AC}$  é a corda de contato representando a superfície de contato entre o pneu e o terreno.
- $B$ , que é um ponto da corda  $\overline{AC}$ , é ponto de contato designado entre o pneu e o terreno.
- $pen = r_2 - \overline{o_1B}$  é a penetração vertical do pneu no terreno.
- $\hat{u}_{spin}$  é o vetor unitário ao longo do eixo de rotação do pneu
- $\gamma$  é o ângulo de inclinação do pneu,  $\gamma = \frac{\pi}{2} - \cos^{-1}(\hat{u}_{spin} \cdot \hat{u}_m)$ .

Nota-se a presença da inclinação  $\gamma$ , o que significa que o eixo de rotação do pneu  $\hat{u}_{spin}$  não é paralelo à superfície de contato. Como foi destacado anteriormente, a normal no ponto de contato,  $\hat{u}_m$  está apontando na direção do centro do pneu,  $o$ , mas não está contido no plano do pneu, também conhecido como plano da roda.

## 5.8 Modelo de Pneu

O simulador pode trabalhar com dois modelos matemáticos de pneu: *Fiala* ("on-road" - ADAMS User's Manual (1995)) e *Itoh* ("off-road" - Itoh (1999)). Com os dois modelos é possível simular vários tipos de veículos, nas mais diferentes condições, o que dá uma maior flexibilidade ao algoritmo. Um processo de otimização que requeira este tipo de solicitação poderá automaticamente mudar a configuração do programa. O *Fiala* (ADAMS User's Manual -1995) é um modelo de pneu analítico, bastante simples e funcional, o que permite um bom e rápido ajuste de curvas experimentais, pois poucos parâmetros são necessários para seu funcionamento. Algumas hipóteses são assumidas em sua modelagem:

- A área de contato do pneu (*footprint*) é considerada retangular;
- A pressão está uniformemente distribuída através da área de contato;
- O pneu é modelado como uma viga numa fundação elástica.

Apesar de não considerar variações no ângulo de câmbor da roda, o modelo é bastante robusto, simulando desde o comportamento do pneu no seu estado de deformação elástica, até o deslizamento completo.

O modelo de Itoh (1999) é um modelo de pneu "off-road" semi-empírico, utilizado para simular veículos de tração integral. Os modelos de pneu "off-road" são na grande maioria semi-empíricos ou empíricos, pois produzem melhores resultados. No entanto estes modelos necessitam que o dados experimentais do tipo de solo simulado sejam levantados.

O modelo é equacionado partindo das seguintes hipóteses:

- A área de contato do pneu com o solo é retangular;
- O pneu é rígido;
- A distribuição de tensão é uniforme sobre a largura do pneu;
- A pressão de superfície do pneu foi desprezada.

Além da modelagem do pneu, é preciso, como foi citado anteriormente, um modelo de comportamento de solo. Wong (1989) realizou uma série de testes experimentais, para determinar a relação pressão-afundamento para diversos tipos de terreno, desde neve até solos pantanosos. O modelo usado nesta simulação foi o LETE Sand ( $n=0.705$ ), pois é o tipo de solo que mais se aproxima das condições de uso apontadas pelas pesquisas de opinião (seção 6.1).

## Capítulo 6

### Exemplo de aplicação

Nos capítulos 4 e 5, a metodologia de projeto de suspensão e suas ferramentas foram apresentadas, com a finalidade de consolidar a aplicação desta metodologia adotou-se o desenvolvimento da suspensão de um veículo "off-road" como exemplo prático, pois este tipo particular de veículo oferece uma maior gama de soluções. Outro aspecto interessante desta escolha é que as suspensões para este tipo de veículo são menos pesquisadas, devido à dificuldade de análise e simulação.

A seguir são apresentadas fases do projeto, bem como os resultados obtidos em cada uma delas.

#### 6.1 Pesquisa de Mercado

Segundo a metodologia adotada, o passo seguinte à definição do produto, é a pesquisa ao consumidor para determinar quais as características do produto a ser projetado. Como público alvo foram escolhidas pessoas de 25 a 30 anos de idade com formação superior, por serem consideradas consumidores potenciais de veículo fora de estrada (*off-road*).

A pesquisa foi bastante simplificada de forma a cobrir apenas os tópicos necessários ao projeto da suspensão. Os pontos abordados foram:

- **Tamanho do veículo:** pequeno, médio e grande, com essa característica é possível dimensionar o carro.
- **Tipo do veículo:** *hatch*, *sedan*, picape, perua, possibilita prever a distribuição de peso e a localização do centro de gravidade.
- **Número de passageiros:** determinar o peso médio transportado.
- **Tipos de utilização:** lazer, trabalho e transporte, determinar a aplicação e as condições de rodagem.
- **Tipos de estrada mais utilizados:** permite modelar o terreno com mais realismo.
- **Locais mais utilizado:** características também utilizadas para modelar o terreno.
- **Conforto, Dirigibilidade, Estabilidade:** Principais características do veículo afetadas pela suspensão.

Pesquisa de Mercado	
<b>Produto: Carro para utilização fora-de-estrada</b>	
<b>1) Qual o tamanho do veículo? (Marcar c/ um X)</b>	
Pequeno (Ex: Jipe)	<input type="checkbox"/>
Médio (Ex: Ranger)	<input type="checkbox"/>
Grande (Ex: Silverado)	<input type="checkbox"/>
<b>2) Qual o tipo do veículo? (Marcar c/ um X)</b>	
Hatch	<input type="checkbox"/>
Sedan	<input type="checkbox"/>
Picape	<input type="checkbox"/>
Perua	<input type="checkbox"/>
<b>3) Número de passageiros (médio)</b>	<input type="text"/>
<b>4) Tipos de utilização (se mais de um, indicar porcentagem)</b>	
Lazer	<input type="text"/>
Trabalho (Carga)	<input type="text"/>
Transporte (Deslocamento)	<input type="text"/>
<b>5) Tipos de Estrada mais utilizados (se mais de um, indicar porcentagem)</b>	
Estradas planas.	<input type="text"/>
Estradas com ondulação moderada, possível o tráfego com velocidade reduzida.	<input type="text"/>
Estradas com forte ondulação, somente transitável com veículos especiais.	<input type="text"/>
<b>6) Locais mais utilizados (se mais de um, indicar porcentagem)</b>	
Estradas de terra	<input type="text"/>
Trilhas (envolve travessia de riachos e/ou trechos com lama)	<input type="text"/>
Serra	<input type="text"/>
Praia ou dunas	<input type="text"/>
<b>7) Avalie os seguintes quesitos de 0 a 5</b>	
Conforto	<input type="text"/>
Dirigibilidade	<input type="text"/>
Estabilidade (Tempo que o veículo leva para se estabilizar após passar um obstáculo)	<input type="text"/>

**Figura 6.1: Formulário de pesquisa de mercado**

Como pode ser notado na figura 6.1, este é um formulário em que o consumidor aponta suas preferências, deste modo pode-se definir alguns caminhos possíveis para o projeto. O exemplo está bastante simplificado visto que o objetivo é determinar qual é a suspensão ótima para atender as exigências do público alvo selecionado previamente.

Outros fatores relativos ao veículo poderiam ser avaliados, características técnicas como velocidade final, aceleração, consumo, ou até critérios mais subjetivos como cor de preferência, acessórios e "design".

A pesquisa realizada obteve a opinião de dez pessoas, um número relativamente pequeno, mas suficiente para exemplificar a aplicação prática. Os resultados foram:

- **Tamanho do veículo:** Pequeno (90%), Médio (10%).
- **Tipo do veículo:** Perua (50%), Picape (30%), Sedan (20%).
- **Número de passageiros:** 3 a 4 (Média - 3,4).
- **Tipo de utilização:** Lazer (88%), Trabalho (2%), Transporte (10%).
- **Tipo de estrada:** Ondulação Moderada (72%), Forte Ondulação (16%), Estradas Planas (12%).
- **Locais mais utilizados:** Estradas de terra (78%), Trilhas (12%), Serras (8%), Terreno Arenoso (2%).
- **Conforto:** 4.4.
- **Dirigibilidade:** 5.
- **Estabilidade:** 5.

A pesquisa apontou que os consumidores gostariam de um carro pequeno, do tipo perua, com uma ocupação de três a quatro passageiros, que será utilizado principalmente para o lazer. O carro será usado em estradas de terra com ondulação moderada.

Nas características do veículo influenciadas pelo sistema de suspensão, o consumidor demonstrou sua preferência pela dirigibilidade e estabilidade em detrimento do conforto, como o carro terá uma utilização voltada para o lazer com uma ocupação elevada (três a quatro passageiros), pode-se deduzir que o carro será utilizado em viagens, e precisará de um motor com a potência necessária para oferecer um bom desempenho nas condições apontadas.

## 6.2 Casa da Qualidade

Após a compilação dos resultados da pesquisa foi elaborada a Casa da Qualidade, onde os desejos dos consumidores foram traduzidos em conceitos de engenharia, como o tamanho do veículo que foi relacionado com seu peso e sua relação C/L (comprimento/largura).

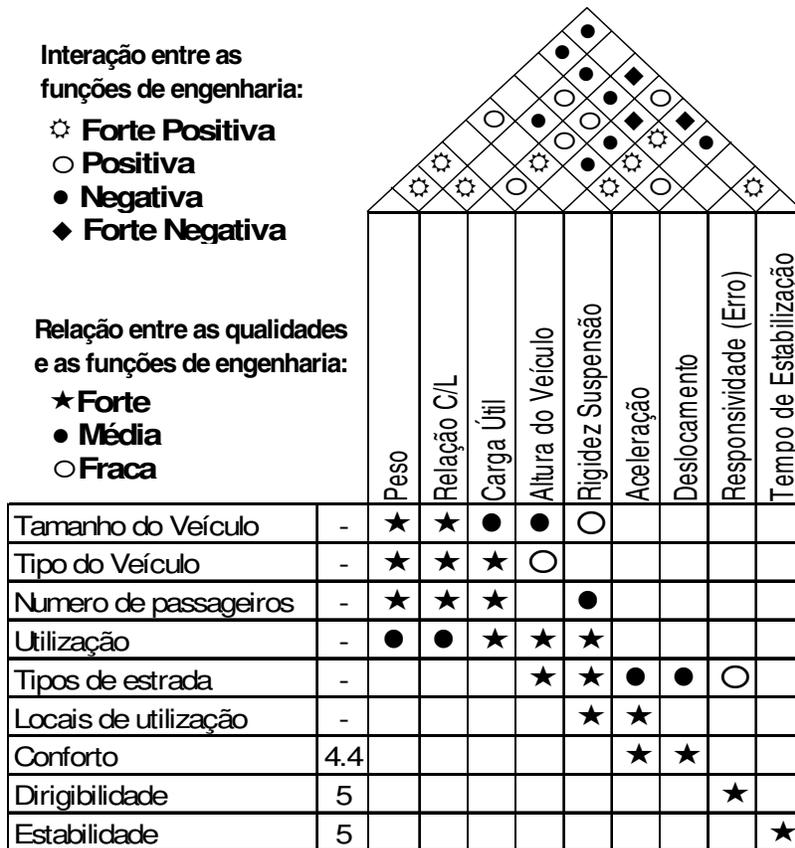
Os requisitos de engenharia relacionados aos desejos do consumidor são:

- **Peso:** peso total do veículo incluindo passageiros e bagagem;
- **Relação C/L:** relação entre o comprimento e a largura do veículo;
- **Carga Útil:** peso máximo a ser transportado;

- **Altura do Veículo:** altura total do veículo, distância entre o teto e o solo;
- **Rigidez da Suspensão:** rigidez das molas da suspensão;
- **Aceleração:** critério de conforto, é relacionada a aceleração vertical aplicada aos ocupantes do veículo.
- **Deslocamento:** critério de conforto, é relacionada ao deslocamento vertical dos ocupantes do veículo.
- **Responsividade (dirigibilidade):** é a capacidade de resposta do veículo em função das exigências do trajeto do percurso, é medido pela diferença (erro) entre o trajeto real do veículo e o percurso desejado.
- **Tempo de estabilização:** é o tempo que o veículo gasta para voltar à sua condição normal de rodagem após uma perturbação, como a passagem por uma valeta ou lombada, ou após uma curva.

Os requisitos de aceleração, deslocamento, responsividade e o tempo de estabilização foram relacionados diretamente às características de comportamento do veículo apontadas pelos consumidores potenciais através da pesquisa. Estes requisitos serão relacionados a índices de desempenho durante o processo de otimização, o que servirá de base de comparação entre os modelos de suspensão simulados.

Os requisitos restantes serão importantes na determinação de propriedades físicas e geométricas do veículo, o que auxiliará a montagem do modelo matemático. Estes requisitos também servirão para estabelecer quais serão os cenários dos experimentos no processo de otimização.



**Figura 6.2: Casa da qualidade do projeto de suspensão**

Da casa da qualidade podem ser extraídos vários conceitos importantes como a relação entre o peso e a rigidez da suspensão, onde um aumento do peso acarreta em um aumento da rigidez da suspensão do veículo. No caso da altura do veículo, sua elevação gera um aumento do volume interno do veículo, e indiretamente mais carga útil pode ser transportada.

Existem outras ferramentas de projeto que também mostram estes inter-relacionamentos como a matriz de correlação, onde estes são apresentados de forma mais simplificada. Porém é importante destacar que na casa da qualidade as relações são vista de forma mais clara, o que aumenta o conhecimento da equipe sobre o produto a ser concebido. A casa da qualidade encerra a análise de viabilidade.

Na próxima fase, o projeto preliminar, são estabelecidas soluções úteis baseadas nas informações coletadas durante a análise de viabilidade, esta fase se inicia com a discussão sobre

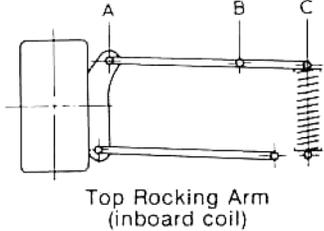
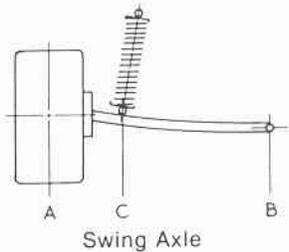
alguns tipos de suspensões que podem ser utilizados no veículo apontado pelos consumidores potenciais.

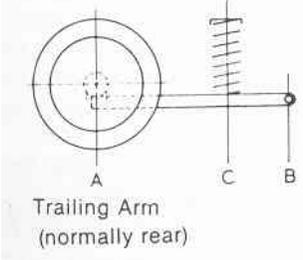
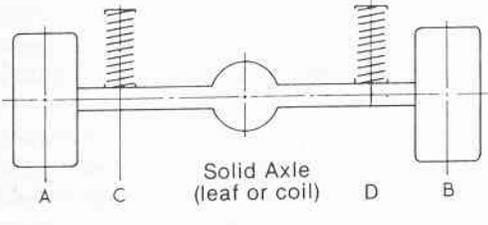
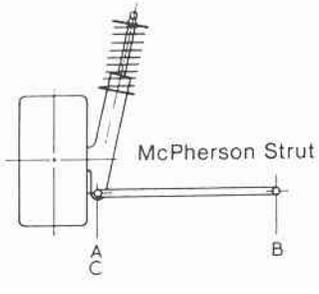
### 6.3 Tipos de suspensão

O primeiro passo para se projetar uma suspensão é conhecer os tipos existentes (tabela 6.1), o que permite se selecionar apenas os melhores tipos para a aplicação que se deseja. Os três tipos escolhidos para o veículo a ser testado (duplo triângulo, "swing-axle", "trailing") apresentam características distintas que influenciam o comportamento dinâmico do veículo, como será evidenciado nas próximas seções.

É importante destacar que serão modelados três veículos, onde cada um terá as quatro rodas pelos tipos de suspensão definidas: duplo triângulo, "swing-axle", "trailing". Não serão realizadas combinações suspensões em um veículo, pois estas elevariam o tempo de otimização, mas em um projeto real esta é uma possibilidade que sempre deve ser levada em consideração.

**Tabela 6.1: Tipos populares de suspensão.**

 <p>Top Rocking Arm (inboard coil)</p>	<p><b>Duplo Triângulo (com a mola fixada na parte de dentro do chassi).</b></p> <p>Utilizada em carros esportivos de alto desempenho como Ferrari e Lamborguini. Também pode ser vista na Fórmula 1.</p>
 <p>Swing Axle</p>	<p><b>Swing Axle.</b></p> <p>Utilizada no Fusca e no Porsche, onde o próprio eixo servia de braço de suspensão.</p>

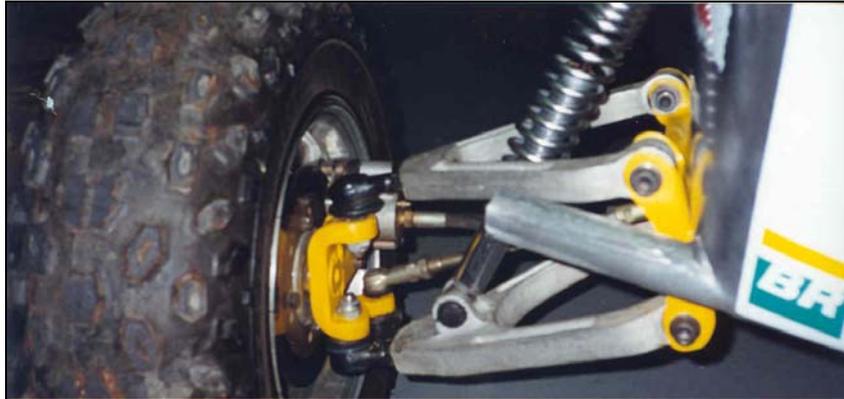
 <p>Trailing Arm (normally rear)</p>	<p><b>Trailing Arm.</b> É utilizada na traseira da maioria dos carros do passeio, normalmente associada a uma barra de torção, o que deixa a suspensão semi-independente.</p>
 <p>Solid Axle (leaf or coil)</p>	<p><b>Eixo Rígido (Solid Axle)</b> Utilizada normalmente em associação com feixes de mola, é a melhor opção para veículos de transporte como caminhões, ônibus e caminhonetes.</p>
 <p>McPherson Strut</p>	<p><b>Amortecedor Estrutural (McPherson Strut).</b> Utilizada como suspensão dianteira na maioria dos veículos de passeio com tração dianteira.</p>

A seguir os tipos escolhidos serão explicados, e algumas de suas vantagens e desvantagens serão destacadas, o que permitirá uma melhor compreensão dos resultados obtidos através do modelo matemático durante a aplicação do método de Taguchi.

### 6.3.1 Duplo Triângulo

Existem diversos tipos de suspensões duplo triângulo, basicamente um mecanismo de quatro barras, que permite um maior controle dos ângulos do pneu (câmbor e cãster). A suspensão duplo triângulo, também é conhecida como "double-A" nos Estados Unidos, e "double wishbones" na Inglaterra. Com maior pontos de apoio em comparação a outras suspensões, é possível deixar o conjunto menos robusto e mais leve, pois a cargas absorvidas pela suspensão

são distribuídas em um número maior de pontos, no entanto são precisos mais apoios de suspensão no chassi, o que em alguns casos elevando o peso do chassi.



**Figura 6.3: Suspensão dianteira do tipo duplo triângulo do Mini-Baja do CEFET-MG.**

Esse tipo de suspensão com a configuração de braços paralelos e iguais tem a vantagem do centro de rolagem estar posicionado no solo, mas tem a grande desvantagem do ângulo de inclinação da roda acompanhar a inclinação do chassi, o que acarreta numa cambagem positiva durante uma curva, o veículo perde com isso apoio na curva pois o ponto de contato do pneu fica mais próximo ao centro de gravidade. Uma outra vantagem desta configuração é a grande estabilidade ao enfrentar ondulações na pista.

A suspensão com os braços iguais não paralelos pode ser projetada para atingir um baixo centro de rolagem, o que auxilia na transferência de peso durante uma curva, também tem a vantagem do fácil posicionamento dos pontos de apoio. Começou a ser usada na Fórmula 1, quando os carros passaram a ter sua frente mais estreita e mais alta. A suspensão com os braços diferentes não paralelos é efetivamente o desenho de suspensão mais versátil, pois o projetista pode determinar com que a roda esteja na posição ideal em quase todas as situações, mas como todo projeto mecânico há algumas limitações como a posição dos apoios, que torna sua construção um pouco mais complexa

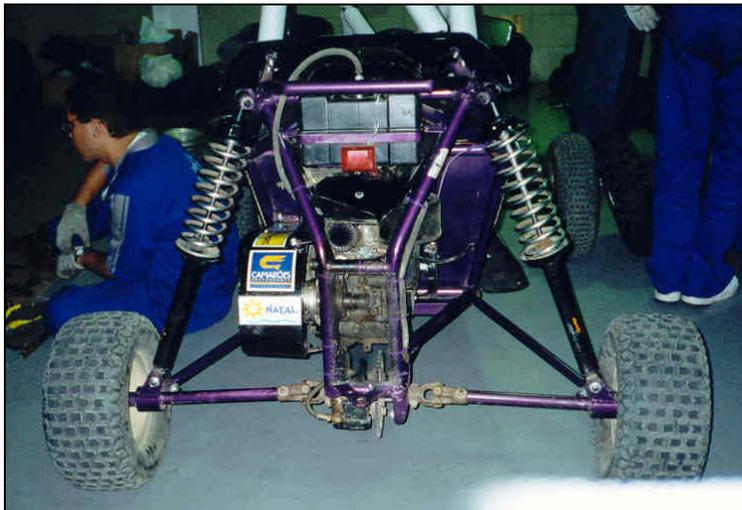
### 6.3.2 Swing Axle (Traseira)

"Swing Axle" é o modo mais simples de se obter uma suspensão independente, consiste nada menos que um semi-eixo rigidamente fixado à roda e a um ponto próximo ao centro do veículo, normalmente o diferencial. Sua invenção é creditada a Edmund Rumpler, por volta do início do século XX, e nos anos 30 foi usada em diversos carros europeus, o que inclui o VW Fusca.

Esse tipo de suspensão tem muitos inconvenientes, entre eles a pouca liberdade de escolha da posição do centro de rolagem, que normalmente fica numa posição elevada. Outro problema é a mudança do ângulo de câmbor acentuada, o que acarreta numa baixa estabilidade do veículo em curvas.

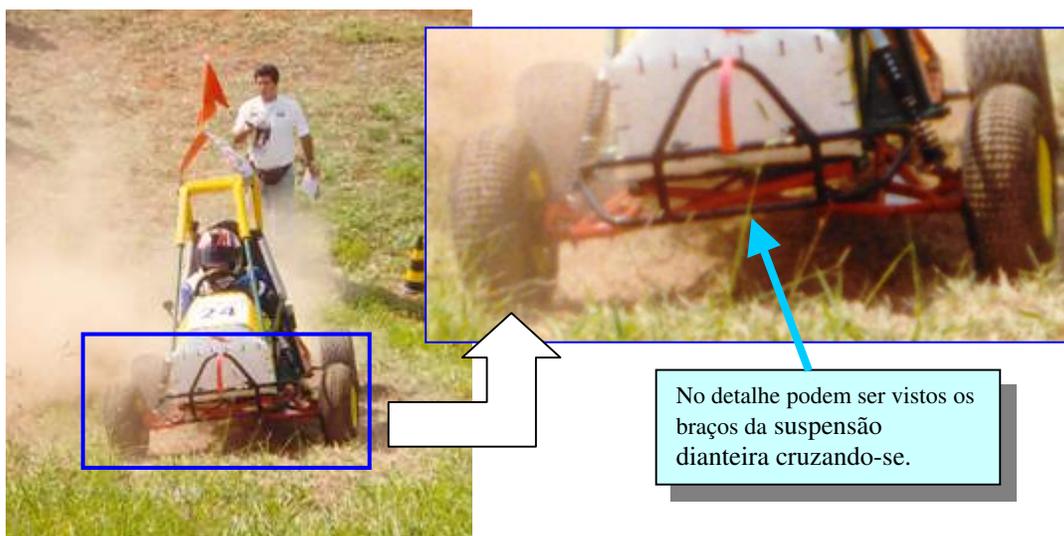
Outro fator crítico ligado a este tipo de suspensão é o fenômeno denominado "jacking". Este fenômeno ocorre quando o veículo está fazendo uma curva, e as forças desenvolvidas no pneu que está posicionado no lado de fora da curva tendem a levantar o veículo, com isso a roda se posiciona mais internamente ao veículo, o que combinado com a grande mudança no ângulo de câmbor diminui a força de apoio do pneu, e faz com que o carro perca a estabilidade.

Para este tipo de suspensões normalmente são incorporadas barras de controle para corrigir este problema, outra solução é modificar a posição de fixação no centro do carro, tornando-a mais baixa, como no caso do Mercedes 300 SLR, o que por outro lado dificulta muito o projeto da suspensão, e torna mais fácil a implementação de outros sistemas de suspensão.



**Figura 6.4: Suspensão Traseira (Swing-Axle) do Mini-Baja da UFRN.**

### 6.3.3 Swing Axle (Dianteira)

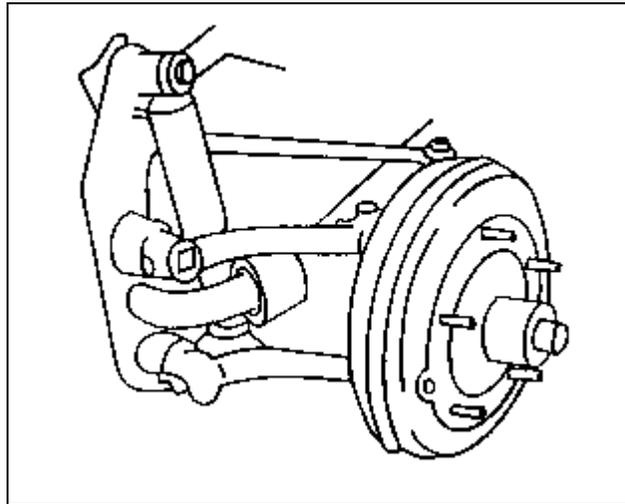


**Figura 6.5: Suspensão dianteira (Swing Axle) do Mini-Baja da Unesp de Bauru.**

Embora menos comum existem suspensões "swing-axle" na dianteira como é o caso da caminhonete Ford F1000, no entanto para não prejudicar a dirigibilidade do veículo, o braço de suspensão normalmente é bastante longo, o que limita o curso da suspensão.

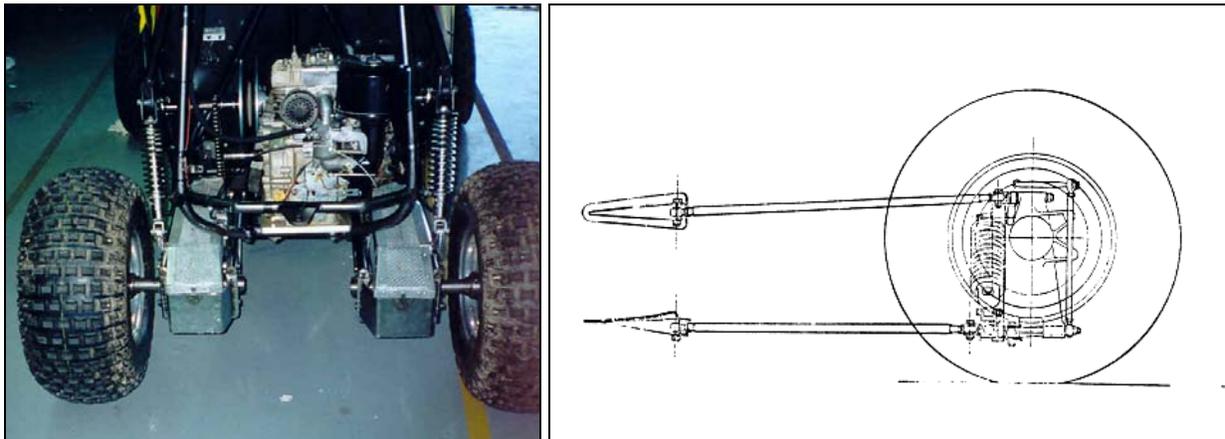
### 6.3.3 Trailing

A suspensão do tipo "trailing arm" pode ser encontrada em duas versões: a dianteira consiste em dois braços paralelos transversais ao chassi do carro, sustentando a ponta de eixo (VW Fusca), e a versão traseira que consiste em um único braço transversal normalmente conectado à uma barra de torção com a função de dificultar a rolagem do veículo, esta última versão é muito comum em carros de todo mundo, pois permite uma maior compactação do conjunto de suspensão, com melhor aproveitamento do espaço interno se comparado com outros tipos de suspensão.



**Figura 6.6: Suspensão dianteira do tipo Trailing.**

O centro de rolagem deste tipo de suspensão está sempre posicionado no nível do chão, o que pode ser considerada como uma vantagem, mas inerente a este tipo de construção também está seu maior defeito: o ângulo de câmbio da roda sempre acompanhar a inclinação do veículo. Outra desvantagem é a carga excessiva nos rolamentos, e o momento gerado nos apoios dos braços, o que demanda uma construção bastante robusta, aumentando o peso, encarecendo o projeto, e reduzindo a eficiência do veículo.



**Figuras 6.7 e 6.8: Suspensão traseira tipo trailing com um e dois braços**

#### **6.4 Definição das propriedades do modelo matemático**

Estabelecidos e identificados os tipos de suspensão, o próximo passo é definir as propriedades do veículo para a montagem do modelo matemático. Os dados físicos do veículo necessários para simulação, como massa, centro de massa e os momentos de inércia, foram obtidos utilizando-se o método apresentado por Costin (1980), onde cada parte do veículo, tem seu peso e posição estimados e totalizados como pode ser visto na tabela A1 (ver apêndice).

Na pesquisa de mercado foram apontados que o carro seria ocupado por três ou quatro passageiros, por isso foi incorporado no modelo do veículo a massa (70kg por passageiro) e os momentos de inércia de quatro passageiros. Além disso, como já foi citado, o veículo possivelmente terá sua aplicação voltada para viagens, o que incorporou 250 kg de bagagem dos quatro passageiros.

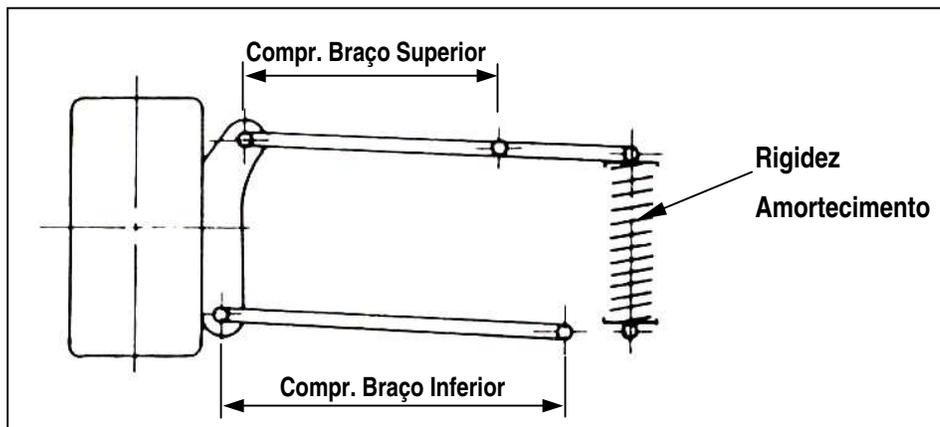
Definidas as propriedades do modelo matemático é preciso escolher quais os parâmetros da suspensão que teriam maior influência nas características apontados pelos consumidores potenciais: conforto, dirigibilidade e estabilidade.

## 6.5 Parâmetros a serem Otimizados

Pelo número de variáveis e complexidade do problema foi escolhida uma matriz L27 (ver tabela A2 no apêndice). Para compor os experimentos previstos pelo método de Taguchi, foram escolhidos quatro parâmetros de cada suspensão, separadas em conjunto dianteiro e traseiro, o que totaliza oito parâmetros. Os parâmetros foram escolhidos por serem os mais significativos, pois afetam diretamente as características principais das suspensões como rigidez, amortecimento e geometria.

Os valores dos parâmetros foram calculados em dados apresentados por Staniforth (1999), para veículos com suspensão mais rígida como é o caso de carros fora-de-estrada, considerando que a frequência da suspensão deve estar entre 80 e 100 CPM (1,33 a 1,66 Hz).

Os valores de amortecimento foram calculados com base no amortecimento crítico da suspensão. Os parâmetros geométricos da suspensão, como comprimento de braço e altura de fixação do braço em relação ao centro da roda, foram calculados com base no espaço disponível para o conjunto de suspensão.

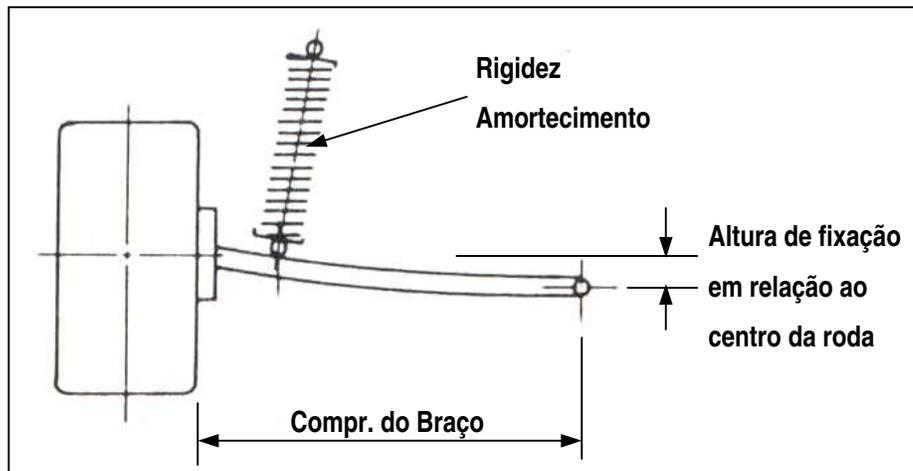


**Figura 6.9: Parâmetros (Veículo com suspensão duplo triângulo).**

**Tabela 6.2: Parâmetros da suspensão duplo triângulo.**

Fatores	Níveis		
	1	2	3
1. Amortec. Dia. [kg/s]	5000	7500	10000
2. Rigidez Dia. [N/m]	20000	30000	40000
3. Braço Superior [m]	0.3	0.4	0.5
4. Braço Inferior [m]	0.3	0.4	0.5
5. Amortec. Tras. [kg/s]	3000	5000	7000
6. Rigidez Tras. [N/m]	15000	25000	35000
7. Braço Superior [m]	0.3	0.4	0.5
8. Braço Inferior [m]	0.3	0.4	0.5

Os parâmetros a serem otimizados da suspensão duplo triângulo (Fig. 6.9), permitem uma mudança mais controlada na geometria da suspensão durante seu funcionamento, que é uma característica da suspensão duplo triângulo, porém deve-se destacar que os parâmetros afetam apenas o ângulo de câmbio da roda. Outras características como ângulo de cáster e inclinação do pino mestre permanecem constantes.

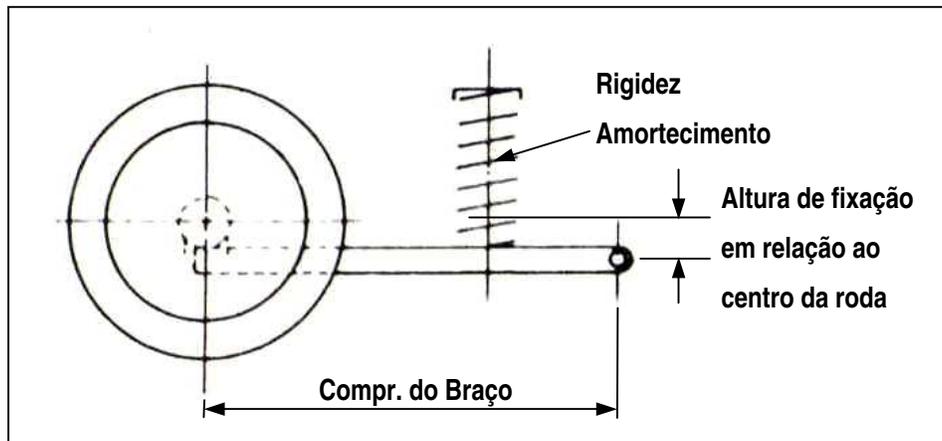


**Figura 6.10: Parâmetros (Veículo com suspensão "swing-axle").**

**Tabela 6.3: Parâmetros da suspensão "swing-axe".**

Fatores	Níveis		
	1	2	3
1. Amortec. Dia. [kg/s]	5000	7500	10000
2. Rigidez Dia. [N/m]	20000	30000	40000
3. Braço Dia. [m]	0.4	0.55	0.7
4. Altura Fix. Dia. [m]	-0.1	0	0.1
5. Amortec. Tras. [kg/s]	3000	5000	7000
6. Rigidez Tras. [N/m]	15000	25000	35000
7. Braço Tras. [m]	0.4	0.55	0.7
8. Altura Fix. Tras. [m]	-0.1	0	0.1

Na suspensão "swing-axe" do veículo com suspensão "swing-axe", os parâmetros da geometria da suspensão, comprimento do braço e altura de fixação da suspensão, oferecem um meio de controlar a cambagem da roda, e alterar o centro de rolagem, de modo a minimizar os efeitos negativos discutidos anteriormente na seção 6.3.2.



**Figura 6.11: Parâmetros (Veículo com suspensão "trailing")**

**Tabela 6.4: Parâmetros da suspensão "trailing".**

Fatores	Níveis		
	1	2	3
1. Amortec. Dia. [kg/s]	5000	7500	10000
2. Rigidez Dia. [N/m]	20000	30000	40000
3. Braço Dia. [m]	0.4	0.55	0.7
4. Altura Fix. Dia. [m]	-0.1	0	0.1
5. Amortec. Tras. [kg/s]	3000	5000	7000
6. Rigidez Tras. [N/m]	15000	25000	35000
7. Braço Tras. [m]	0.4	0.55	0.7
8. Altura Fix. Tras. [m]	-0.1	0	0.1

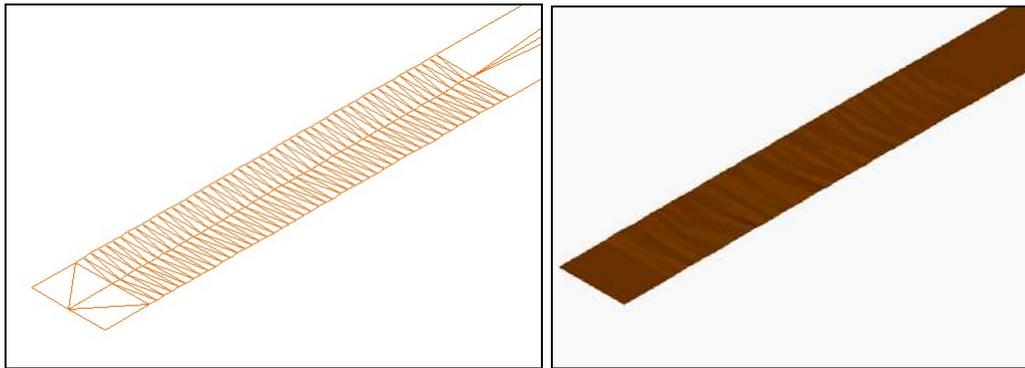
A suspensão do tipo "trailing", ao contrário dos outros tipos de suspensão a serem testados, não tem variação da cambagem da roda, pois a inclinação da roda é diretamente relacionada com a rolagem do chassi do veículo, apesar disso as características geométricas desta suspensão têm papel importante no desempenho do veículo, pois controlam o ângulo de "traveling", que tem efeito direto no conforto dos passageiros e na estabilidade do veículo.

Após a definição dos parâmetros a serem otimizados deve-se estabelecer quais são as provas da fase experimental, e como e onde o desempenho será medido.

## **6.6 Descrição dos testes (modelos dos terrenos)**

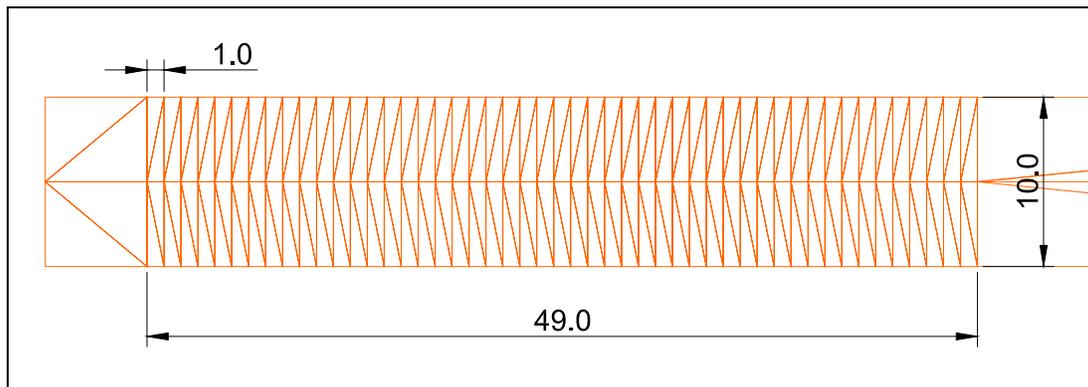
Para facilitar a análise foram escolhidas quatro testes em três pista diferentes, onde cada índice de desempenho, relacionados às características de comportamento do veículo (conforto, estabilidade e dirigibilidade) podem ser avaliadas separadamente.

O primeiro experimento consiste num a pista acidentada, com variações aleatórias de até dez centímetros a cada metro, a pista tem largura de 10 metros e 50 metros de comprimento útil, e o veículo é colocado em linha reta, sendo que não existe interferência do controlador para corrigir a rota do veículo.



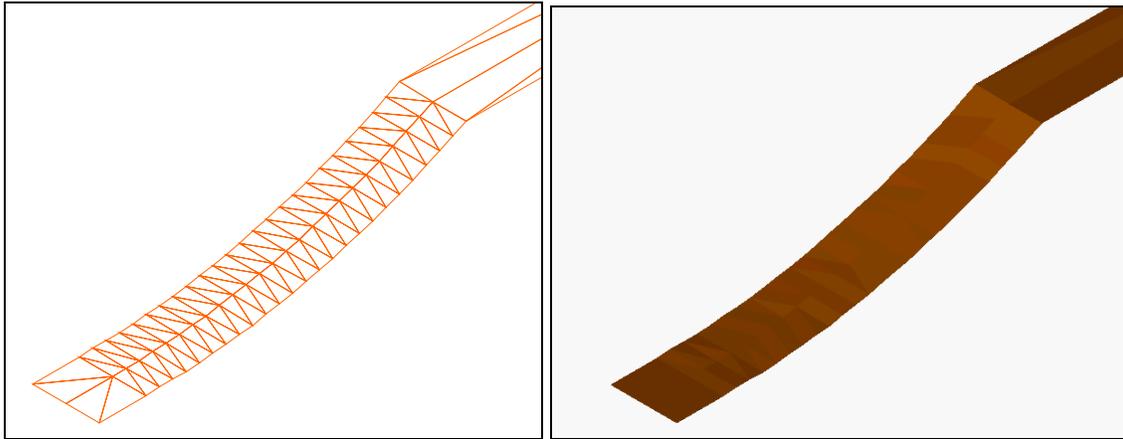
**Figuras 6.12 e 6.13: Desenho da pista do teste de conforto (Pista 1).**

Nas figuras 6.12 e 6.13 pode-se ver a pista para o primeiro experimento, onde o veículo será testado em duas velocidades, dez e vinte metros por segundo. Com análise do comportamento do veículo nesta pista é possível quantificar o conforto do carro.



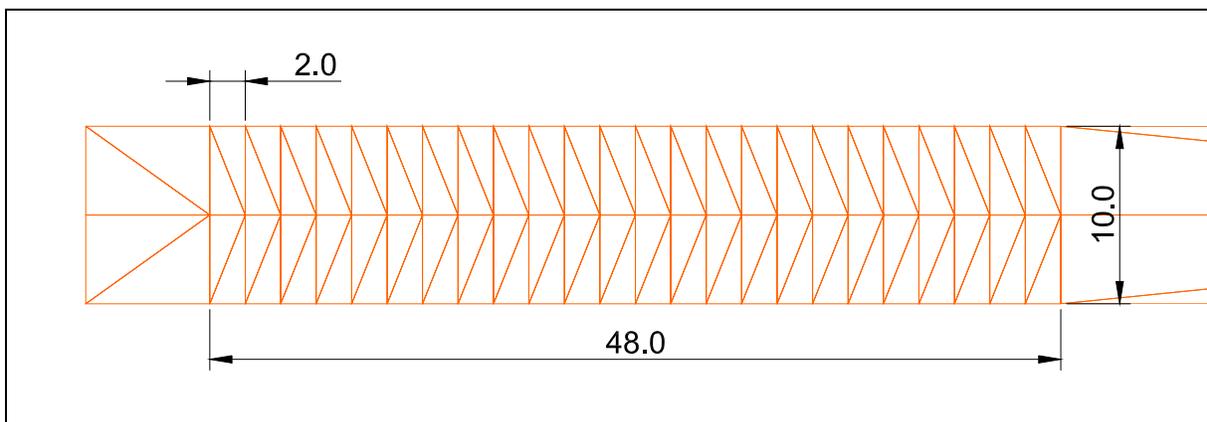
**Figura 6.14: Vista de topo cotada da pista de teste de conforto**

O segundo teste trata-se de uma pista com uma rampa com uma variação linear de inclinação, onde o pico máximo está posicionado a 48 metros do início da rampa. Nesta pista (fig. 6.15 e 6.16) será possível medir o tempo de estabilização do veículo após a rampa, que é um dos parâmetros de desempenho determinados.

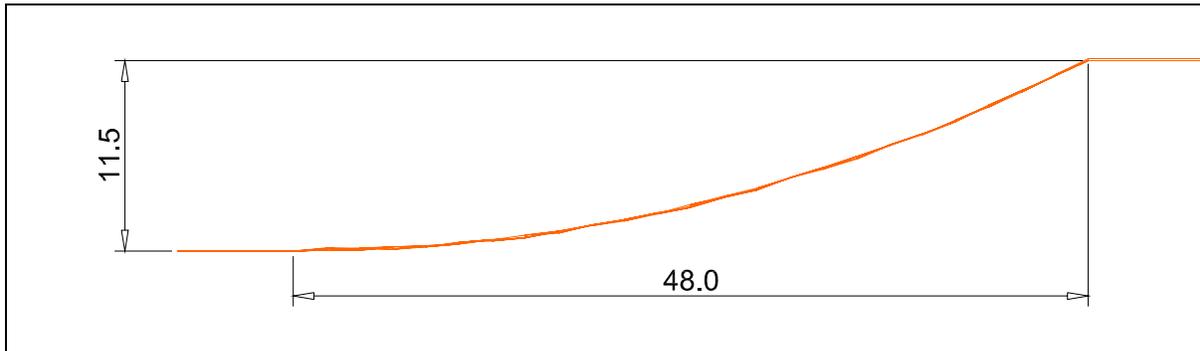


**Figuras 6.15 e 6.16: Desenho da pista do teste de estabilidade.**

A rampa do teste de estabilidade tem um piso irregular gerado por uma variável aleatória, buscando simular um terreno acidentado, dificultando a estabilização do veículo na saída da rampa. Neste experimento, assim como no experimento de conforto, não é utilizado o controlador.

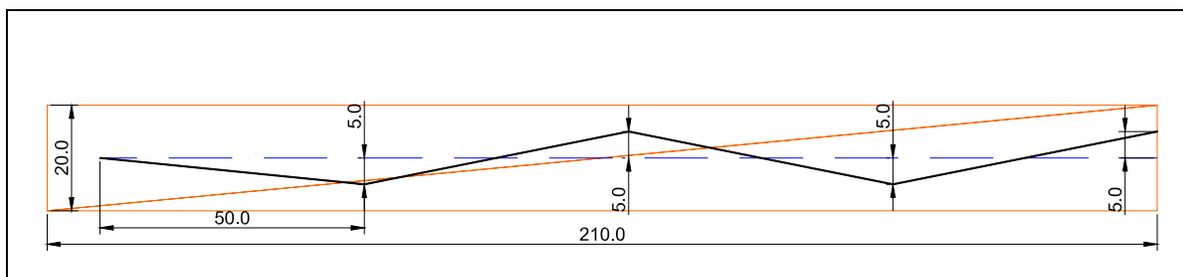


**Figura 6.17: Vista de topo cotada da pista de teste de estabilidade.**



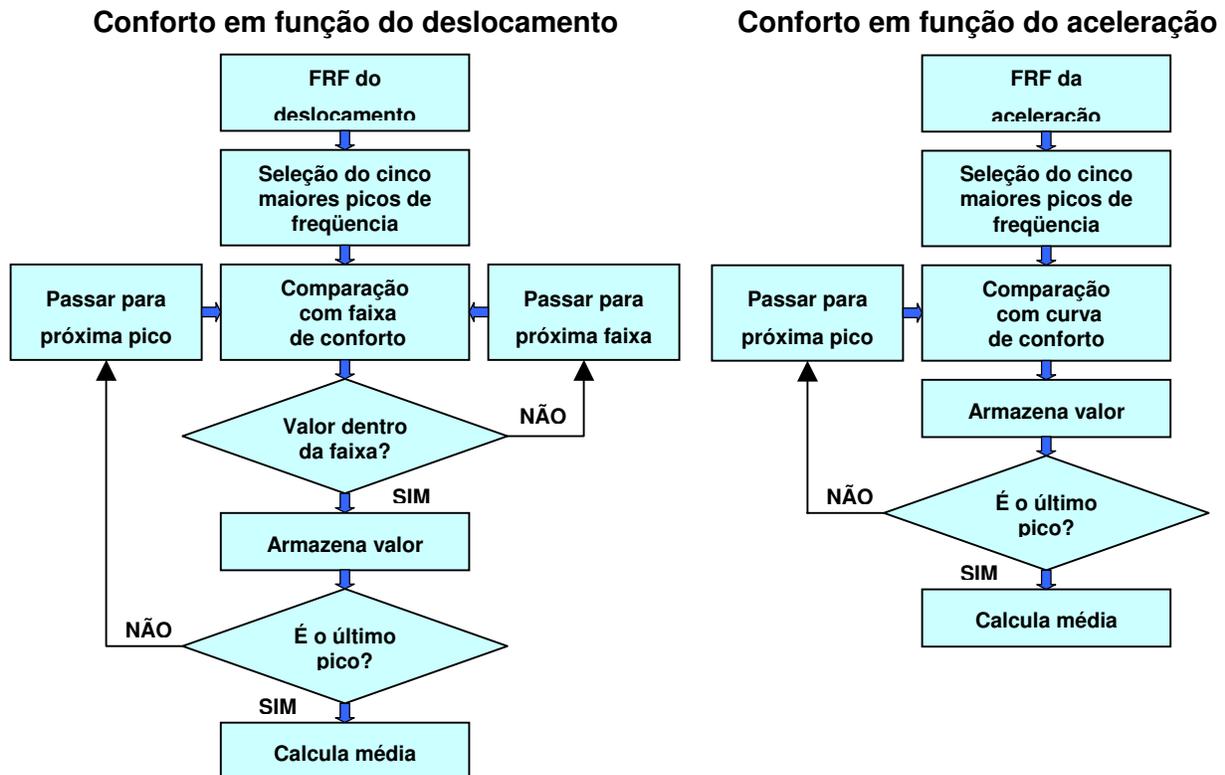
**Figura 6.18: Vista lateral cotada da pista de teste de estabilidade.**

No último teste, utilizado para medir a dirigibilidade do veículo, o controlador comanda a direção fazendo com que o veículo siga um percurso, similar a um "slalon", representado na figura 6.18. Neste teste, foi considerado um terreno totalmente plano, e o modelo de pneu para asfalto foi utilizado.



**Figura 6.19: Vista de topo cotada da pista de teste de dirigibilidade.**

## 6.7 Análise de conforto



Figuras 6.20 e 6.21: Fluxogramas dos algoritmos de cálculo do critério de conforto.

Nas figuras 6.20 e 6.21 podem ser observados os fluxogramas do cálculo do critério de conforto. O método para avaliar o conforto do veículo foi baseado no método apresentado por Sujatha (2002) na análise de vibrações de caminhões.

Na análise de conforto em relação ao deslocamento foram utilizadas as curvas apresentadas por Gillespie (1992), onde existem quatro regiões distintas: confortável, vibração fortemente perceptível, desconfortável e extremamente desconfortável. Essas regiões variam em função da amplitude e da frequência de vibração.

Na primeira análise o deslocamento do centro de massa do carro na direção Z é convertido para uma função de resposta em frequência, e a partir desta função são selecionadas as frequências com os maiores picos de amplitude. Cada frequência selecionada e sua respectiva amplitude são comparadas a cada região do gráfico de conforto, e são associados notas de desempenho que variam de zero a um na faixa confortável, de um a dois na faixa fortemente

perceptível, dois a três na faixa desconfortável, e acima de três na faixa extremamente desconfortável.

Na segunda análise (fig. 6.21), a aceleração do centro de massa do carro na direção Z é convertida para uma função de resposta em frequência, esta função é então comparada com uma curva de referência baseada nas curvas apresentadas por Duarte (2002) onde existem limites aceitáveis da amplitude de vibração para uma faixa de frequência de 10 a 80 Hz.

Seguindo o mesmo procedimento adotado na análise do deslocamento, são selecionados picos de amplitude, e esses picos são comparados com a curva de referência, resultando numa nota que varia linearmente de zero a três até o limite aceitável, e acima de três para valores de amplitude que estejam acima do limite aceitável.

## 6.8 Análise de estabilidade

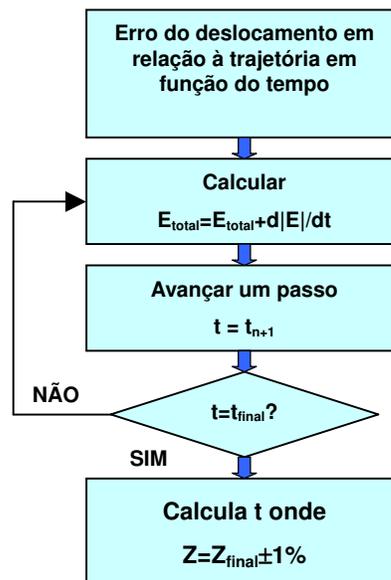


Figura 6.22: Fluxograma do algoritmo de cálculo do critério de estabilidade.

Este critério de estabilidade foi baseado no conceito de tempo de estabilização de uma função apresentado por Ogata (1990). A resposta do deslocamento do centro de massa do veículo na direção Z é avaliado do final para o começo, sendo que o último valor é comparado com os

anteriores até que se descubra o instante onde a função tem uma diferença maior ou igual a 1% da resposta final.

Se a diferença é maior que 1%, interpolam-se os pontos próximos a este instante, e calcula-se o tempo onde a diferença seria exatamente igual a 1%.

## 6.9 Análise de dirigibilidade

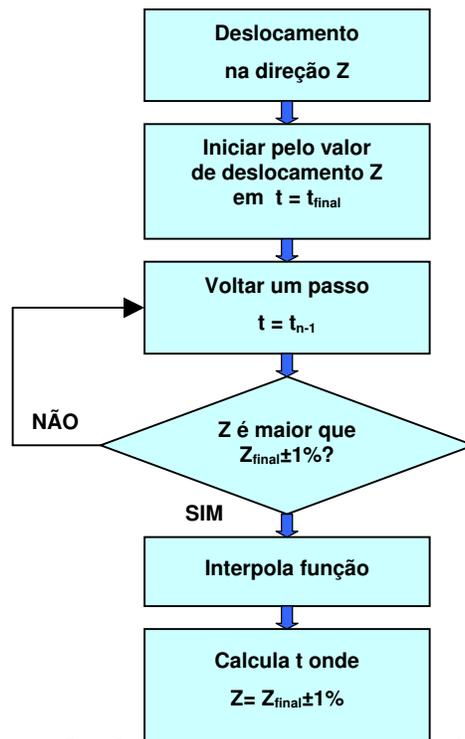


Figura 6.23: Fluxograma do algoritmo de cálculo do critério de dirigibilidade.

A dirigibilidade do veículo foi baseado no critério da "Integral do Erro Absoluto" apresentado por Ogata (1990), onde o sistema ótimo é o que minimiza a integral.

A função erro é gerada a partir da diferença entre a trajetória desejada e a trajetória simulada. Calculando-se a somatória do erro absoluto pelo intervalo de tempo, e dividindo-se pelo tempo total, obtém-se o erro médio que é então utilizado como critério de avaliação da dirigibilidade.

## Capítulo 7

### Resultados Obtidos

As três configurações de veículo (duplo triângulo, "swing-axle" e "trailing") foram submetidas a quatro testes: testes de conforto em duas velocidades diferentes (10 m/s e 20 m/s), teste de estabilidade e teste de dirigibilidade, ambos a uma velocidade constante de 20 m/s. Cada teste foi composto pelas 27 simulações estipuladas pela matriz L27 de Taguchi (ver tabela A2 no apêndice), totalizando 324 simulações, e do resultado destas simulações pôde-se calcular os critérios de conforto, estabilidade e dirigibilidade definidos nas seções 6.7, 6.8 e 6.9, e proceder com a análise de sinal-ruído de cada um dos parâmetros definidos na seção 6.5.

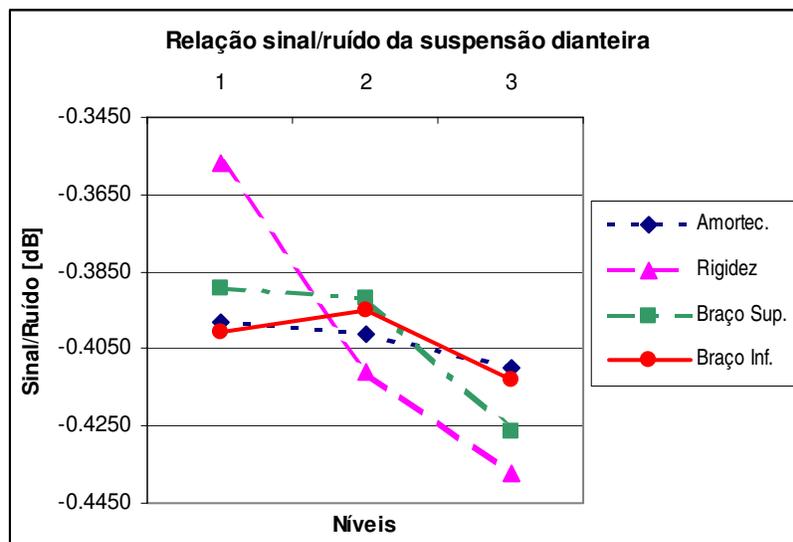
#### 7.1 Análise de conforto do veículo com suspensão duplo triângulo à velocidade de 10 m/s

Pode-se ver na tabela abaixo os resultados obtidos neste teste com a configuração de suspensão duplo triângulo, os níveis 1, 2 e 3 são equivalentes aos valores dos parâmetros mostrados na tabela 6.2:

**Tabela 7.1: S/N do veículo com suspensão duplo triângulo na análise de conforto (10 m/s).**

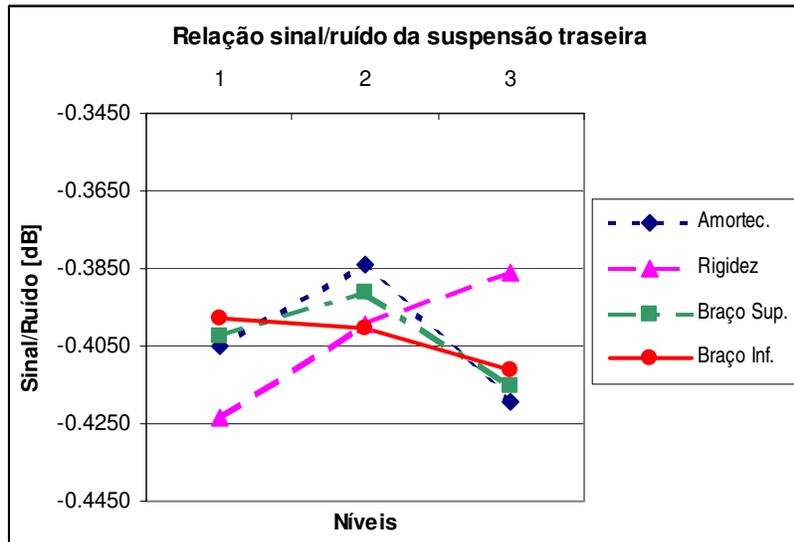
Fatores	1	2	3
1. Amortec. Dia.	-0.3979	-0.4010	-0.4102
2. Rigidez Dia.	-0.3569	-0.4111	-0.4373
3. Braço Superior	-0.3895	-0.3921	-0.4266
4. Braço Inferior	-0.4008	-0.3949	-0.4132
5. Amortec. Tras.	-0.4051	-0.3841	-0.4192
6. Rigidez Tras.	-0.4233	-0.3991	-0.3859
7. Braço Superior	-0.4026	-0.3909	-0.4152
8. Braço Inferior	-0.3978	-0.4002	-0.4110

Ao se analisar os valores da tabela 7.1, é possível notar que alguns fatores correspondem ao conhecimento prático de qual configuração é mais confortável. Por exemplo, quanto mais baixa a rigidez e o amortecimento da suspensão dianteira, maior é o nível de conforto, o mesmo não ocorre com a rigidez e amortecimento da suspensão traseira.



**Figura 7.1: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão duplo triângulo.**

A influência da rigidez neste tipo de suspensão mostra-se preponderante, enquanto que existe uma relação fraca entre o amortecimento e o critério de conforto.



**Figura 7.2: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do modelo com suspensão em duplo triângulo.**

Ao contrário do que pareceria natural, na suspensão traseira o conforto é melhorado com o aumento da rigidez, o que parece salientar que a transferência de peso para a parte dianteira do carro, melhora a performance do veículo no critério de conforto.

## 7.2 Análise de conforto do veículo com suspensão "swing-axle" à velocidade de 10 m/s

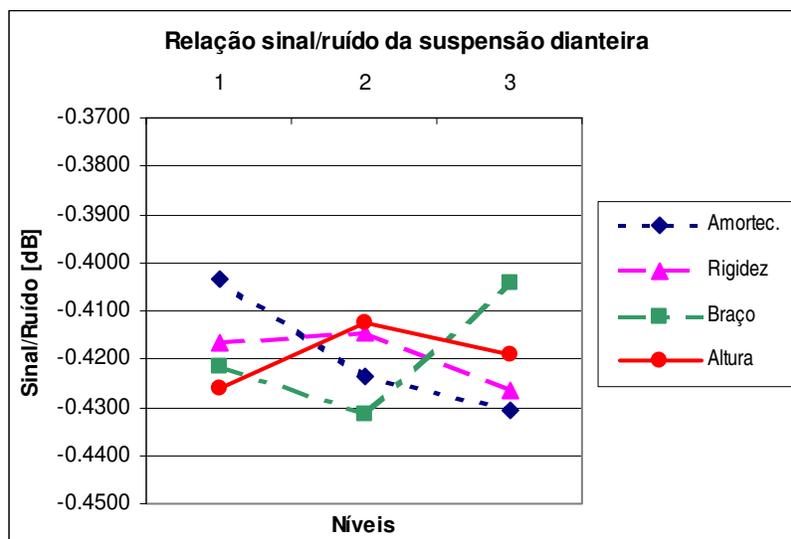
Pode-se ver na tabela abaixo os resultados obtidos neste teste com a configuração de suspensão "swing-axle", os níveis 1, 2 e 3 são equivalentes aos valores dos parâmetros mostrados na tabela 6.3:

**Tabela 7.2: S/N do veículo com suspensão "swing-axle" na análise de conforto (10 m/s).**

Fatores	1	2	3
1. Amortecimento	-0.4032	-0.4235	-0.4305
2. Mola	-0.4167	-0.4144	-0.4264
3. Braço	-0.4217	-0.4315	-0.4041
4. Altura Fixação	-0.4260	-0.4126	-0.4190
5. Amort. Tras.	-0.3753	-0.4345	-0.4448
6. Mola Tras.	-0.4146	-0.4239	-0.4192
7. Braço Tras.	-0.4115	-0.4211	-0.4249
8. Altura Fixação	-0.4418	-0.4130	-0.4020

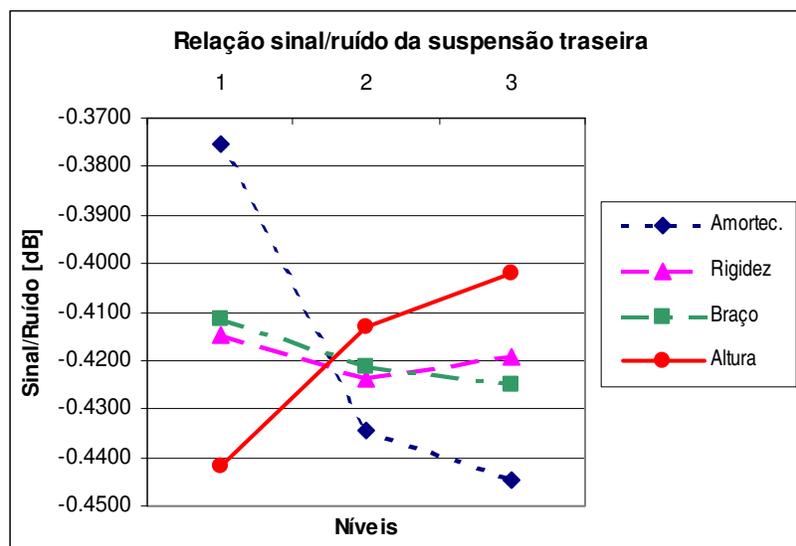
Os valores da relação sinal-ruído do veículo com suspensão "swing-axle" são da mesma ordem dos valores encontrados no veículo com suspensão duplo triângulo, denotando a influência reduzida dos parâmetros no valor do critério de conforto. Pode-se também observar um fenômeno oposto ao encontrado no veículo com suspensão duplo triângulo, o amortecimento traseiro, neste caso, é o fator que tem maior influência no critério de conforto.

Este fato pode ser associado à posição do centro de rolagem deste tipo de suspensão, mais alto em relação ao solo do que o centro de rolagem da suspensão duplo triângulo testada, o que faz com que o carro tenha um movimento maior de rotação em relação a seu eixo longitudinal, ao invés do movimento de translação vertical apresentado pela suspensão duplo triângulo.



**Figura 7.3: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "swing-axle".**

Analisando-se a figura 7.3, observa-se que com excessão do parâmetro de amortecimento, onde quanto menor seu valor melhor é o critério de conforto, os outros parâmetros têm seu valor ótimo nos níveis 2 e 3. É interessante notar que normalmente uma rigidez baixa da suspensão é associada a um conforto maior, como já foi citado anteriormente, mas no tipo de terreno testado isto não tem se mostrado verdadeiro.



**Figura 7.4: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "swing-axle".**

Como já citado anteriormente o conjunto traseiro neste tipo de modelo de suspensão revela-se mais influente no critério de conforto do que o conjunto dianteiro. O amortecimento traseiro apresenta-se novamente como o fator de maior influência. A altura de fixação do braço contribui para a tese de que o centro de rolagem afeta o parâmetro de conforto, pois elevando-se a altura de fixação obtém-se maior conforto, o que representa transferir, durante o movimento, mais peso para a parte dianteira do carro (Costin - 1980).

### 7.3 Análise de conforto do veículo com suspensão "trailing" à velocidade de 10 m/s

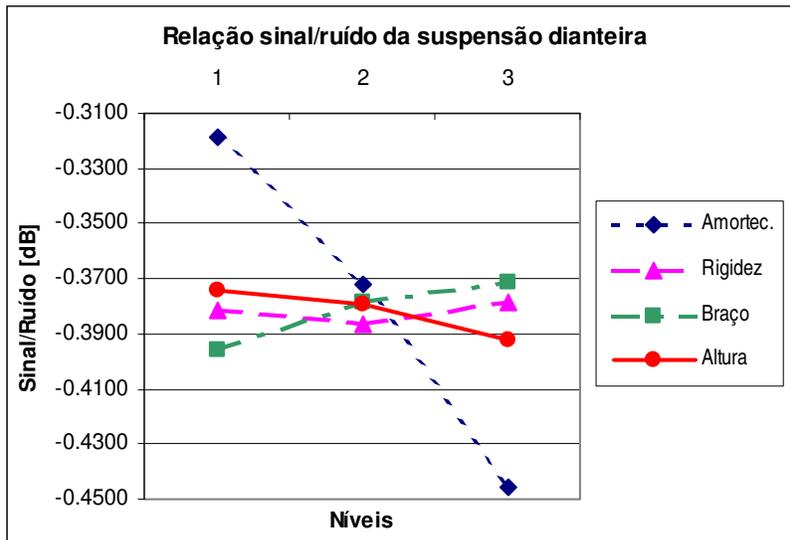
Pode-se ver na tabela a seguir, os resultados obtidos neste teste com a configuração de suspensão "trailing", os níveis 1, 2 e 3 são equivalentes aos valores dos parâmetros mostrados na tabela 6.4:

**Tabela 7.3: S/N do veículo com suspensão "trailing" na análise de conforto (10 m/s).**

<b>Fatores</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>
<b>1. Amortecimento</b>	-0.3190	-0.3722	-0.4459
<b>2. Mola</b>	-0.3811	-0.3866	-0.3787
<b>3. Braço</b>	-0.3960	-0.3784	-0.3717
<b>4. Altura Fixação</b>	-0.3745	-0.3792	-0.3926
<b>1. Amort. Tras.</b>	-0.3736	-0.3697	-0.4025
<b>2. Mola Tras.</b>	-0.3738	-0.3777	-0.3946
<b>3. Braço Tras.</b>	-0.3895	-0.3893	-0.3672
<b>4. Altura Fixação</b>	-0.3749	-0.3795	-0.3919

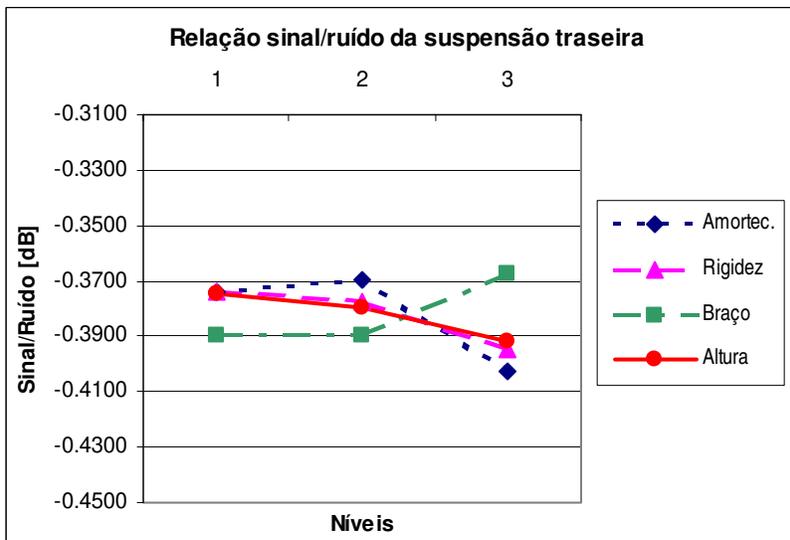
Os parâmetros de suspensão do veículo com suspensão "trailing" têm uma relação sinal ruído diferente no critério de conforto comparando-se com os outros modelos (duplo-triângulo e "swing-axle"), devido a sua característica construtiva, onde os braços estão posicionados no sentido longitudinal do veículo, na direção dos obstáculos, ao contrário dos outros dois modelos onde os braços estão posicionados transversalmente.

O amortecimento da suspensão dianteira apresenta-se como o fator com maior influência sobre o critério de conforto.



**Figura 7.5: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "trailing".**

O gráfico mostrado na figura 7.5, representa de forma melhor os dados da tabela 7.3, como já foi observado, o amortecimento da suspensão dianteira é o fator com maior influência no conforto do veículo. Pode-se também observar uma leve tendência, quanto ao comprimento do braço de suspensão e a altura de fixação, que têm efeitos inversos, aumentando o comprimento do braço ou reduzindo a altura de fixação melhora-se o nível de conforto.



**Figura 7.6: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "trailing".**

Observando o gráfico representado na figura 7.6, nota-se que a suspensão traseira gera um menor nível de resposta no comportamento do veículo, a mesma relação entre o comprimento do braço e a altura de fixação encontrada na suspensão dianteira também é apresentada na suspensão traseira.

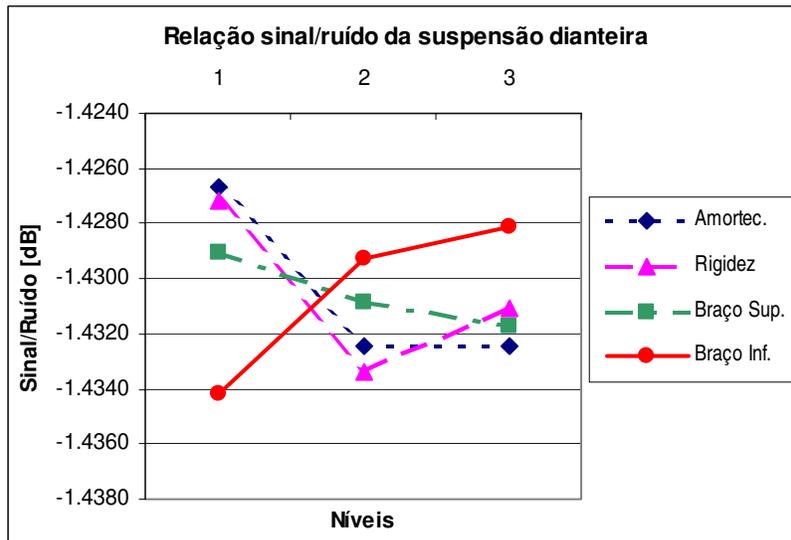
#### 7.4 Análise de conforto dos veículos com suspensão duplo triângulo, "swing-axle" e "trailing", à velocidade de 20 m/s.

Como poderá ser observado nos gráficos a seguir, os parâmetros apresentaram um efeito menor no conforto do veículo. Isto pode ter ocorrido devido a vários motivos, alguns estão listados abaixo:

- A faixa de variação dos parâmetros para este experimento está inadequada, a variação deveria ser maior (tabelas 6.2, 6.3 e 6.4).
- A interação entre os parâmetros foi maior neste teste, o que exige um estudo mais acurado sinal-ruído com maior número de experimentos para a análise das interações.

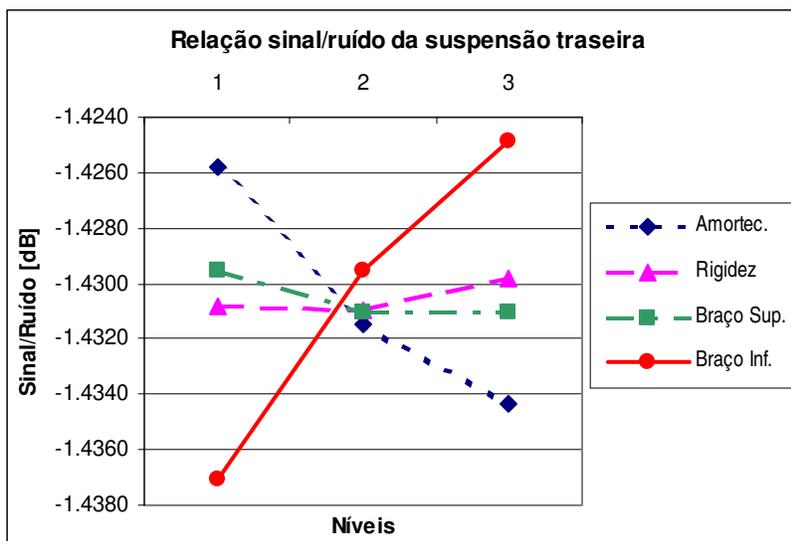
**Tabela 7.4: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão duplo triângulo na análise de conforto (20 m/s).**

Fatores	1	2	3
1. Amortec. Dia.	-1.4267	-1.4325	-1.4324
2. Rigidez Dia.	-1.4272	-1.4334	-1.4310
3. Braço Superior	-1.4290	-1.4308	-1.4317
4. Braço Inferior	-1.4342	-1.4292	-1.4281
5. Amortec. Tras.	-1.4258	-1.4315	-1.4343
6. Rigidez Tras.	-1.4308	-1.4309	-1.4298
7. Braço Superior	-1.4295	-1.4310	-1.4311
8. Braço Inferior	-1.4371	-1.4295	-1.4249



**Figura 7.7: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão duplo triângulo.**

Analisando-se a figura 7.7, nota-se que o amortecimento e rigidez baixos apresentam um resultado melhor, caracterizando uma suspensão macia. A configuração geométrica com o braço superior curto e o inferior longo tendem a baixar a posição do centro de rolagem da suspensão em relação ao chassi, o que induz a uma maior rotação do veículo em torno do eixo longitudinal.

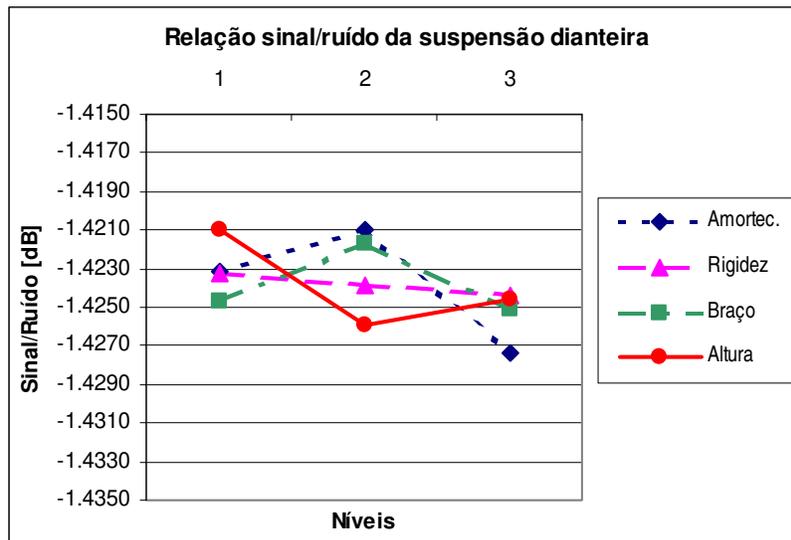


**Figura 7.8: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão duplo triângulo.**

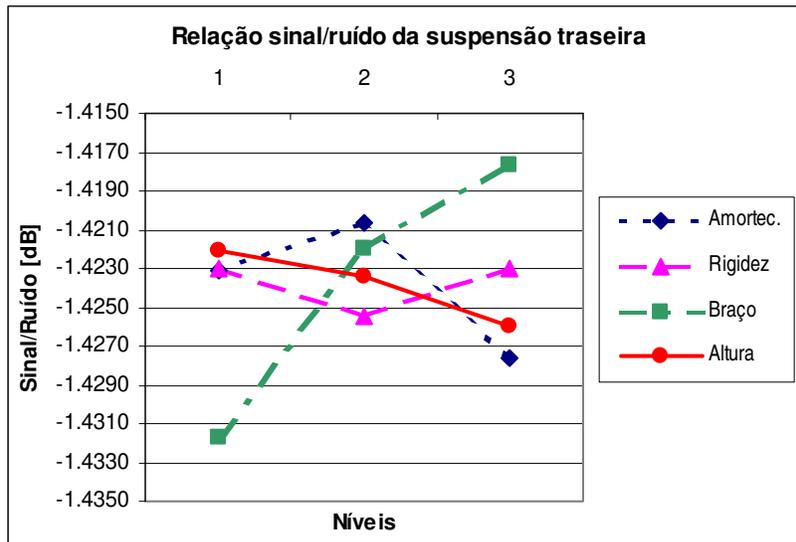
Observando a figura 7.8, nota-se o mesmo comportamento da suspensão dianteira, com exceção da rigidez. Fica também destacado que o comprimento do braço inferior e o amortecimento tem um efeito comparativamente maior.

**Tabela 7.5: Relação sinal-ruído do Veículo com suspensão "swing-axle" na análise de conforto (20 m/s).**

Fatores	1	2	3
1. Amortecimento	-1.4231	-1.4210	-1.4273
2. Mola	-1.4233	-1.4238	-1.4244
3. Braço	-1.4247	-1.4217	-1.4251
4. Altura Fixação	-1.4210	-1.4259	-1.4246
5. Amort. Tras.	-1.4231	-1.4207	-1.4277
6. Mola Tras.	-1.4230	-1.4255	-1.4230
7. Braço Tras.	-1.4317	-1.4220	-1.4177
8. Altura Fixação	-1.4221	-1.4234	-1.4260



**Figura 7.9: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "swing-axle".**



**Figura 7.10: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "swing-axle".**

Comparando-se as figuras 7.9 e 7.10, nota-se que os parâmetros da suspensão dianteira têm um menor efeito no desempenho do veículo em relação aos parâmetros da suspensão traseira, assim como na análise de conforto à velocidade de 10 m/s.

**Tabela 7.6: Relação sinal-ruído do Veículo com suspensão "trailing" na análise de conforto (20 m/s).**

Fatores	1	2	3
<b>1. Amortecimento</b>	-1.4321	-1.4346	-1.4346
<b>2. Mola</b>	-1.4303	-1.4345	-1.4365
<b>3. Braço</b>	-1.4341	-1.4334	-1.4337
<b>4. Altura Fixação</b>	-1.4334	-1.4341	-1.4338
<b>1. Amort. Tras.</b>	-1.4318	-1.4344	-1.4351
<b>2. Mola Tras.</b>	-1.4335	-1.4332	-1.4345
<b>3. Braço Tras.</b>	-1.4351	-1.4331	-1.4331
<b>4. Altura Fixação</b>	-1.4330	-1.4334	-1.4348

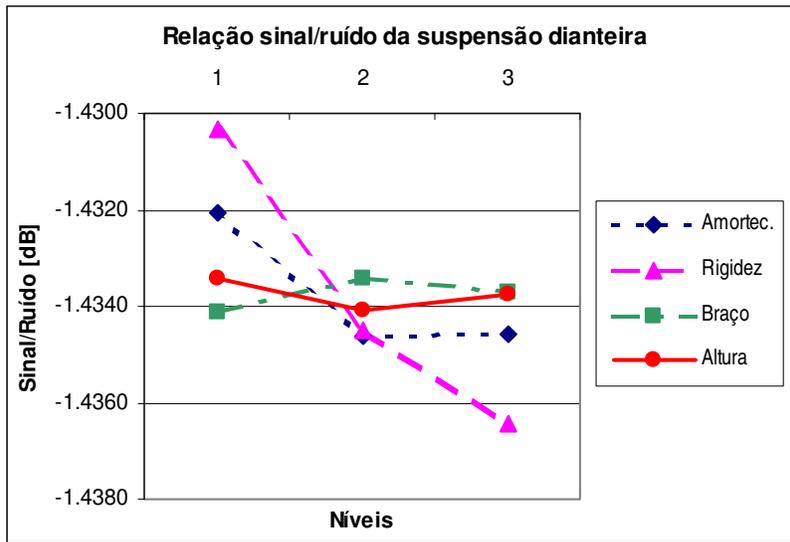


Figura 7.11: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "trailing".

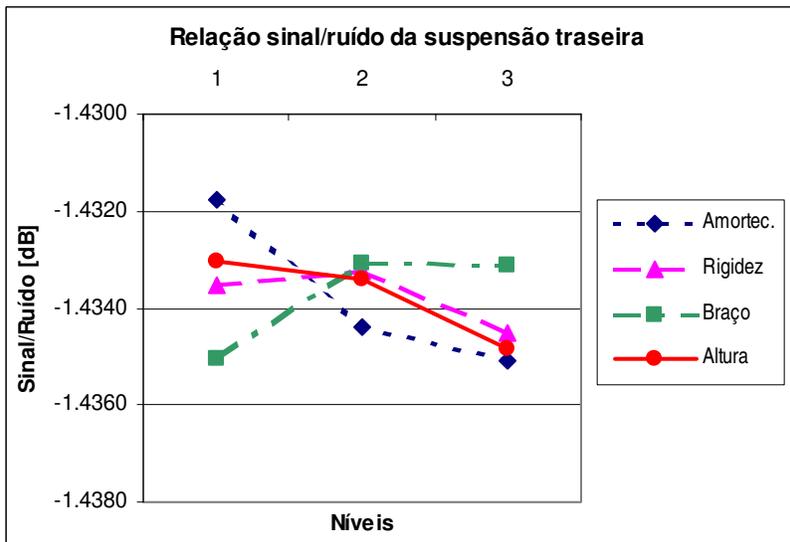


Figura 7.12: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "trailing".

Comparando-se as figuras 7.11 e 7.12, nota-se que os parâmetros da suspensão dianteira têm um maior efeito no desempenho do veículo em relação aos parâmetros da suspensão traseira, assim como na análise de conforto à velocidade de 10 m/s. É importante notar que esta situação é

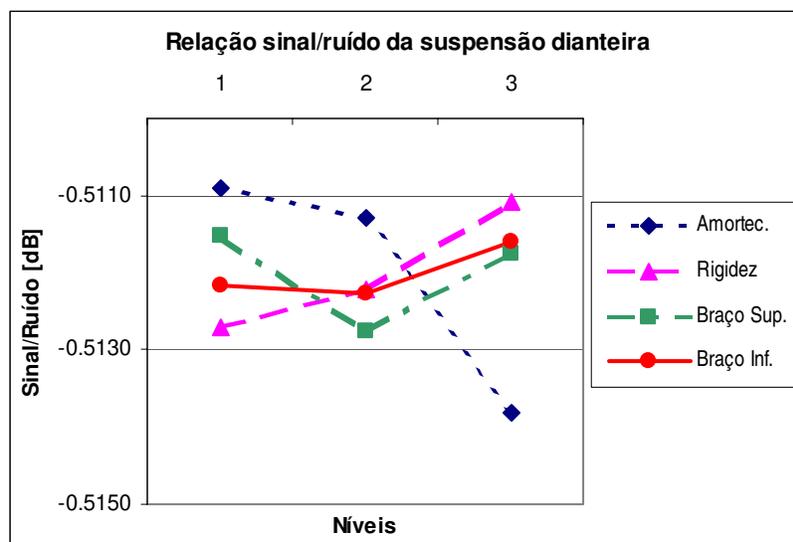
inversa ao comportamento do veículo com suspensão "swing-axle", o que pode ser atribuído diretamente a geometria de ambos os modelos de suspensão.

## 7.5 Análise de estabilidade do veículo com suspensão duplo triângulo

Pode-se ver na tabela abaixo os resultados obtidos no teste de estabilidade com a configuração de suspensão duplo triângulo, os níveis 1, 2 e 3 são equivalentes aos valores dos parâmetros mostrados na tabela 6.2:

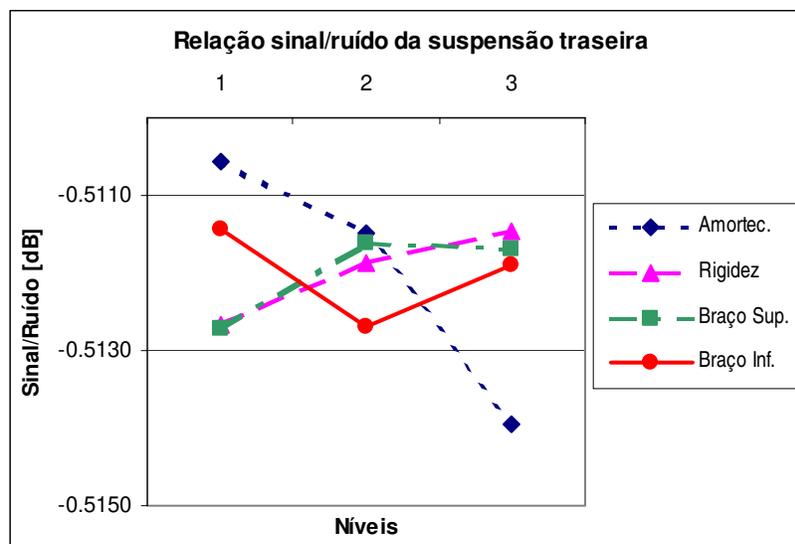
**Tabela 7.7: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão duplo triângulo na análise de estabilidade.**

Fatores	1	2	3
1. Amortec. Dia.	-0.5109	-0.5113	-0.5138
2. Rigidez Dia.	-0.5127	-0.5122	-0.5111
3. Braço Superior	-0.5115	-0.5128	-0.5117
4. Braço Inferior	-0.5122	-0.5123	-0.5116
5. Amortec. Tras.	-0.5106	-0.5115	-0.5140
6. Rigidez Tras.	-0.5127	-0.5119	-0.5115
7. Braço Superior	-0.5127	-0.5116	-0.5117
8. Braço Inferior	-0.5114	-0.5127	-0.5119



**Figura 7.13: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão duplo triângulo.**

Através da figura 7.13, é possível notar a influência do amortecimento e da rigidez na estabilização do veículo. A redução do amortecimento tende a melhorar o critério de estabilidade, indicando que a passagem de um regime super-crítico para sub-amortecido, influe no comportamento do veículo. Como foi citado na seção 6.5, o amortecimento no nível dois foi dimensionado para trabalhar em regime crítico em relação à rigidez no nível dois, a passagem citada é do nível três para o nível um.



**Figura 7.14: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão duplo triângulo.**

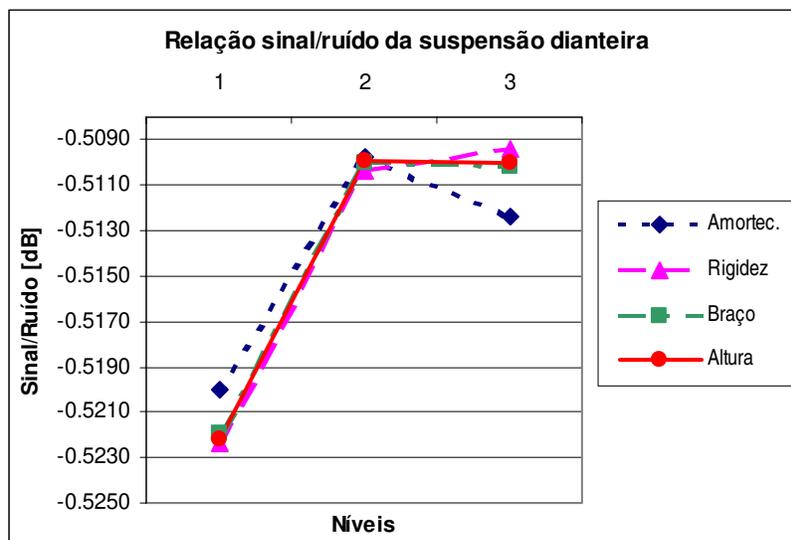
O desempenho do veículo melhora com o aumento da rigidez e redução do amortecimento da suspensão traseira, o mesmo efeito que ocorre com a suspensão dianteira.

## 7.6 Análise de estabilidade do veículo com suspensão "swing-axle"

Pode-se ver na tabela abaixo os resultados obtidos no teste de estabilidade com a configuração de suspensão "swing-axle", os níveis 1, 2 e 3 são equivalentes aos valores dos parâmetros mostrados na tabela 6.3:

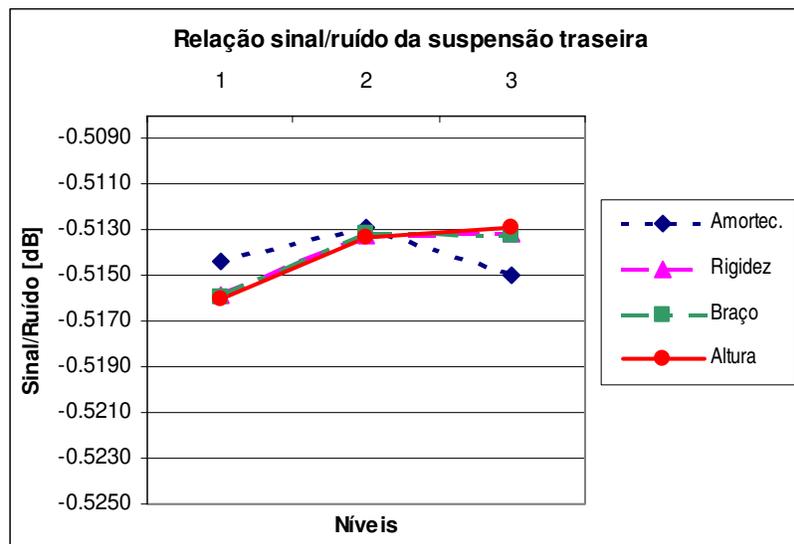
**Tabela 7.8: Relação sinal-ruído do Veículo com suspensão "swing-axle" na análise de estabilidade**

Fatores	1	2	3
1. Amortecimento	-0.5200	-0.5098	-0.5124
2. Mola	-0.5224	-0.5104	-0.5094
3. Braço	-0.5219	-0.5100	-0.5102
4. Altura Fixação	-0.5222	-0.5099	-0.5100
5. Amort. Tras.	-0.5144	-0.5129	-0.5150
6. Mola Tras.	-0.5158	-0.5132	-0.5132
7. Braço Tras.	-0.5159	-0.5131	-0.5132
8. Altura Fixação	-0.5160	-0.5133	-0.5129



**Figura 7.15: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "swing-axle".**

Observa-se um desempenho superior da suspensão com os parâmetros nos níveis dois e três, isto é causado em virtude da suspensão estar mais macia, com um braço de suspensão curto, o que leva a uma inclinação (câmbor) excessiva da roda quando o carro deixa o solo, pois as suspensões foram modeladas sem batente, o que permite um grande deslocamento do conjunto de suspensão. A consequência deste efeito é que o desempenho cai drasticamente, principalmente em virtude do braço estar numa posição quase vertical no momento do choque alterando significativamente o comportamento da suspensão.



**Figura 7.16: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "swing-axle".**

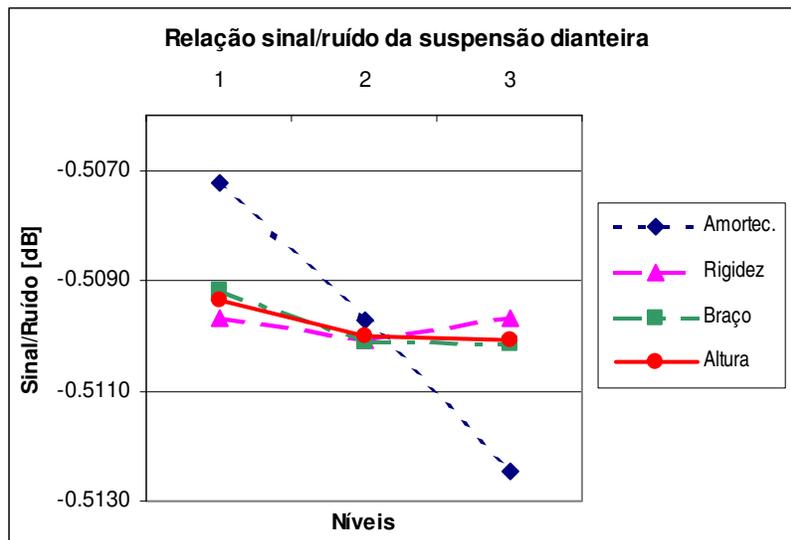
Ao contrário da suspensão dianteira deste modelo, não há grande variação do desempenho em função dos parâmetros, pois grande parte do impacto é absorvido pela suspensão dianteira.

### 7.7 Análise de estabilidade do veículo com suspensão "trailing"

Pode-se ver na tabela abaixo os resultados obtidos no teste de estabilidade com a configuração de suspensão "trailing", os níveis 1, 2 e 3 são equivalentes aos valores dos parâmetros mostrados na tabela 6.4:

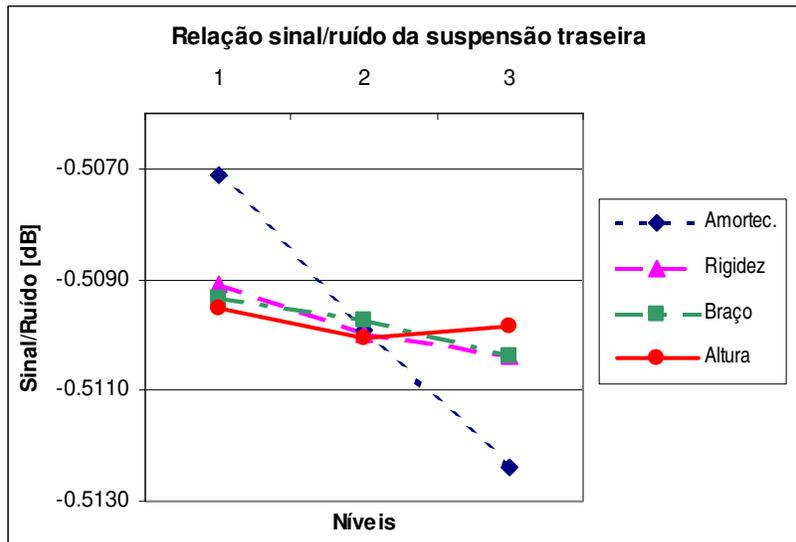
**Tabela 7.9: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão "trailing" na análise de estabilidade.**

Fatores	1	2	3
1. Amortecimento	-0.5072	-0.5097	-0.5125
2. Mola	-0.5097	-0.5101	-0.5097
3. Braço	-0.5092	-0.5101	-0.5102
4. Altura Fixação	-0.5093	-0.5100	-0.5101
1. Amort. Tras.	-0.5071	-0.5099	-0.5124
2. Mola Tras.	-0.5091	-0.5100	-0.5104
3. Braço Tras.	-0.5093	-0.5097	-0.5104
4. Altura Fixação	-0.5095	-0.5101	-0.5099



**Figura 7.17: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "trailing".**

Como já havia sido observado no veículo com suspensão duplo triângulo, o amortecimento tem grande influência na estabilidade do veículo. Um nível de amortecimento menor permite que o impacto seja melhor absorvido, e conseqüentemente o tempo de estabilização é reduzido.



**Figura 7.18: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "trailing".**

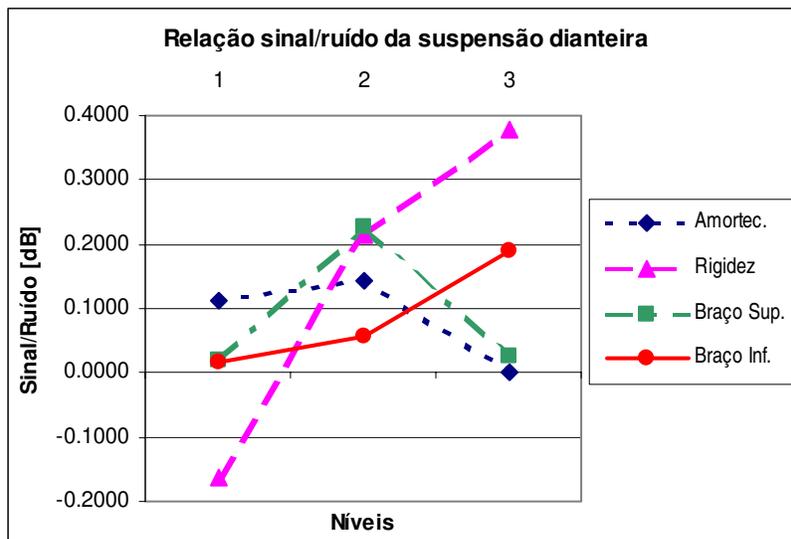
Assim como na suspensão dianteira o amortecimento é o parâmetro de maior influência no critério de estabilidade na suspensão traseira. O amortecimento menor também induz a um movimento mais amplo da carroceria durante o impacto, o que significa que o chassi fica mais próximo ao solo. No caso de um terreno muito acidentado isto pode ser prejudicial ao veículo, pois permite que o assoalho do veículo, assim como outros equipamentos fixados na parte inferior do chassi, entre em contato com o solo, possibilitando a ocorrência de algum dano.

### 7.8 Análise de dirigibilidade do veículo com suspensão duplo triângulo

Pode-se ver na tabela abaixo os resultados obtidos no teste de dirigibilidade com a configuração de suspensão duplo-triângulo, os níveis 1, 2 e 3 são equivalentes aos valores dos parâmetros mostrados na tabela 6.2:

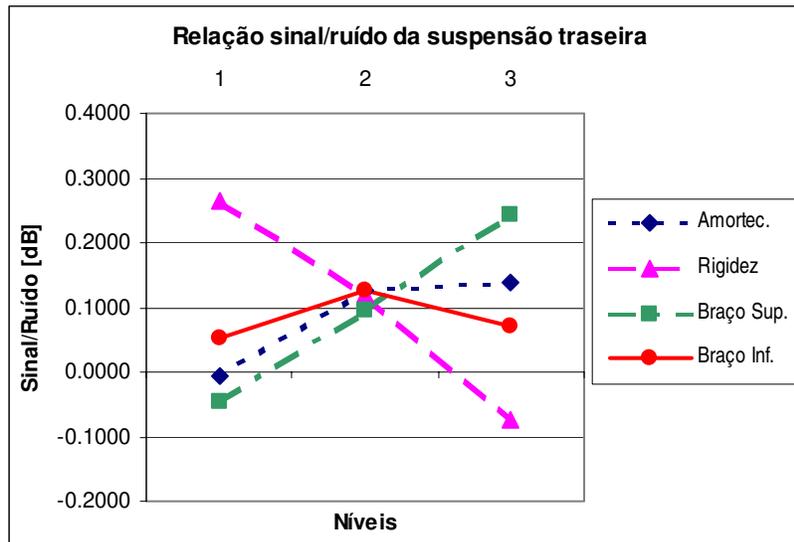
**Tabela 7.10: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão duplo triângulo na análise de dirigibilidade.**

Fatores	1	2	3
1. Amortec. Dia.	0.1132	0.1428	0.0009
2. Rigidez Dia.	-0.1642	0.2152	0.3771
3. Braço Superior	0.0204	0.2262	0.0268
4. Braço Inferior	0.0161	0.0557	0.1904
5. Amortec. Tras.	-0.0051	0.1247	0.1390
6. Rigidez Tras.	0.2643	0.1191	-0.0733
7. Braço Superior	-0.0453	0.0942	0.2416
8. Braço Inferior	0.0515	0.1251	0.0704



**Figura 7.19: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão duplo triângulo.**

Na figura 7.19 nota-se que existem dois fatores que melhoram o desempenho do veículo no critério de dirigibilidade, o primeiro e mais evidente é a rigidez, que favorece a direção de esterçamento da roda, o segundo fator é o braço inferior que aumenta o apoio da roda externa na curva, com maior inclinação da roda (maior cambagem).



**Figura 7.20: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão duplo triângulo.**

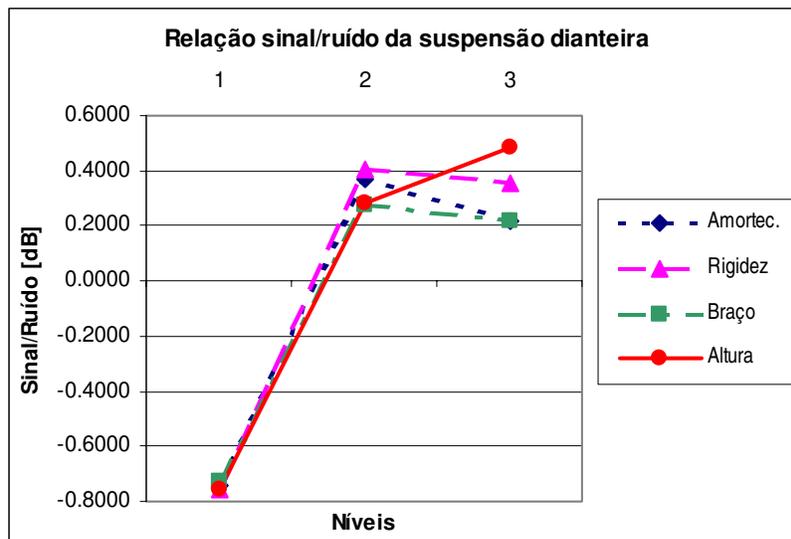
Ao contrário da suspensão dianteira, uma traseira menos rígida, que permita ao carro sobreesterçar nas curvas, tem um desempenho melhor, isso também é notado através da melhora da dirigibilidade com o aumento do braço superior, o que faz o carro ter uma cambagem negativa na roda externa à curva, e conseqüentemente menos apoio.

### 7.9 Análise de dirigibilidade do veículo com suspensão "swing-axle"

Pode-se ver na tabela abaixo os resultados obtidos no teste de dirigibilidade com a configuração de suspensão "swing-axle", os níveis 1, 2 e 3 são equivalentes aos valores dos parâmetros mostrados na tabela 6.3:

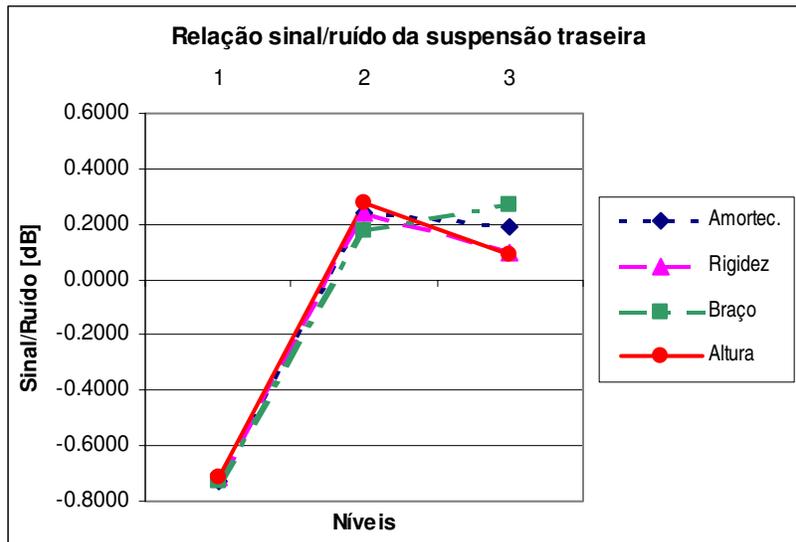
**Tabela 7.11: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão "swing-axle" na análise de dirigibilidade.**

Fatores	1	2	3
1. Amortecimento	-0.7401	0.3712	0.2194
2. Mola	-0.7549	0.4055	0.3521
3. Braço	-0.7313	0.2726	0.2182
4. Altura Fixação	-0.7544	0.2852	0.4863
5. Amort. Tras.	-0.7248	0.2401	0.1910
6. Mola Tras.	-0.7118	0.2401	0.0970
7. Braço Tras.	-0.7254	0.1733	0.2676
8. Altura Fixação	-0.7147	0.2779	0.0899



**Figura 7.21: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "swing-axle".**

A figura 7.21 mostra que o veículo com suspensão "swing-axle" na análise de dirigibilidade teve uma resposta similar ao resultado encontrado na análise de estabilidade, quando o amortecimento, rigidez, comprimento do braço e altura de fixação da suspensão estão com valores baixo estimulam um efeito denominado "jacking", onde o chassi tende a se elevar em relação ao solo, aumentando a inclinação das rodas, levando a uma perda de estabilidade.



**Figura 7.22: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "swing-axle".**

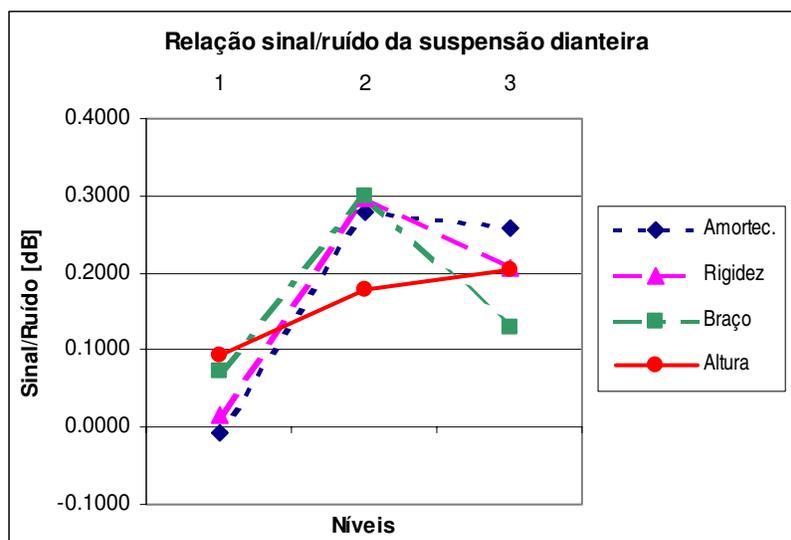
O mesmo efeito observado na suspensão dianteira do veículo com suspensão "swing-axle" está presente na suspensão traseira. Existem dois artifícios que podem ser utilizados para minimizar este efeito, inserir batentes para limitar o curso da suspensão ou colocar barras de reação que compensam a inclinação de uma roda, forçando a inclinação da roda do lado oposto.

### 7.10 Análise de dirigibilidade do veículo com suspensão "trailing"

Pode-se ver na tabela abaixo os resultados obtidos no teste de dirigibilidade com a configuração de suspensão "trailing", os níveis 1, 2 e 3 são equivalentes aos valores dos parâmetros mostrados na tabela 6.4:

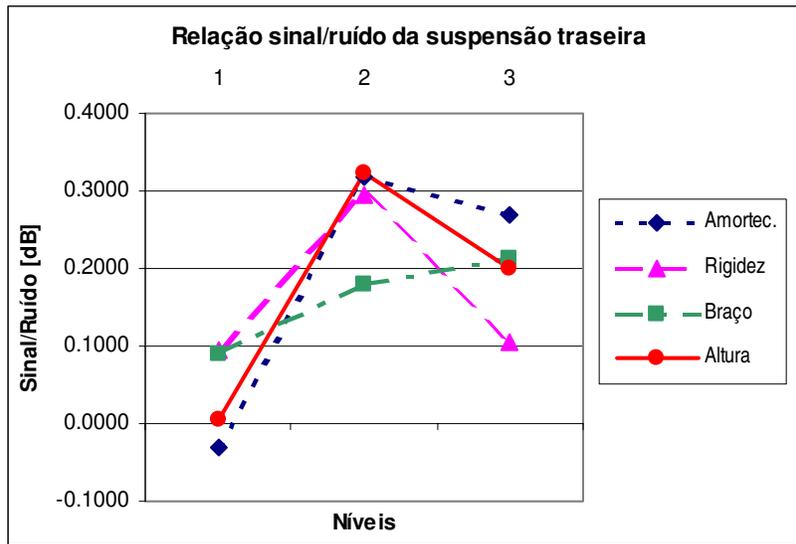
**Tabela 7.12: Relação sinal-ruído do veículo com suspensão "trailing" na análise de dirigibilidade**

Fatores	1	2	3
1. Amortecimento	-0.0069	0.2798	0.2582
2. Mola	0.0156	0.2957	0.2064
3. Braço	0.0718	0.2984	0.1296
4. Altura Fixação	0.0944	0.1787	0.2039
1. Amort. Tras.	-0.0312	0.3187	0.2691
2. Mola Tras.	0.0960	0.2946	0.1059
3. Braço Tras.	0.0885	0.1787	0.2116
4. Altura Fixação	0.0059	0.3221	0.2007



**Figura 7.23: Relação sinal-ruído da suspensão dianteira do veículo com suspensão "trailing".**

Observando-se a figura 7.23, é evidente que o veículo com suspensão "trailing" tem um ponto ótimo no nível dois dos parâmetros, com exceção da altura de fixação. O nível dois dos parâmetros representa a configuração calculada com auxílio da literatura existente sobre suspensões, e que neste caso específico se mostrou como a melhor configuração.



**Figura 7.24: Relação sinal-ruído da suspensão traseira do veículo com suspensão "trailing".**

Na figura 7.24 nota-se que a maioria dos fatores apresenta um ponto ótimo no nível dois, o mesmo resultado encontrado na suspensão dianteira, demonstrando que neste caso a configuração calculada com base na literatura, também é a configuração ótima.

Após a análise do sinal-ruído de todos os parâmetros de todos os veículos nos testes determinados, é necessário prever uma configuração que apresente um desempenho ótimo em todos os testes.

### 7.11 Análise das médias (ANOM)

A análise das médias é um método estatístico que permite avaliar o efeito de cada parâmetro no comportamento do sistema testado. Para aplicá-lo ao exemplo apresentado, deve-se aplicar a fórmula 7.1 para determinar uma nota ponderada para o desempenho de cada uma das configurações:

$$NotaPonderada = \frac{P_{conf} \cdot \frac{C_{pior} - C_{conf}}{C_{pior} - C_{melhor}} + P_{estab} \cdot \frac{E_{pior} - E_{conf}}{E_{pior} - E_{melhor}} + P_{dirig} \cdot \frac{D_{pior} - D_{conf}}{D_{pior} - D_{melhor}}}{P_{conf} + P_{estab} + P_{dirig}} \quad (7.1)$$

A nota ponderada possibilita que um valor numérico seja atribuído ao desempenho geral do veículo, englobando as três características avaliadas: conforto, dirigibilidade e estabilidade. Os pesos  $P_{\text{conf}}$  (conforto),  $P_{\text{estab}}$  (estabilidade) e  $P_{\text{dirig}}$  (dirigibilidade) foram extraídos da pesquisa de mercado, onde os consumidores potenciais apontaram sua preferência. Para melhor exemplificar o cálculo da nota ponderada pode-se calcular a nota da primeira configuração do veículo com suspensão duplo triângulo (tabela A3):

$$Nota = \frac{4,4 \cdot \frac{3,22 - (2,15 + 0,408)}{3,22 - 2,27} + 5,0 \cdot \frac{4,05 - 3,47}{4,05 - 3,29} + 5,0 \cdot \frac{11,42 - 2,71}{11,42 - 0,67}}{4,4 + 5,0 + 5,0} = 0,76 \quad (7.2)$$

As notas variam de zero a um, onde um é a nota máxima. Após o cálculo das notas ponderadas, pode-se calcular o efeito de cada um dos parâmetros no índice de desempenho:

$$E_{Ai} = (\text{Média de } Y \text{ dos experimentos onde o parâmetro } A \text{ esta no nível } i) - M \quad (7.3)$$

Onde  $M$  é a média geral dos experimentos, e  $Y$  é o resultado dos experimentos.

Aplicando-se a fórmula 7.3 ao amortecimento dianteiro do veículo com suspensão duplo triângulo no primeiro nível (5000 Ns/m), obtém-se:

$$E_{\text{AmoriDial}} = \left( \frac{0,76 + 0,72 + 0,77 + 0,55 + 0,68 + 0,72 + 0,58 + 0,82 + 0,59}{9} \right) - 0,72 = -0,026 \quad (7.4)$$

Pela equação 7.4 nota-se que o amortecimento dianteiro no primeiro nível tem o efeito de reduzir o desempenho (nota ponderada) do veículo em -0,026.

Utilizando a notação de Yates (Pillet-1992) a equação de previsão para um sistema de dois parâmetros com três níveis pode ser escrita como:

$$\tilde{Y} = M + [E_{A1} \quad E_{A2} \quad E_{A3}]A + [E_{B1} \quad E_{B2} \quad E_{B3}]B \quad (7.5)$$

Onde  $\tilde{Y}$  é o resultado previsto,  $M$  é a média geral dos experimentos e  $A$  e  $B$  são parâmetros do experimento.

O resultados do modelo de veículo com suspensão duplo triângulo nas quatro rodas, pode ser visto na tabela A3 do Apêndice. Aplicando-se os efeitos encontrado com o auxílio da equação 7.3, obtém-se a seguinte equação de previsão:

$$\begin{aligned} \tilde{Y} = & 0,717664 + [-0,026 \quad 0,007 \quad 0,019]_{AmortDia} + [0,044 \quad -0,028 \quad -0,016]_{RigidezDia} + \\ & + [0,018 \quad -0,007 \quad -0,012]_{BraçoSupDia} + [-0,003 \quad -8e-4 \quad 0,0035]_{BraçoInfDia} + \\ & + [-0,047 \quad 0,0314 \quad 0,015]_{AmortTras} + [0,0045 \quad 0,0027 \quad -0,007]_{RigidezTras} + \\ & + [-0,018 \quad 0,0199 \quad -0,002]_{BraçoSupTras} + [0,009 \quad -0,018 \quad 0,0093]_{BraçoInfTras} \end{aligned} \quad (7.6)$$

O melhor resultado previsto pode ser facilmente obtido, identificando-se os níveis que aumentam a média em cada parâmetro, por exemplo, no amortecimento dianteiro o nível três é o que apresenta o efeito mais positivo sobre a média (0,019). Selecionando-se os níveis com efeitos mais positivos obtém-se:

$$\tilde{Y} = 0,0717 + 0,019 + 0,044 + 0,018 + 0,0035 + 0,0314 + 0,0045 + 0,0199 + 0,0093 = 0,8687 \quad (7.7)$$

Pela equação 7.7, o veículo com suspensão duplo triângulo teria um índice de desempenho igual a 0,8687, para a seguinte configuração:

- Amortecimento dianteiro - nível 3 (10 kNs/m);
- Rigidez dianteira - nível 1 (20 kN/m);
- Comprimento do braço superior dianteiro - nível 1 (0.3 m);
- Comprimento do braço inferior dianteiro - nível 3 (0.5 m);
- Amortecimento traseiro - nível 2 (5 kNs/m)
- Rigidez traseira - nível 1 (15 kN/m);

- Comprimento do braço superior traseiro - nível 2 (0.4 m);
- Comprimento do braço inferior traseiro - nível 3 (0.5 m).

A tabela A4 do Apêndice mostra a compilação de resultados do modelo de veículo com suspensão "swing-axle" nas quatro rodas, com estes resultados pode-se aplicar o método de análise de médias, obtendo-se a seguinte equação de previsão para este modelo:

$$\begin{aligned} \tilde{Y} = & 0,671048 + [-0,063 \quad 0,017 \quad 0,046]_{AmortDia} + [-0,044 \quad 0,019 \quad 0,025]_{RigidezDia} + \\ & + [-0,054 \quad -0,003 \quad 0,0569]_{BraçoDia} + [-0,075 \quad 0,0332 \quad 0,0421]_{AlturaFixDia} + \\ & + [-0,032 \quad 0,0163 \quad 0,0156]_{AmortTras} + [-0,015 \quad 0,0182 \quad -0,003]_{RigidezTras} + \\ & + [-0,035 \quad 0,0127 \quad 0,0224]_{BraçoTras} + [-0,08 \quad 0,0326 \quad 0,0472]_{AlturaFixTras} \end{aligned} \quad (7.8)$$

Segundo a equação 7.6, o veículo com suspensão "swing-axle" com o melhor desempenho teria a seguinte configuração:

- Amortecimento dianteiro - nível 3 (10 kNs/m);
- Rigidez dianteira - nível 3 (40 kN/m);
- Comprimento do braço dianteiro - nível 3 (0.7 m);
- Altura de fixação dos braços dianteiros - nível 3 (0.1 m);
- Amortecimento traseiro - nível 2 (5 kNs/m)
- Rigidez traseira - nível 2 (25 kN/m);
- Comprimento do braço traseiro - nível 3 (0.7 m);
- Altura de fixação dos braços traseiros - nível 3 (0.1 m).

Esta configuração teria o índice de desempenho geral igual a 0,945018, valor mais alto em comparação com o veículo com suspensão duplo triângulo (0,8687). No entanto as interações dos parâmetros, que serão discutidas na próxima seção, se revelam extremamente fortes, e o melhor desempenho previsto pela equação 7.8, não é o melhor desempenho real deste veículo.

Aplicando-se o método ANOM aos resultados do veículo com suspensão "trailing" (tabela A5 do Apêndice), obtém-se a seguinte equação de previsão para este modelo:

$$\begin{aligned}
\tilde{Y} = & 0,696058 + [-0,034 \quad 0,050 \quad -0,016]A + [-0,095 \quad 0,041 \quad 0,054]B + \\
& + [-0,092 \quad 0,0322 \quad 0,0603]C + [-0,075 \quad 0,0506 \quad 0,024]D + \\
& + [-0,117 \quad 0,077 \quad 0,0397]E + [-0,04 \quad 0,0379 \quad 0,0017]F + \\
& + [-0,084 \quad 0,0216 \quad 0,062]G + [-0,098 \quad 0,0436 \quad 0,0548]H
\end{aligned}
\tag{7.9}$$

Pela equação 7.9, o veículo com suspensão "swing-axle" com o melhor desempenho teria a seguinte configuração:

- Amortecimento dianteiro - nível 2 (7,5 kNs/m);
- Rigidez dianteira - nível 3 (40 kN/m);
- Comprimento do braço dianteiro - nível 3 (0.7 m);
- Altura de fixação dos braços dianteiros - nível 2 (0 m);
- Amortecimento traseiro - nível 2 (5 kNs/m)
- Rigidez traseira - nível 2 (25 kN/m);
- Comprimento do braço traseiro - nível 3 (0.7 m);
- Altura de fixação dos braços traseiros - nível 3 (0.1 m).

Com esta configuração a equação 7.9 resulta num índice de performance impressionante de 1,14, uma nota acima de qualquer outra configuração testada, porém é preciso ressaltar que como será visto, o valor previsto não reflete a realidade do modelo, e o seu desempenho se mostra inferior ao projetado.

## 7.12 Seleção das melhores performances

**Tabela 7.13: Melhores níveis dos modelos para cada teste.**

	Duplo Triângulo			Swing Axle			Trailing		
	Conf.	Estab.	Dirig.	Conf.	Estab.	Dirig.	Conf.	Estab.	Dirig.
<b>Fator 1</b>	1	1	2	1	2	2	1	1	2
<b>Fator 2</b>	1	3	3	2	3	2	1	1	2
<b>Fator 3</b>	1	1	2	3	2	2	2	1	2
<b>Fator 4</b>	2	3	3	2	2	3	1	1	3
<b>Fator 5</b>	2	1	3	1	2	2	2	1	2
<b>Fator 6</b>	3	3	1	1	2	2	1	1	2
<b>Fator 7</b>	2	2	3	1	2	3	3	1	3
<b>Fator 8</b>	1	1	2	3	3	2	1	1	2

Na tabela 7.13 se encontram resumidos os níveis que resultaram nas relações sinal/ruído mais altas para cada parâmetro analisado. Nesta tabela pode-se comparar as diferentes configurações ótimas para cada modelo, o que demonstra que o veículo ajustado para uma condição, não terá um desempenho ótimo em outro quesito, isto pode ser facilmente observado no fator 2 (rigidez da suspensão dianteira) do veículo com suspensão duplo triângulo, na prova de conforto a melhor configuração tem uma rigidez baixa (nível 1 - 20kN/m), enquanto que nas provas de dirigibilidade e estabilidade as melhores configurações tem uma rigidez alta (nível 3 - 40kN/m).

**Tabela 7.14: Melhor configuração encontrada durante os experimentos e melhor configuração prevista.**

	Duplo Triângulo		Swing Axle		Trailing	
	L27	Prev.	L27	Prev.	L27	Prev.
<b>Fator 1</b>	2	3	1	3	3	2
<b>Fator 2</b>	1	1	3	3	1	3
<b>Fator 3</b>	2	1	3	3	3	3
<b>Fator 4</b>	3	3	3	3	2	2
<b>Fator 5</b>	3	2	1	2	2	2
<b>Fator 6</b>	1	1	1	2	1	2
<b>Fator 7</b>	2	2	1	3	3	3
<b>Fator 8</b>	3	3	3	3	2	3

Na tabela 7.14, estão apresentadas as configurações testadas que apresentaram as maiores notas ponderadas para cada modelo, e a configuração de melhor desempenho prevista pelas equações 7.6, 7.8 e 7.9. Com o auxílio da tabela A2, pode-se identificar que são os experimentos número doze para a suspensão duplo triângulo, sete para a suspensão "swing-axle" e vinte para a suspensão "trailing". Estão destacados os fatores que mantiveram o mesmo nível entre a melhor configuração testada e a melhor configuração prevista, é possível observar o veículo com suspensão duplo triângulo é o que tem mais fatores em comum (cinco), indicando que a previsão identificou vários fatores que levam a um desempenho ótimo.

Para destacar a importância da ponderação no desempenho, pode-se comparar o fator 2 (rigidez dianteira) do modelo com suspensão duplo triângulo previsto e testado com os valores encontrados na tabela 7.13, percebe-se que o efeito negativo no conforto do veículo causado por uma rigidez maior, é maior que o efeito negativo de uma rigidez baixa (nível 1 - 20kN/m) nas provas de estabilidade e dirigibilidade, e portanto prevaleceu a rigidez mais baixa que oferece melhor conforto.

**Tabela 7.15: Melhores configurações de cada modelo.**

	Duplo Triângulo		Swing Axle		Trailing	
	L27	Final	L27	Final	L27	Final
<b>Fator 1</b>	2	2	1	1	3	3
<b>Fator 2</b>	1	1	3	3	1	1
<b>Fator 3</b>	2	1	3	3	3	3
<b>Fator 4</b>	3	3	3	3	2	2
<b>Fator 5</b>	3	2	1	1	2	2
<b>Fator 6</b>	1	1	1	1	1	1
<b>Fator 7</b>	2	2	1	1	3	3
<b>Fator 8</b>	3	3	3	3	2	2
<b>Avaliação</b>	<b>0,8517</b>	<b>0,9124</b>	<b>0,8774</b>	<b>0,8774</b>	<b>0,8767</b>	<b>0,8767</b>

A tabela 7.15 mostra os melhores resultados de cada modelo, para se conseguir estes resultados foram testados os modelos previstos, como estes não apresentaram bons resultados (ver tabela 7.16), partiu-se da configuração testada de melhor desempenho para cada modelo e analisando-se as equações 7.6, 7.8 e 7.9 foram sendo alterados e testados individualmente os parâmetros, o que resultou em um desempenho superior da suspensão duplo triângulo com a

alteração dos fatores três (braço superior dianteiro) e cinco (amortecimento traseiro). O fato das configurações previstas não coincidirem com as melhores configurações é causado pelas interações entre os parâmetros, que não foram considerados na equação de previsão.

**Tabela 7.16: Resumo geral do desempenho dos modelos simulados.**

		Conforto		Estabilidade	Dirigibilidade	NOTA PONDERADA
		Deslocamento	Aceleração			
Duplo Triângulo	Melhor L27	2.20466	0.46061	3.32418	0.98310	0.85168
	Melhor previsto	2.39849	0.49834	3.30140	2.89683	0.77238
	Otimizado	2.09416	0.45822	3.28957	0.71207	0.91238
Swing Axle	Melhor L27	1.86199	0.41149	3.53415	1.10681	0.87737
	Melhor previsto	2.20388	0.55772	3.51211	1.30385	0.72472
Trailing	Melhor L27	2.13781	0.49382	3.29645	0.93507	0.87666
	Melhor previsto	2.04971	0.41679	3.51380	0.88432	0.83201
<b>Modelo Teórico (Dup. Tria.)</b>		2.40828	0.43031	3.54659	0.73546	0.70268

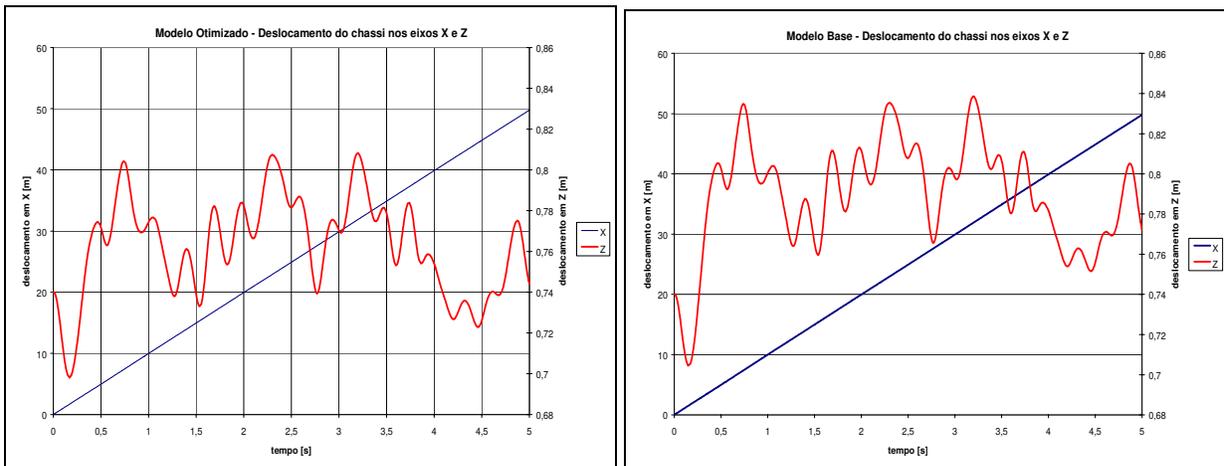
Na tabela 7.16 é possível notar que o veículo com suspensão duplo triângulo otimizado é cerca de 20% melhor que o modelo calculado com base nas referências de projeto de suspensão encontradas (modelo teórico - duplo triângulo), isto evidencia a importância da etapa de experimentos, mesmo através de simulações numéricas, pois em um tempo relativamente rápido, comparado à construção do protótipo, obtém-se um produto com desempenho superior.

Como já foi citado as equações de previsão não conseguiram prever a configuração de melhor desempenho, apesar da equação da suspensão duplo triângulo ter auxiliado a obtenção de uma configuração com desempenho melhor, também não conseguiu prever a melhor configuração. Outro ponto importante a ser notado, é fato de todos os resultados terem uma nota ponderada maior que o modelo calculado teoricamente.

Estabelecida a melhor configuração da melhor suspensão, esta foi comparada com o modelo teórico e na próxima seção figuras com partes da animação e gráficos serão mostrados e comparados.

### 7.13 Animações do modelo de melhor desempenho

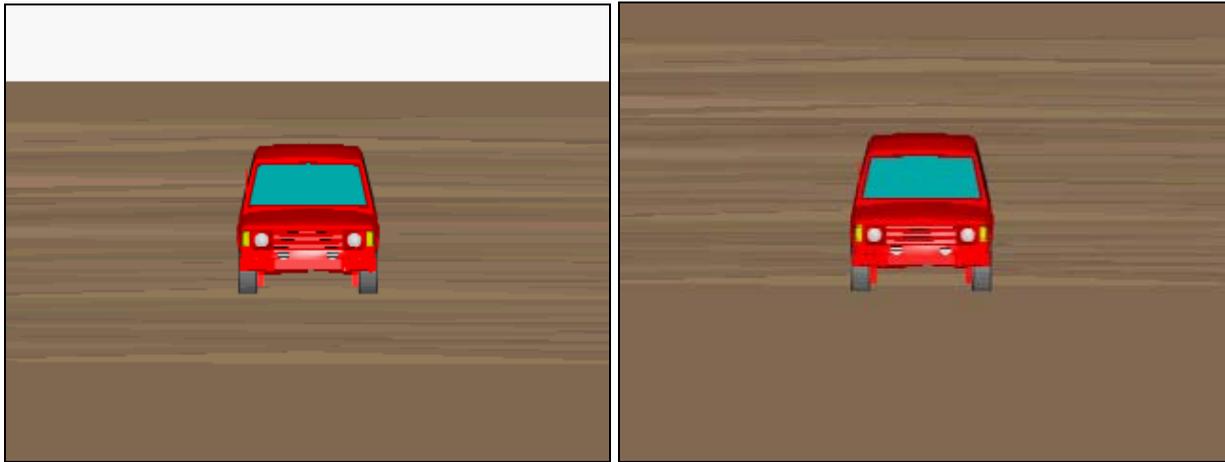
Para melhor efeito de comparação, uma configuração calculada com base nas referências existentes de projeto de suspensão (Staniforth(1999), Costin(1980) e Gillespie(1992)), chamado de modelo teórico ou base (seção 6.5 e 6.6), foi simulada e será comparada com o modelo otimizado pelo método de Taguchi. A configuração teórica é equivalente ao nível intermediário (2) de todos os parâmetros.



**Figuras 7.25 e 7.26: Deslocamento dos modelos otimizado e teórico na prova de conforto (10m/s).**

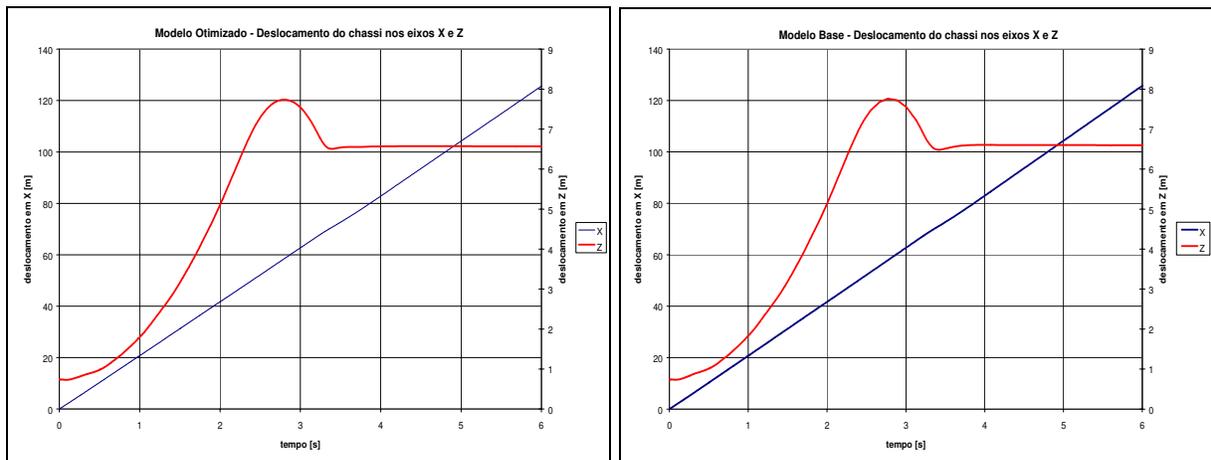


**Figuras 7.27 e 7.28: Animação do veículo otimizado no teste de conforto nos instantes t=0.00s e t=1.81s respectivamente.**

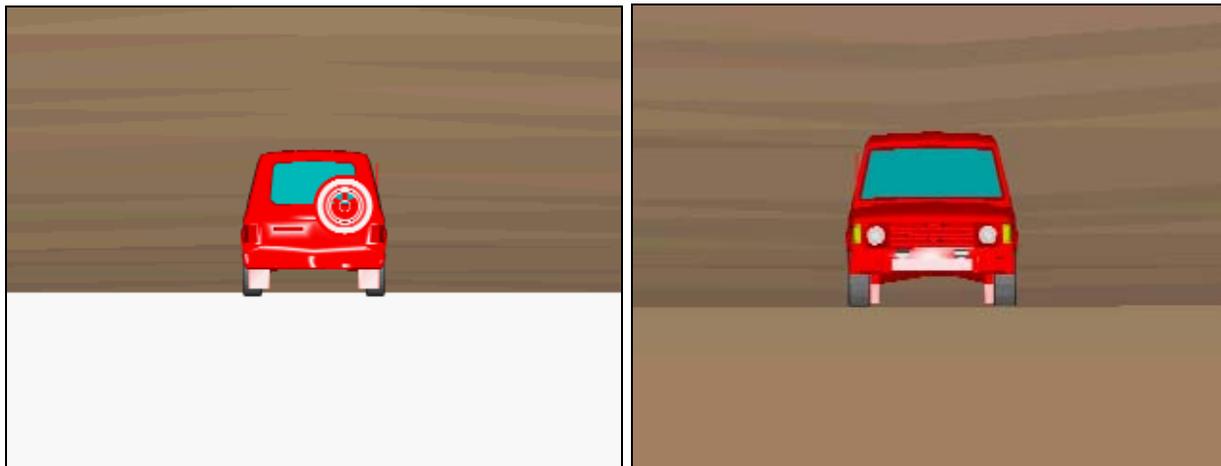


**Figuras 7.29 e 7.30: Animação do veículo otimizado no teste de conforto nos instantes  $t=3.63s$  e  $t=5.00s$  respectivamente.**

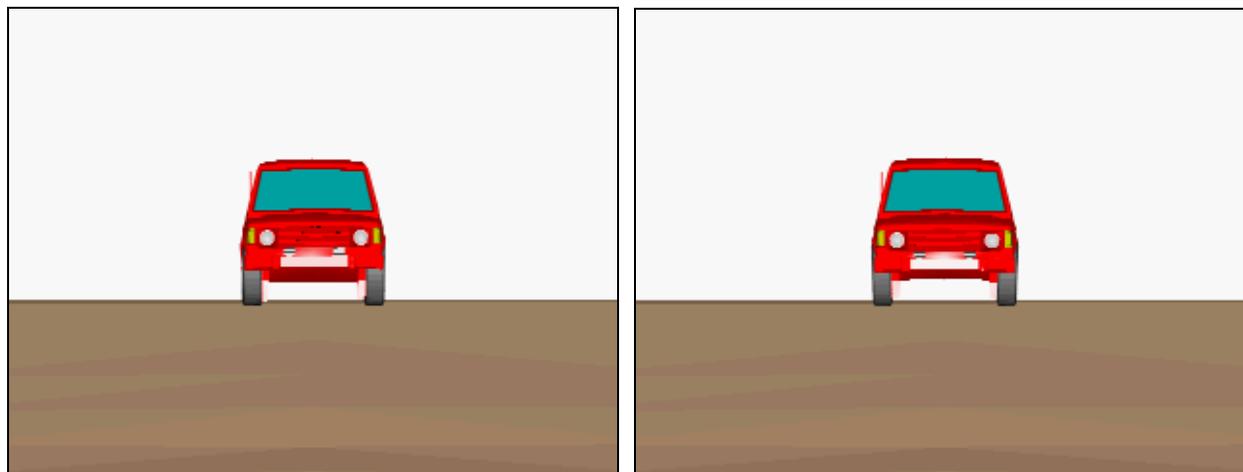
Na animação do teste de conforto percebe-se que não existem grandes oscilações da carroceria do veículo, e que o veículo não se desvia da trajetória durante todo o percurso. Comparando os gráficos do modelo base e otimizado, é possível perceber que as oscilações do modelo otimizado são levemente menores do que do modelo base.



**Figuras 7.31 e 7.32: Gráfico do deslocamento dos modelos otimizado e teórico na prova de estabilidade.**

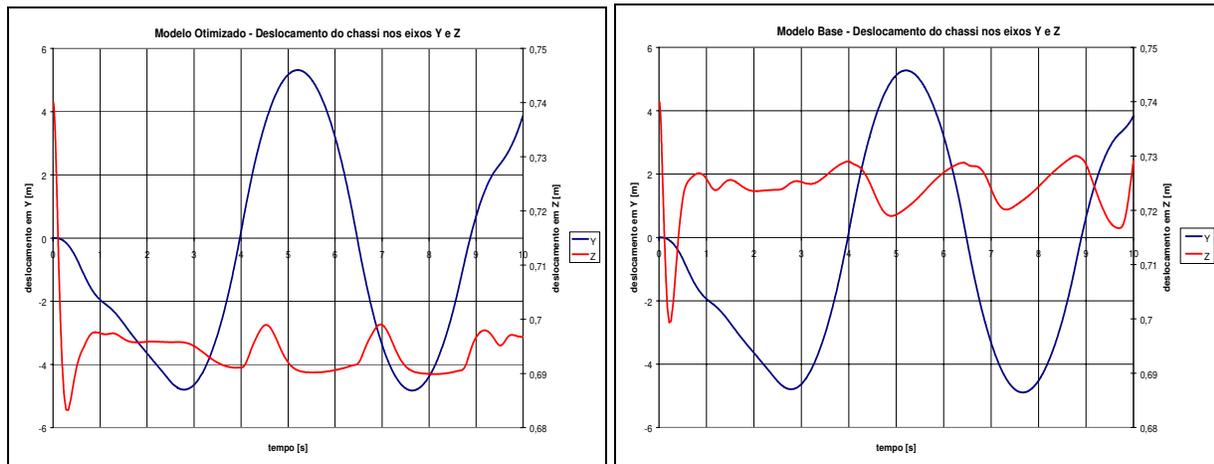


**Figuras 7.33 e 7.34: Animação do veículo otimizado no teste de estabilidade nos instantes  $t=0s$  (vista traseira) e  $t=2.18s$  (vista frontal).**

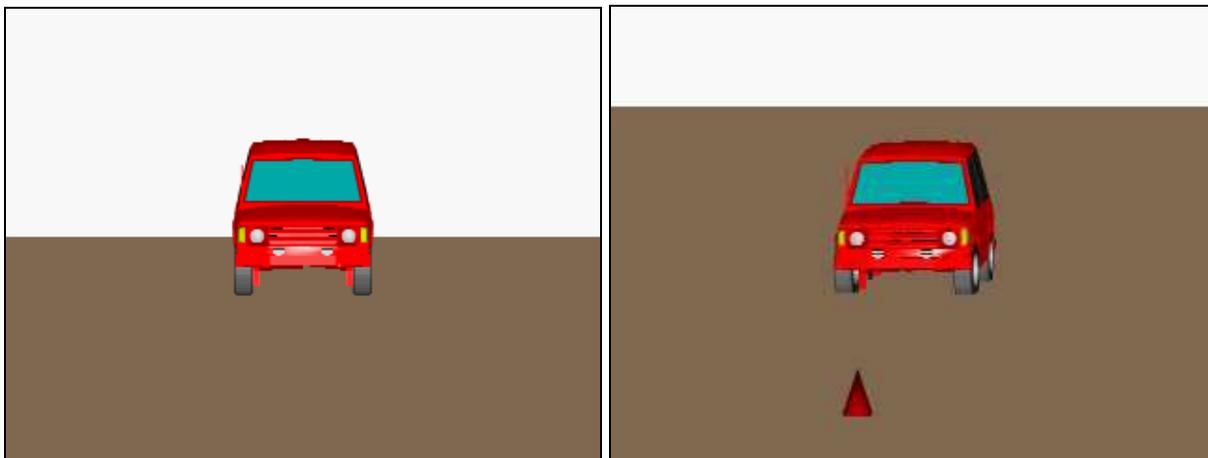


**Figuras 7.35 e 7.36: Animação do veículo otimizado no teste de estabilidade nos instantes  $t=3.81s$  e  $t=6.00s$  respectivamente.**

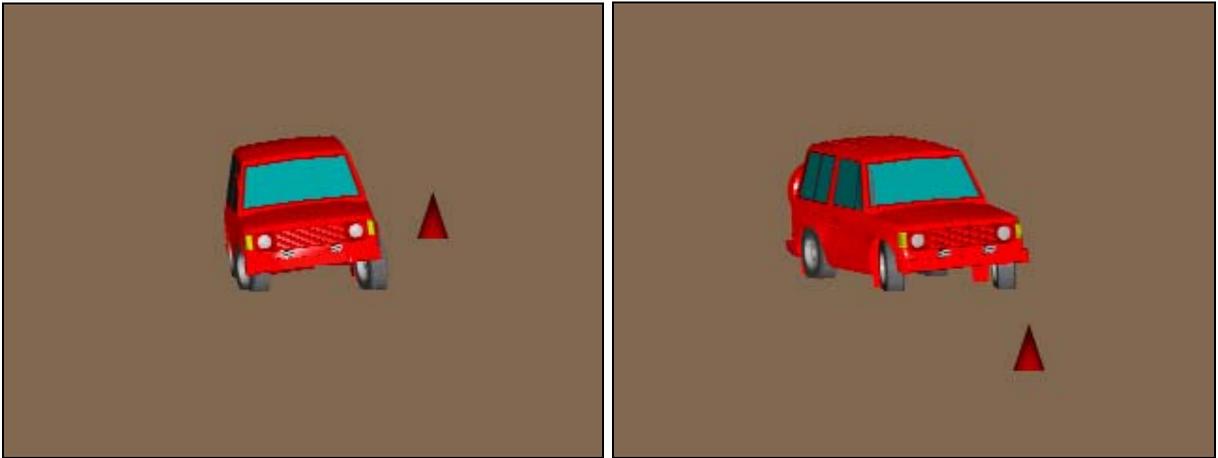
Na animação do teste de estabilidade nota-se que o veículo otimizado se estabiliza rapidamente logo após o contato com o chão(3.29s), mantendo a direção inicial. Comparando-se os gráficos de deslocamentos, observa-se que o deslocamento do modelo otimizado após a rampa é menor que o modelo base teórico, por isso o tempo de estabilização do veículo otimizado é menor.



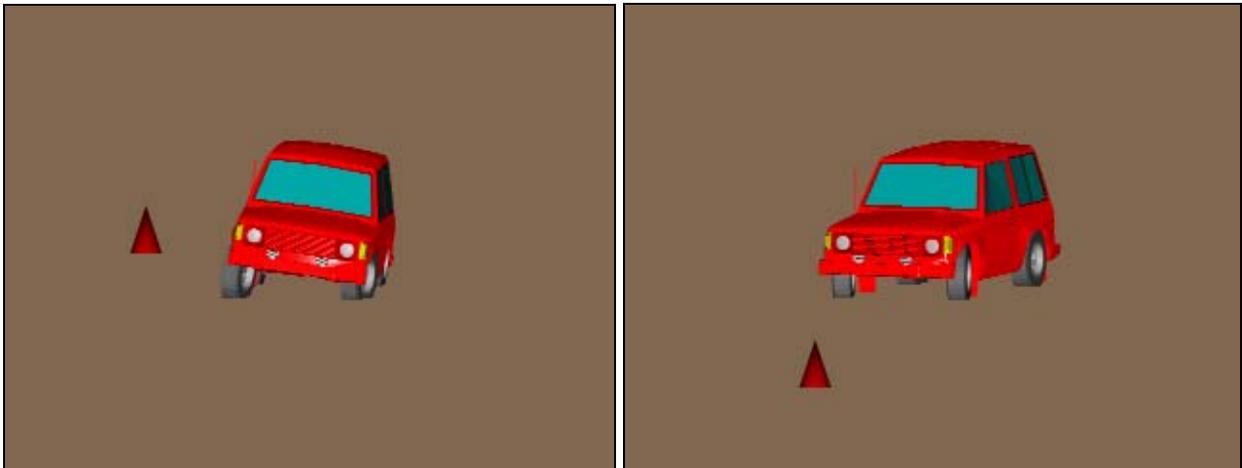
**Figuras 7.37 e 7.38: Gráfico dos deslocamentos dos modelos otimizado e teórico no teste de dirigibilidade.**



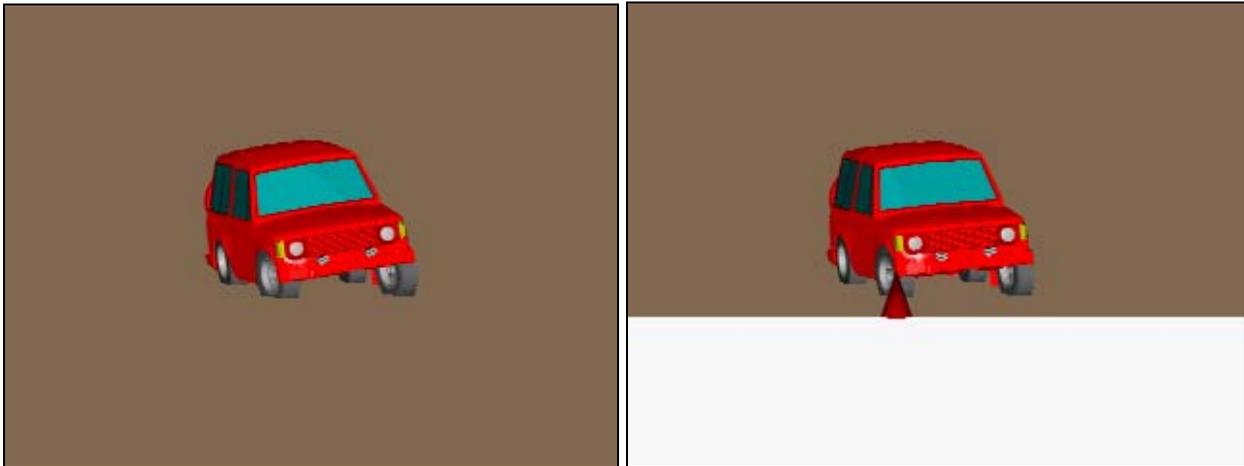
**Figuras 7.39 e 7.40: Animação do veículo otimizado no teste de dirigibilidade nos instante  $t=0.00s$  e  $t=1.30s$  (aproximando-se do primeiro cone).**



**Figuras 7.41 e 7.42: Animação do veículo otimizado no teste de dirigibilidade nos instante  $t=3.04s$  e  $t=4.35s$  (aproximando-se do segundo cone).**



**Figuras 7.43 e 7.44: Animação do veículo otimizado no teste de dirigibilidade nos instante  $t=5.65s$  e  $t=6.95s$  (aproximando-se do terceiro cone).**



**Figuras 7.45 e 7.46: Animação do veículo otimizado no teste de dirigibilidade nos instantes  $t=8.69s$  e  $t=10.00s$  (aproximando-se do quarto cone).**

Na animação do teste de dirigibilidade pode ser observado que o veículo tem um forte rolamento, devido ao seu centro de gravidade elevado, no entanto ele não perde a estabilidade mesmo quando bastante exigido. Na comparação entre o deslocamento do modelo otimizado e do modelo teórico percebe-se uma pequena diferença no percurso (Eixo Y), mas uma grande diferença no comportamento do veículo (Eixo Z).

Pela análise dos resultados apresentados pode-se concluir que o modelo otimizado realmente tem um desempenho superior, e o processo experimental, e a análise deste processo forneceram informações importantes para a fase seguinte do projeto, que é o projeto detalhado do produto. O protótipo terá um desempenho comprovadamente melhor se forem consideradas as configurações otimizadas, e assim o custo desta fase final pode ser reduzido drasticamente.

## Capítulo 8

### Conclusões e Perspectivas Futuras

A metodologia apresentada possibilita que todo o desenvolvimento do projeto da suspensão, seja documentado de forma clara e detalhada, permitindo um fácil entendimento das soluções adotadas, e da influências dos anseios do consumidor nos requisitos de engenharia, que se traduzem no produto final. Esta forma de registro e desenvolvimento de projeto também facilitam futuras revisões e alterações do produto, de forma a reduzir eventuais impactos negativos em outros aspectos do produto.

Outro ponto importante abordado pela metodologia é a concepção do produto a partir dos anseios do consumidor, o que aumenta probabilidade de sucesso do produto no mercado. Além disso o retrabalho, em virtude de falhas conceituais no produto, fonte de uma interpretação errônea dos desejos do cliente, é minimizado ou até mesmo eliminado.

A utilização das ferramentas de projeto dentro da metodologia auxiliam na construção de um projeto robusto que responde com maior velocidade e segurança às mudanças de tendência do mercado, pois estas informações são rapidamente processadas com a utilização da metodologia, e então as ações corretas podem ser tomadas num curto espaço de tempo.

Como foi visto neste trabalho, uma ferramenta que reduz consideravelmente o tempo de execução do projeto é o método de Taguchi associado a um programa de simulação dinâmica. O

método de Taguchi precisa de poucos experimentos em comparação à outros métodos de otimização analíticos e estatísticos, o que reduz o tempo de otimização, além de prover a análise do sinal-ruído que permite detectar a influência dos parâmetros no desempenho do veículo. Munido de todas as informações extraídas com o auxílio deste método, é possível construir o protótipo com menos incertezas, e entender melhor os aspectos de seu funcionamento.

A metodologia sugerida cria um caminho para um desenvolvimento lógico do projeto, porém ainda existem tópicos onde o bom senso e a experiência da equipe de projetos são fundamentais. É preciso destacar que para o sucesso de um projeto, o produto deve superar as expectativas do cliente, por isso todas as fases do projeto devem ser muito bem elaboradas, pois sem isso o trabalho subsequente de desenvolvimento tecnológico pode ser completamente perdido. A metodologia deve ser melhorada continuamente de modo a preencher as lacunas ainda existentes, por isso alguns pontos foram deixados para um futuro desenvolvimento:

- **Analisar as interações entre os parâmetros:** como foi relatado a forte interação dos parâmetros permitiu uma boa previsão das influência dos parâmetros, mas prejudicou a previsão das configurações ótimas. Neste caso existem duas soluções possíveis: aumentar o número de simulações, o que elevaria o tempo da rotina de otimização, e talvez não garantisse que o estudo das interação pudesse ser melhorado, e a segunda alternativa, é adicionar o efeito das interações à equação de previsão de desempenho, através da formulação apresentada, ou se possível utilizar uma formulação que possa interpolar os resultados, e então pode-se teoricamente obter pontos de ótimo mais precisos e com maior eficiência.
- **Melhorar e padronizar provas de desempenho:** As provas de desempenho tem papel fundamental na simulação dos veículos, e conseqüentemente no processo de otimização do produto final. Por isso é preciso que estes testes sejam modelados da forma mais realista e abrangente possível, simulando todas as situações de utilização.

- **Construção de um protótipo:** O refinamento do modelo computacional pode ser obtido através da construção de um protótipo e de sua medição de performance. Com isso todos os dados de simulação e otimização podem ser comparados e assim obtém-se um melhor ajuste do modelo matemático deste veículo e de futuros projetos.
- **Criar uma correlação entre os critérios de avaliação utilizados e os resultados obtidos:** Com o protótipo é possível também verificar se os critérios utilizados no método de Taguchi são realmente eficazes na detecção da performance do veículo, e se devem ser utilizados para outros projetos.

O exemplo utilizado neste trabalho, como pode ser visto, foi bastante simples, e a aplicação das ferramentas de projetos se restringiu a níveis básicos de aplicação, pois a intenção era demonstrar como as ferramentas poderiam ser utilizadas e integradas em um projeto complexo. No entanto, recomenda-se que ao utilizá-las, a aplicação seja aprofundada com um contínuo processo de melhoria.

No caso da pesquisa de mercado, pode-se testar as novas formas de pesquisa que a Internet está proporcionando, pois a resposta é bastante rápida com uma confiabilidade razoável. O formulário de pesquisa, caso seja utilizado, também é um ponto importante, pois ele deve ser suficientemente simples e claro para facilitar sua compreensão, e conseqüente confiabilidade, porém o formulário deve ser abrangente de forma a cobrir todas as dúvidas da equipe de projeto em relação ao mercado consumidor.

A Casa da Qualidade, como foi visto no QFD, é uma das ferramentas mais importantes da metodologia, pois permite a correlação dos itens de engenharia com as necessidades do consumidor. A matriz deve conter os tópicos mais importantes do projeto, pois através da resposta do consumidor é possível fazer uma comparação entre os concorrentes de mercado, e decidir a qual a estratégia a ser tomada para que o produto tenha um desempenho melhor na opinião dos consumidores.

O método de Taguchi integrado com a simulação dinâmica, como já foi citado, tem vários pontos a serem melhorados, mas com este exemplo simples de desenvolvimento foi possível

vislumbrar os ganhos de se utilizar tal procedimento, como a economia do tempo de desenvolvimento do projeto e a redução do gasto com protótipos.

O projeto de suspensões veiculares como foi visto neste trabalho é um assunto complexo, porém espera-se que com a metodologia apresentada, os passos para seu desenvolvimento sejam mais claros e coerentes, com o aumento da probabilidade de sucesso do produto.



Tabela A2: Matriz Ortogonal L27

Expt. No.	Col. 1	Col. 2	Col. 3	Col. 4	Col. 5	Col. 6	Col. 7	Col. 8	Col. 9	Col. 10	Col. 11	Col. 12	Col. 13
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2
3	1	1	1	1	3	3	3	3	3	3	3	3	3
4	1	2	2	2	1	1	1	2	2	2	3	3	3
5	1	2	2	2	2	2	2	3	3	3	1	1	1
6	1	2	2	2	3	3	3	1	1	1	2	2	2
7	1	3	3	3	1	1	1	3	3	3	2	2	2
8	1	3	3	3	2	2	2	1	1	1	3	3	3
9	1	3	3	3	3	3	3	2	2	2	1	1	1
10	2	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
11	2	1	2	3	2	3	1	2	3	1	2	3	1
12	2	1	2	3	3	1	2	3	1	2	3	1	2
13	2	2	3	1	1	2	3	2	3	1	3	1	2
14	2	2	3	1	2	3	1	3	1	2	1	2	3
15	2	2	3	1	3	1	2	1	2	3	2	3	1
16	2	3	1	2	1	2	3	3	1	2	2	3	1
17	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3	3	1	2
18	2	3	1	2	3	1	2	2	3	1	1	2	3
19	3	1	3	2	1	3	2	1	3	2	1	3	2
20	3	1	3	2	2	1	3	2	1	3	2	1	3
21	3	1	3	2	3	2	1	3	2	1	3	2	1
22	3	2	1	3	1	3	2	2	1	3	3	2	1
23	3	2	1	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2
24	3	2	1	3	3	2	1	1	3	2	2	1	3
25	3	3	2	1	1	3	2	3	2	1	2	1	3
26	3	3	2	1	2	1	3	1	3	2	3	2	1
27	3	3	2	1	3	2	1	2	1	3	1	3	2

**Tabela A3: Resultado dos experimentos do veículo com suspensão duplo triângulo.**

<b>Nº Ex.</b>	<b>Estab.</b>	<b>Conf. Des.</b>	<b>Conf. Acel.</b>	<b>Erro</b>	<b>Indice</b>
1	3,472	2,154	0,408	2,715	0,761
2	3,588	2,197	0,414	1,840	0,721
3	3,575	2,040	0,411	2,044	0,772
4	4,057	2,210	0,377	0,724	0,551
5	3,567	2,439	0,369	1,165	0,689
6	3,554	2,260	0,452	1,185	0,725
7	3,537	2,894	0,334	0,799	0,581
8	3,547	2,072	0,376	0,798	0,826
9	3,550	2,705	0,420	1,144	0,596
10	3,643	2,111	0,466	1,604	0,714
11	3,574	2,152	0,415	2,198	0,730
12	3,324	2,205	0,461	0,983	0,852
13	3,634	2,492	0,424	0,837	0,635
14	3,563	2,153	0,447	2,261	0,722
15	3,454	2,516	0,479	0,944	0,688
16	3,532	2,442	0,397	1,385	0,688
17	3,510	2,269	0,457	1,242	0,739
18	3,441	2,365	0,447	0,951	0,753
19	3,570	2,124	0,488	2,722	0,701
20	3,311	2,243	0,498	1,357	0,821
21	3,320	2,200	0,513	2,617	0,785
22	3,548	2,101	0,481	2,188	0,737
23	3,417	2,329	0,448	0,733	0,781
24	3,470	2,516	0,489	1,068	0,674
25	3,558	2,388	0,485	1,184	0,672
26	3,431	2,468	0,479	1,009	0,712
27	3,478	2,164	0,555	1,401	0,751

**Tabela A4: Resultado dos experimentos do veículo com suspensão "swing-axle".**

<b>Nº Ex.</b>	<b>Estab.</b>	<b>Conf. Des.</b>	<b>Conf. Acel.</b>	<b>Erro</b>	<b>Indice</b>
1	4,367	2,415	0,350	11,425	0,007
2	3,590	2,266	0,416	2,103	0,689
3	3,594	2,452	0,431	2,564	0,608
4	3,684	2,265	0,385	0,956	0,693
5	3,669	2,398	0,400	1,189	0,645
6	3,673	2,404	0,422	1,193	0,634
7	3,534	1,862	0,411	1,107	0,877
8	3,567	2,591	0,402	1,140	0,631
9	3,561	2,415	0,453	0,775	0,686
10	3,655	2,556	0,384	0,775	0,619
11	3,571	2,353	0,438	1,643	0,677
12	3,439	2,387	0,434	0,855	0,753
13	3,643	2,215	0,390	1,355	0,713
14	3,593	2,362	0,434	1,430	0,673
15	3,505	2,482	0,443	1,152	0,680
16	3,604	2,159	0,434	0,675	0,757
17	3,591	2,524	0,423	0,749	0,647
18	3,522	2,475	0,463	1,109	0,670
19	3,611	2,232	0,441	1,568	0,700
20	3,296	2,311	0,450	1,111	0,830
21	3,307	2,387	0,473	2,076	0,762
22	3,591	2,267	0,450	0,774	0,720
23	3,436	2,485	0,447	0,751	0,723
24	3,478	2,394	0,456	0,701	0,731
25	3,591	2,324	0,423	2,153	0,666
26	3,483	2,506	0,482	1,137	0,671
27	3,505	2,560	0,476	0,839	0,655

**Tabela A5: Resultado dos experimentos do veículo com suspensão "trailing".**

<b>Nº Ex.</b>	<b>Estab.</b>	<b>Conf. Des.</b>	<b>Conf. Acel.</b>	<b>Erro</b>	<b>Indice</b>
1	5,903	2,145	0,365	2,630	-0,328
2	3,571	2,038	0,435	1,878	0,772
3	3,538	2,116	0,456	1,848	0,756
4	3,576	2,118	0,369	0,859	0,798
5	3,567	2,110	0,392	0,980	0,793
6	3,564	2,041	0,450	1,913	0,768
7	3,507	2,038	0,372	2,623	0,797
8	3,546	2,040	0,391	0,820	0,831
9	3,541	2,168	0,455	0,813	0,772
10	3,747	2,175	0,429	1,457	0,663
11	3,601	2,162	0,479	1,166	0,727
12	3,499	2,305	0,477	1,116	0,730
13	3,612	2,030	0,448	1,578	0,761
14	3,511	2,240	0,475	0,740	0,758
15	3,438	2,178	0,472	1,153	0,799
16	3,542	2,219	0,410	1,023	0,763
17	3,509	2,224	0,469	1,642	0,737
18	3,442	2,228	0,498	1,156	0,773
19	3,922	2,452	0,509	2,440	0,437
20	3,296	2,138	0,494	0,935	0,877
21	3,305	2,440	0,512	0,792	0,775
22	3,615	2,477	0,512	1,174	0,609
23	3,474	2,154	0,872	0,897	0,670
24	3,501	2,346	0,568	1,327	0,680
25	3,494	2,314	0,514	1,219	0,715
26	3,413	2,151	0,548	1,232	0,792
27	3,717	2,415	0,603	0,703	0,568

## Referências Bibliográficas

- Akao, Y. QFD: Past, Present and Future. In: International Symposium on QFD '97 - Linköping. *Conference Proceedings*, 1997, 11p.
- Ashino, R., Nagase, M., Vaillancourt, R. Behind and Beyond the Matlab ODE Suite. *Computers & Mathematics with Applications*, v.40, pp.491-512, 2000.
- Bayo, E., Jalon, J. G., Serna, M. A., A Modified Lagrangian Formulation for the Dynamic Analysis of Constrained Mechanical System, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v.71, pp. 183-195, 1988.
- Costin, M., Phipps, D. *Racing and sports car chassis design*, 2.ed. Cambridge: Robert Bentley, Inc., 1980, Apêndice I, pp. 109-125.
- Dedini, F. G., Cavalca, K. L. *Projeto de Sistemas Mecânicos*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999, 171p.
- Demidovich, B. P., Maron, I. A. *Computational Mathematics*, Moscou: Mir Publishers, 1987, 688p.
- Dohner, A. R., New chassis technology in the Japanese Accord, *Automotive Engineering*, Out. 97, v.105, n.10, pp.39-44, 1997.
- Doughty, S. *Mechanical of Machines*, New York: John Wiley & Sons, Inc., 1988, 467p.

- Duarte, M. L. M., Misael, M. R., Freitas Filho, L. E. Heavy vehicle dynamics-comparison between leaf spring and hydropneumatic suspensions. In: IMAC-XX: A Conference & Exposition on Structural Dynamics, Los Angeles. *Conference Proceedings* Bethel: Society for Experimental Mechanics, 2002, pp.1376-1381.
- Folkes, W. Y., Creveling C. M. *Engineering Methods for Robust Product Design*, Addison Wesley, 1998, 403p.
- Forti, A. W., Dedini, F. G. *Projeto e Otimização de uma Transmissão Continuamente Variável (CVT) para Bicicletas*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Tese de Mestrado, 1997, 103p.
- Gillespie, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992, 495p.
- Hallquist, J. O. LS-DYNA3D - Theoretical Manual, Rev. 2., Livermore: Livermore Software Technology Corporation, 1993.
- Honda, S. *Honda por Honda*, São Paulo: Sigla Editora, 1981, 248p.
- Iacocca, L., Novak, W. *Iacocca - Uma autobiografia*, São Paulo: Livraria Cultura Editora, 1985, 399p.
- Inman, D. J. *Engineering Vibration*, Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1994, 560p.
- Itoh, H., Oida, A., Yamazaki, M. Numerical simulation of a 4WD-4WS tractor turning in a rice field, *Journal of Terramechanics*, v.36, pp. 91-115, 1999.

Karl, R. Irish Medieval Chariots - 1300 years in the making, <http://homepage.eircom.net/~archaeology/chariot.htm>, *Insight Magazine*, 2002.

Kecskeméthy, A., Hiller, M. An object-oriented approach for an effective formulation of multibody dynamics, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, V.115, pp.287-314, 1994.

Kenneth, B., A Short History of Suspension, <http://www.citroen.mb.ca/citroenet/html/s/suspension1.html>, 2000.

Littauer, M. A., Crouwel, J. H. *Wheeled Vehicles and Ridden Animals in the Ancient Near East*, Leidenj: E. J. Brill, 1979.

Liu, T. S., Hsiao, I. H. The Taguchi method applied to motorcycle handling, *Int. J. of Vehicle Design*, v.12, (3), pp.345-356, 1991.

Loades, M. *The Wetwang Chariot*, [www.bbc.co.uk/history/lj/archaeologylj/chariot\\_01.shtml](http://www.bbc.co.uk/history/lj/archaeologylj/chariot_01.shtml), BBC- British Broadcast Corporation, 2002.

Marconi, M. A., Lakatos, E. M. *Técnicas de Pesquisa*, 1<sup>a</sup> ed., São Paulo: Editora Atlas S.A., 1985, 205p.

Mechanical Dynamics Inc. *ADAMS User's Manual*, Version 8.1, Ann Arbor Michigan, 1995.

*Microsoft Encarta'95*, Redmond: Microsoft Corporation, 1994.

Mitchell, T. Learning Objectives for the Market Research and Forecasting Topics, 2001, 9p.

Mitiguy, P. C., Banerjee, A. K., *A Constraint Force Algorithm for Formulating Equations of Motion*, San Mateo: Knowledge Revolution, 1998, 3p.

Ogata, K. *Modern Control Engineering*, 2.ed. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1990, 963p.

Okabe, E. P., Dedini, F. G. *Otimização de Parâmetros Veiculares*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Relatório de Iniciação Científica - FAPESP - Processo 98/14892-9, 1999, 98p.

Okabe, E. P., Dedini, F. G. *Modelagem de um sistema de direção no software Working Model 3D*, Campinas: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Trabalho de Graduação, 1999, 65p.

Pillet, M. *Introduction aux plans d'experiences par la méthode Taguchi*, Paris: Les Editions d'Organisation, 1992, 224p.

Roberson, R. E. , Schwertassek, R. *Dynamics of Multibody Systems*, Berlin: Springer Verlag, 1988, 460p.

Ruggiero, M. A. G., Lopes, V. L. R. *Cálculo Numérico, Aspectos teóricos e computacionais*, São Paulo: McGraw-Hill Ltda., 295p.,1988.

Santos, I. F. *Dinâmica de sistemas mecânicos*, São Paulo: Makron Books, 272p., 2001.

Shampine, L. F., Reichelt, M. W. *MATLAB ODE Suite*, *SIAM Journal on Scientific Computing*, 18-1, 1997.

Staniforth, A. *Competition car suspension - design, construction, tuning*, 3.ed. Sparkford: Haynes Publishing, 1999, 268p.

Sujatha, C., Teseju, P. Heavy vehicle dynamics-comparison between leaf spring and hydropneumatic suspensions. In: IMAC-XX: A Conference & Exposition on Structural

Dynamics, Los Angeles. *Conference Proceedings* Bethel: Society for Experimental Mechanics, 2002, pp.311-317.

Itoh, H., Oida, A., Yamazaki, M. Numerical simulation of a 4WD-4WS tractor turning in a rice field. *Journal of Terramechanics*, v.36, pp. 91-115, 1999.

Thomas, M. J. Consumer market research: does it have validity?, *Marketing Intelligence & Planning*, v.15, pp. 54–59, 1997.

Wilson, Q. *O Livro dos Carros Clássicos*, Rio de Janeiro: Ediouro Publicações, 2000, 224p.

Wong, J. Y. *Terramechanics and Off-Road Vehicles*, Amsterdam: Elsevier Science Publishers B. V., 1989, 251p.