



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

GUILHERME COSTA CARNEIRO

DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA OTIMIZAÇÃO DINÂMICA E
ESTRUTURAL DE SUSPENSÃO VEICULAR TRASEIRA DO TIPO EIXO DE
TORÇÃO

Belo Horizonte

2019

Guilherme Costa Carneiro

**DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA OTIMIZAÇÃO DINÂMICA E
ESTRUTURAL DE SUSPENSÃO VEICULAR TRASEIRA DO TIPO EIXO DE
TORÇÃO**

Versão Final

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Projeto Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Ernani Sales Palma

Belo Horizonte
2019

C289d	<p>Carneiro, Guilherme Costa. Desenvolvimento de metodologia para otimização dinâmica e estrutural de suspensão veicular traseira do tipo eixo de torção [recurso eletrônico] / Guilherme Costa Carneiro . - 2019. 1 recurso online (226 f. : il., color.) : pdf.</p> <p>Orientador: Ernani Sales Palma</p> <p>Tese (doutorado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.</p> <p>Bibliografia: f. 222-226. Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.</p> <p>1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Indústria automobilística - Teses. 3. Método dos elementos finitos - Teses. 4. Otimização estrutural - Teses. I. Palma, Ernani Sales, 1959-. II. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. III. Título.</p> <p style="text-align: right;">CDU: 621(043)</p>
-------	---



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus Universitário
31270-901 - Belo Horizonte - MG
Tel.: +55 31 3409.5145
E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**"DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA OTIMIZAÇÃO
ESTRUTURAL DE SUSPENSÃO VEICULAR TRASEIRA DO TIPO
EIXO DE TORÇÃO"**

GUILHERME COSTA CARNEIRO

Tese submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "**Doutor em Engenharia Mecânica**", na área de concentração de "**Projeto Mecânico**".

Tese aprovada no dia 18 de outubro de 2019.

Por:

Prof. Ernani Sales Palma

Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Prof. Márcio Eduardo Silveira

Universidade Federal de São João Del-Rei/ UFSJ

Prof. János Landre Júnior

Instituto Politécnico da PUC Minas/ IPUC- PUC Minas

Prof. Claysson Bruno Santos Vimieiro

Instituto Politécnico da PUC Minas/ IPUC- PUC Minas

Prof. Juan Carlos Horta Gutierrez

Departamento de Engenharia Mecânica/ UFMG

Aos meus pais, Milton e Rosângela, pelo exemplo de vida.

Às minhas irmãs, Ana Carolina e Camila, pelo constante apoio, e toda a minha família e amigos pelos momentos de descontração e alegria, sem vocês não conseguiria.

À minha querida Ana Sarah e à minha filhota Júlia, por estarem sempre ao meu lado, obrigado por todo o incentivo e compreensão.

RESUMO

Este trabalho de pesquisa buscou criar uma metodologia robusta para o desenvolvimento do eixo de torção com o foco na construção do problema de otimização. A construção do problema, ou seja, a correta definição dos objetivos e restrições, permite a obtenção do resultado almejado. O eixo de torção deve ser resistente o suficiente para absorver todas as forças provenientes das manobras e irregularidades das vias. Além disso, o seu design influencia diretamente o comportamento dinâmico do veículo. Para o eixo de torção, a definição dos objetivos dinâmicos e dos carregamentos de fadiga no início de um projeto são as principais etapas na confecção de um eixo de torção com a robustez e o comportamento dinâmico esperados. E a correta definição só é possível quando se possui a compreensão dos efeitos que variações de parâmetros estruturais e elastocinemáticos podem causar no desempenho do componente e do veículo. Estudos utilizando softwares de otimização numérica no desenvolvimento de eixos de torção têm demonstrado um caminho promissor frente ao desafio de se obter um eixo de torção com comportamento dinâmico e resistência estrutural otimizados. Um simulador de dinâmica veicular foi utilizado para a correlação entre o elastocinematismo do eixo de torção e o comportamento dinâmico do veículo. Modelos numéricos com propostas distintas de eixos de torção foram avaliados no simulador e a avaliação subjetiva do piloto, junto com dados de simulações em múltiplos corpos, foram empregados na correlação. A geração de cargas em ambiente virtual foi o recurso utilizado na definição dos carregamentos de fadiga a que o eixo foi submetido. Através da construção de um modelo numérico do veículo completo e do emprego de pistas de durabilidade digitalizadas, os carregamentos de durabilidade foram gerados e avaliados antes mesmo da construção de um protótipo. Através de análises DOE, utilizando as ferramentas supracitadas, os principais parâmetros estruturais e elastocinemáticos foram mapeados e os efeitos das respectivas variações obtidos. Obtendo, por fim, o conhecimento necessário para a construção da metodologia de desenvolvimento do eixo de torção.

Palavras-chave: eixo de torção, suspensão, otimização numérica, elementos finitos, fadiga, dinâmica veicular, indústria automotiva, simulador de dinâmica veicular, otimização multidisciplinar.

ABSTRACT

This research work aims to create a robust methodology for the twist beam development focusing on the optimization problem definition. The problem definition, in other words, the correct definition of the targets and constraints allows the desired result to be obtained. The twist beam must be durable enough to absorb all forces from maneuvers and road irregularities. In addition, its design directly effects the dynamic behavior of the vehicle. For the twist beam, the vehicle dynamic targets and fatigue loads definition at the start of the project are the main steps in making a twist beam suspension with the expected strength and optimized dynamic behavior. And the correct definition is only possible when the understanding of the effects that variations in structural and elastokinematic parameters can cause on the performance of the component and the vehicle exists. Researchers have been using numerical optimization software in the twist beam development and have demonstrated a promising path in the face of the challenge of obtaining a twist beam suspension with an optimized dynamic behavior and structural strength. A vehicle dynamics simulator will be used to correlate the twist beam elastokinematics and the vehicle dynamic behavior. Numerical models with different twist beam design proposals will be evaluated in the simulator and the pilot's subjective evaluation together with multibody simulations will be used to in the correlation. The load generation in virtual environment will be the procedure used in the durability load cycle definition to which the twist beam suspension will be subjected. Through the construction of a complete vehicle numerical model and the use of digitized durability tracks, the durability load cycle will be generated and evaluated even before a prototype is built. Through DOE analyzes, using the aforementioned tools, the main structural and elastokinematic parameters were mapped and the effects of the respective variations obtained. Finally, obtaining the necessary knowledge for the construction of the twist beam development methodology.

Keywords: twist beam, suspension, numerical optimization, finite element, fatigue, vehicle dynamics, automotive industry, vehicle dynamics simulator, multidisciplinary optimization.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Exemplo de suspensão traseira eixo de torção utilizada em veículos de pequeno e médio porte	27
Figura 2 – Eixo elástico central em destaque	28
Figura 3 – Exemplo ilustrativo de um Banco de Testes K&C	29
Figura 4 – Propostas de perfis de desenho avaliados	30
Figura 5 – Exemplo do Método de Tentativa e Erro	33
Figura 6 – Parametrização do perfil do eixo elástico central em variáveis de design	35
Figura 7 – Análise de Package Space	37
Figura 8 – Instantes inicial e final da simulação de impacto	40
Figura 9 – Eixo elástico central com reforço interno	41
Figura 10 – Interface do software desenvolvido para avaliações do eixo de torção	42
Figura 11 – Simulação de manobras no banco elastocinemático	44
Figura 12 – Banco elastocinemático SPMM 5000	44
Figura 13 – Desenho esquemático do teste de deslocamento vertical assimétrico	46
Figura 14 – Banco de testes e variação de convergência para diferentes veículos	47
Figura 15 – Variação do ângulo de esterçamento pela velocidade.....	49
Figura 16 – Comportamento de um veículo em curva de acordo com seu grau de subesterço	50
Figura 17 – Presença de ângulo de escorregamento lateral um pneu em rotação submetido a uma força lateral	51
Figura 18 – Dimensões do veículo e eixo de rolagem.....	52
Figura 19 – Simulador de dinâmica veicular instalado na Volvo Car Group.....	53
Figura 20 – Simulador de dinâmica veicular da parceria entre FIAT Chrysler Automóveis e Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais	54
Figura 21 – Exemplos de pistas disponíveis no Simulador de dinâmica veicular.....	55
Figura 22 – Slide da apresentação da Alfa Romeo na VI-Grade Conference	56
Figura 23 – Desenho esquemático do DiM	57
Figura 24 – Transdutor de força instalado na roda traseira do veículo	59
Figura 25 – Locais e arranjos dos Strain Gauges colados no eixo de torção	60
Figura 26 – Centro Sperimentale Balocco (Campo de provas de Balocco)	61

Figura 27 – Percursos que constituem um programa de durabilidade completo europeu	63
Figura 28 – Modelo CAD e CAE do pneu PIRELLI 185/60R15 Cinturato P1	64
Figura 29 – Perfil externo do pneu inflado.....	65
Figura 30 – Pegada do pneu, distribuição de pressão e rigidez vertical experimental e numérico	65
Figura 31 – Validação do modelo de pneu em elementos finitos proposto por Duni	66
Figura 32 – Modelo FEM do veículo completo simplificado	67
Figura 33 – (a) Percurso digitalizado; (b) Modelo FEM do veículo completo e pista; (c) Detalhe do contato entre pneu e solo no modelo FEM	67
Figura 34 – Level crossing comparativo dos valores experimentais e numéricos de aceleração vertical dianteiros direito: (a) Na carroceria (b) No centro da roda	68
Figura 35 – Fluxo de Otimização dinâmica e estrutural.....	71
Figura 36 – Condições de contorno para a otimização multidisciplinar do eixo de torção.....	72
Figura 37 – Fluxograma do estudo proposto	73
Figura 38 – Instalação da suspensão traseira na carroceria do veículo	75
Figura 39 – Detalhe da montagem da suspensão na carroceria.....	75
Figura 40 – Suspensão traseira completa	76
Figura 41 – Eixo de torção do veículo de referência.....	76
Figura 42 – Secção do eixo de torção.....	78
Figura 43 – Simulação do processo de soldagem (Simufact Welding) – Temperaturas máximas	78
Figura 44 – Detalhe dos cordões de solda do eixo de torção	79
Figura 45 – Componentes elásticos da suspensão traseira	80
Figura 46 – Veículo de referência durante a instrumentação	84
Figura 47 – Roda dinamométrica utilizada na coleta do sinal de durabilidade.....	85
Figura 48 – Posicionamento do acelerômetro triaxial próximo ao cubo de roda posterior esquerdo.....	85
Figura 49 – Posicionamento do transdutor de curso instalado no braço oscilante traseiro direito	86
Figura 50 – Extensômetro colado na mola helicoidal traseira do veículo.....	87
Figura 51 – Modelo FEM veículo completo	89
Figura 52 – Comportamento das curvas experimental e virtual na pista de impacto em buraco padrão	91

Figura 53 – Exemplo do funcionamento Hypermorph para a alteração da malha em elementos finitos.....	96
Figura 54 – Centro de rolagem traseiro e eixo de rolagem	99
Figura 55 – Convergência positiva: O pneu está levemente rotacionado em relação ao eixo vertical para dentro do veículo	100
Figura 56 – Subsistemas do veículo completo em múltiplos corpos.....	102
Figura 57 – Veículo completo em múltiplos corpos na interface do software MSC/ADAMS	103
Figura 58 – Subsistema da suspensão posterior na interface do software MSC/ADAMS.....	103
Figura 59 – Trajetória do veículo na manobra de Slow Ramp Steer.....	105
Figura 60 – Trajetória de um veículo na manobra de Frequency Swweep Steer	106
Figura 61 – Circuitos do autódromo de Hockenheim	111
Figura 62 – Escala de avaliação para desempenho.....	113
Figura 63 – Pista digitalizada representada pelo método de elementos finitos.....	116
Figura 64 – Veículo de referência no banco elastocinemático MTS em Pomigliano na Itália	123
Figura 65 – Gráficos com a caracterização elastocinemática no Deslocamento vertical simétrico	124
Figura 66 – Gráficos com a caracterização elastocinemática no Deslocamento vertical assimétrico.....	126
Figura 67 – Gráficos com a caracterização elastocinemática no Carregamento lateral unilateral	127
Figura 68 – Gráficos com a caracterização elastocinemática no Carregamento longitudinal unilateral.....	128
Figura 69 – Eixo de torção completo representado pelo método de elementos finitos.....	129
Figura 70 – Detalhe da discretização dos cordões de solda no modelo FEM do eixo de torção	130
Figura 71 – Correlação dos parâmetros elastocinemáticos no deslocamento vertical simétrico	132
Figura 72 – Correlação dos parâmetros elastocinemáticos no deslocamento vertical assimétrico	133
Figura 73 – Correlação dos parâmetros elastocinemáticos no carregamento lateral unilateral	134

Figura 74 – Correlação dos parâmetros elastocinemáticos no carregamento longitudinal unilateral.....	135
Figura 75 – Perfil de forças verticais na roda traseira esquerda durante passagem em pista de calçamento.....	136
Figura 76 – Perfil de aceleração lateral obtido durante a passagem do veículo de referência por um trecho de um percurso de dirigibilidade	137
Figura 77 – Perfil de carga longitudinal no centro das rodas dianteira e traseira no Pot Hole	138
Figura 78 – Discretização das malhas dos modelos FEM elastocinemático e de geração de cargas	139
Figura 79 – Confronto do Level Crossing virtual e experimental das cargas laterais dos sinais de durabilidade gerados	144
Figura 80 – Comparativo entre o dano acumulado do sinal de durabilidade experimental e o sinal numérico	145
Figura 81 – Pontos de fixação das suspensões na carroceria	146
Figura 82 – Confronto do Level Crossing virtual e experimental das cargas laterais da roda traseira esquerda do novo sinal de durabilidade gerado	147
Figura 83 – Comparativo entre o dano acumulado do novo sinal de durabilidade numérico e o sinal experimental.....	147
Figura 84 – Confronto do Level Crossing virtual e experimental das cargas longitudinais da roda traseira esquerda do novo sinal de durabilidade gerado	148
Figura 85 – Comparativo entre o dano acumulado do novo sinal de durabilidade numérico e o sinal experimental.....	148
Figura 86 – Eixo elástico central parametrizado pela ferramenta Hypermorph.....	150
Figura 87 – Variáveis de design: Raios das bordas anterior e posterior	150
Figura 88 – Variáveis de design: Larguras anterior e posterior (Vista inferior)	151
Figura 89 – Variáveis de design: Altura central anterior e posterior	152
Figura 90 – Variáveis de design: Raios anterior e posterior.....	152
Figura 91 – Variáveis de design: Raio das larguras anterior e posterior (Vista inferior).....	153
Figura 92 – Diagrama de Pareto da Altura de Centro de Rolagem traseiro	155
Figura 93 – Diagrama de Pareto da Variação de Convergência.....	155
Figura 94 – Diagrama de Pareto da Variação de Câamber	156
Figura 95 – Diagrama de Pareto da Rigidez Torcional traseira	156

Figura 96 – Perfis de eixo elástico central com o mesmo comportamento elastocinemático do veículo de referência.....	160
Figura 97 – Distribuição de valores para os parâmetros elastocinemáticos avaliados.....	163
Figura 98 – Manobra de Slow Ramp Steer do veículo de referência.....	164
Figura 99 – Manobra de Frequency Sweep Steer do veículo de referência.....	165
Figura 100 - Veículo durante a avaliação subjetiva no simulador.....	181
Figura 101 – Resultado de dano total acumulado do eixo de torção do veículo de referência submetido ao bloco de durabilidade virtual.....	209
Figura 102 – Pontos de controle do eixo de torção.....	210
Figura 103 – Fluxograma do DOE de mapeamento dos parâmetros estruturais do eixo de torção.....	213

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Variação de convergência na manobra de deslocamento vertical assimétrico.....	30
Gráfico 2 – Soluções ótimas local e global de uma função objetivo.....	39
Gráfico 3 – Rigidez vertical de compressão de dois pneus com medidas diferentes	70
Gráfico 4 – Diferença na variação de convergência no teste de deslocamento vertical assimétrico com a suspensão em duas posições diferentes	83
Gráfico 5 – Resultados dos confrontos entre Level Crossings dos sinais experimental e numérico em dois sentidos de força	91
Gráfico 6 – Correlação entre sinais experimental e virtual de dano acumulado com forças verticais.....	92
Gráfico 7 – Subesterço de um veículo em manobra de avaliação de dinâmica veicular.....	102
Gráfico 8 – Curvas de rigidez máxima e mínima do batente posterior utilizadas no DOE....	121
Gráfico 9 – Rigidez torcional no deslocamento vertical simétrico	124
Gráfico 10 – Rigidez torcional no deslocamento vertical assimétrico	125
Gráfico 11 – Correlação de rigidez vertical no deslocamento vertical simétrico.....	131
Gráfico 12 – Correlação de rigidez vertical no deslocamento vertical assimétrico	133
Gráfico 13 – Curva de Wohler genérica $K=5$	138
Gráfico 14 – gráfico de força por velocidade do amortecedor traseiro do veículo de referência	140
Gráfico 15 – Correlação inicial do perfil de forças laterais na roda traseira esquerda durante passagem na pista Rampa Alta	142
Gráfico 16 – Correlação inicial do perfil de forças longitudinais na roda traseira esquerda durante passagem na pista Rampa Alta	142
Gráfico 17 – Correlação inicial do perfil de forças verticais na roda traseira esquerda durante passagem na pista Rampa Alta	143
Gráfico 18 – Relação de proporcionalidade entre Altura de centro de rolagem e Variação de Convergência.....	158
Gráfico 19 – Relação de proporcionalidade entre Altura de centro de rolagem e Variação de Câamber	159
Gráfico 20 – Variação de convergência das 72 propostas avaliadas.....	162
Gráfico 21 – Subesterço do veículo de Referência.....	168

Gráfico 22 – Diagrama de Pareto Gradiente de Subesterço 0.4G	168
Gráfico 23 – Nuvem de pontos Gradiente de subesterço x Altura de centro de rolagem	169
Gráfico 24 – Diagrama de Pareto Gradiente de Subesterço 0.7G	170
Gráfico 25 – Diagrama de Pareto Ângulo de deriva traseiro 0.4G	172
Gráfico 26 – Diagrama de Pareto Ângulo de deriva traseiro 0.7G	173
Gráfico 27 – Diagrama de Pareto do ganho inicial de rolagem por aceleração lateral	174
Gráfico 28 – Diagrama de Pareto do ganho de rolagem a 1Hz por aceleração lateral	174
Gráfico 29 – Diagrama de Pareto do ganho inicial de inserimento.....	175
Gráfico 30 – Diagrama de Pareto do Atraso no tempo de resposta entre inserimento e aceleração lateral	176
Gráfico 31 – Ângulo de deriva traseiro por ângulo de volante	179
Gráfico 32 – Subesterço – Referência x P1	182
Gráfico 33 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P1	183
Gráfico 34 – Subesterço – Referência x P2.....	184
Gráfico 35 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P3	185
Gráfico 36 – Ângulo de Deriva traseiro – Referência x P3.....	186
Gráfico 37 – Inserimento por ângulo de volante – Referência x P4.....	187
Gráfico 38 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P4	188
Gráfico 39 – Subesterço – Referência x P4.....	188
Gráfico 40 – Subesterço – Referência x P5.....	190
Gráfico 41 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P5	190
Gráfico 42 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P6	191
Gráfico 43 – Subesterço – Referência x P6.....	192
Gráfico 44 – Inserimento por ângulo de volante – Referência x P6.....	193
Gráfico 45 – Rolagem por ângulo de volante – Referência x P6	193
Gráfico 46 – Ângulo de deriva traseiro por ângulo de volante – Referência x P7.....	194
Gráfico 47 – Atraso de resposta entre inserimento e aceleração lateral	195
Gráfico 48 – Subesterço – Referência x P7.....	196
Gráfico 49 – Subesterço – Referência x P8.....	197
Gráfico 50 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P8	197
Gráfico 51 – Aceleração lateral por ângulo de volante – Referência x P8.....	198
Gráfico 52 – Inserimento por ângulo de volante – Referência x P8.....	198
Gráfico 53 – Ângulo de deriva traseiro por ângulo de volante – Referência x P8.....	199

Gráfico 54 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P9	200
Gráfico 55 – Ganho de inserimento – Referência x P9	201
Gráfico 56 – Ângulo de deriva traseiro – Referência x P9.....	201
Gráfico 57 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P10	202
Gráfico 58 – Rolagem por aceleração lateral – Referência x P10.....	203
Gráfico 59 – Gradiente do ângulo de deriva traseiro – Referência x P10.....	203
Gráfico 60 – Subesterço – Referência x P11	205
Gráfico 61 – Ângulo de deriva traseiro – Referência x P11.....	205
Gráfico 62 - Rigidez de deriva traseira - Referência x P12.....	207
Gráfico 63 - Subesterço - Referência x P12	207
Gráfico 64 – Diagrama de Pareto do Ponto 1	214
Gráfico 65 – Diagrama de Pareto do Ponto 2.....	215
Gráfico 66 – Diagrama de Pareto do Ponto 3.....	216
Gráfico 67 – Diagrama de Pareto do Ponto 4.....	216
Gráfico 68 – Diagrama de Pareto do Ponto 5.....	217
Gráfico 69 – Diagrama de Pareto do Ponto 6.....	217

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Objetivos elastocinemáticos para manobra de deslocamento vertical assimétrico	32
Tabela 2 – Características técnicas dos atuadores do Hexápode	58
Tabela 3 – Características técnicas dos atuadores do Tripóide	58
Tabela 4 – Características principais do veículo de referência	74
Tabela 5 – Componentes e espessuras	77
Tabela 6 – Massa do eixo de torção e da travessa central	77
Tabela 7 – Avaliação subjetiva de carros do mesmo segmento	94
Tabela 8 – Elastocinematismo de carros do mesmo segmento (Deslocamento Vertical Assimétrico)	94
Tabela 9 – Variáveis de design e número de pontos	98
Tabela 10 – Tipos de elementos utilizados na construção do modelo FEM	130
Tabela 11 – Dados principais do veículo de referência	140
Tabela 12 – Nomenclatura utilizada no software Hyperstudy	154
Tabela 13 – Relação de proporcionalidade entre os Parâmetros Elastocinemáticos	157
Tabela 14 – Propostas de eixo de torção geradas para a avaliação dinâmica objetiva	161
Tabela 15 – Tabela com os resultados do Elastocinematismo e das Manobras dinâmica objetivas	166
Tabela 16 – Propostas de eixo de torção com a mesma rigidez de rolagem	178
Tabela 17 – Propostas de eixo de torção com alteração na rigidez de rolagem	178
Tabela 18 – Percursos do Bloco de Durabilidade Virtual	208
Tabela 19 - Dano acumulado individual por percurso	211
Tabela 20 - Somatório do dano acumulado considerando os 3 principais percursos	212
Tabela 21 – Composição do DOE Fatorial completo	213
Tabela 22 – Vida a Fadiga – Configurações menos e mais severa	218

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABS – Anti-Lock Braking System (Sistema de freio anti-bloqueio)

CAD – Computer Aided Design

CAE – Computer Aided Engineering

CG – Centro de Gravidade

CRF – Centro Ricerche Fiat (Centro de pesquisas fiat)

DiM – Driver in Motion (Simulador de dinâmica veicular)

DOE – Design of Experiments

FCA – Fiat Chrysler Automobiles

FEM – Finite Element Model (Modelo em elementos finitos)

GRSM – Global Response Surface Method (Método de superfície de resposta global)

ISO - International Organization for Standardization (Organização Internacional para Padronização)

K&C – Kinematics and Compliance (Cinematismo e Flexibilidade)

LF – Left Front

LR – Left Rear

MBD – Multibody Dynamics

RF – Right Front

RR – Right Rear

SPMM – Suspension Parameter Measuring Machine

SSA – Side Slip Angle

SWA – Steering Wheel Angle (Ângulo de esterçamento do volante)

SWT – Steering Wheel Torque

LISTA DE SÍMBOLOS

a_y – Aceleração lateral (g)

α – Ângulo de escorregamento (Slip Angle)

E – Módulo de Elasticidade

\mathcal{E} – Deformação

K_R – Rigidez de Rolagem (Nmm/°)

δ – Ângulo de esterço (°)

L – Distância entre eixos (m)

R – Raio da curva (m)

K – Gradiente de subesterço (°/g)

F_f – Carga sob o eixo anterior (N)

F_r – Carga sob o eixo posterior (N)

$C\alpha$ – Rigidez de deriva

ΔF_d – Transferência de carga no eixo dianteiro (N)

ΔF_t – Transferência de carga no eixo traseiro (N)

\ddot{y} – Aceleração lateral (m/s²)

P_v – Peso do veículo atuando no seu centro de gravidade (Kg)

d_d – Bitola dianteira (m)

d_t – Bitola traseira (m)

$K\phi_d$ – Rigidez de rolagem do eixo dianteiro (Nm/°)

$K\phi_t$ – Rigidez de rolagem do eixo traseiro (Nm/°)

l_d, l_t – Distância longitudinal dos eixos em relação ao centro de gravidade (m)

l – Distância entre eixos do veículo (m)

h_v – Distância entre o centro de gravidade e o eixo de rolagem do veículo (m)

h_d, h_t – Distâncias entre os eixos de rolagem dianteiro e traseiro e o solo (m)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO E OBJETIVOS	23
1.1	Motivação	24
1.2	Objetivo geral	25
1.3	Objetivos específicos	26
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	27
2.1	Metodologia atual de desenvolvimento do eixo de torção	27
2.1.1	Desenvolvimento elastocinemático do eixo de torção.....	28
2.1.2	Dimensionamento estrutural do eixo de torção	33
2.2	Novos métodos de desenvolvimento – DOE e ferramentas de otimização	35
2.2.1	DOE – Design of Experiments	35
2.2.2	Construção da função objetivo e definição do algoritmo de otimização	36
2.2.3	Otimização do eixo de torção	40
2.3	Novas ferramentas para o desenvolvimento de eixos de torção	42
2.3.1	Elastocinematismo e o Comportamento dinâmico do veículo.....	43
2.3.1.1	Simulador de dinâmica veicular.....	54
2.3.2	Dimensionamento estrutural e Geração de carregamentos de durabilidade através do método de elementos finitos	59
2.3.2.1	Modelo numérico em elementos finitos	63
2.3.2.2	Geração do bloco de durabilidade virtual na fase inicial do desenvolvimento	68
3	METODOLOGIA	71
3.1	Suspensão traseira eixo de torção – Veículo de referência.....	74
3.2	Caracterização do veículo de referência	80
3.2.1	Caracterização elastocinemática do veículo de referência.....	81
3.2.1.1	Medição do elastocinematismo do veículo de referência.....	81
3.2.1.2	Construção do modelo FEM do eixo de torção.....	81

3.2.1.3	Correlação do modelo elastocinemático da suspensão traseira.....	83
3.2.2	Caracterização estrutural do veículo de referência	84
3.2.2.1	Medição do sinal de durabilidade do veículo de referência em percurso de durabilidade completo	84
3.2.2.2	Construção do modelo FEM do veículo completo.....	87
3.2.2.3	Correlação do sinal de durabilidade	90
3.3	Avaliação objetiva e subjetiva dos parâmetros elastocinemáticos no comportamento dinâmico do veículo	93
3.3.1	Criação do modelo FEM paramétrico do eixo de torção	95
3.3.2	Análise DOE	96
3.3.2.1	Parâmetros elastocinemáticos avaliados	99
3.3.3	Avaliação dinâmica objetiva de Handling	101
3.3.3.1	Geração de propostas a partir da otimização do modelo FEM paramétrico	104
3.3.3.2	Manobras utilizadas na avaliação dinâmica objetiva	104
3.3.3.3	Parâmetros avaliados.....	106
3.3.3.4	Análise dos resultados e definição das propostas para avaliação subjetiva de handling	108
3.3.4	Avaliação subjetiva utilizando o simulador de dinâmica veicular.....	108
3.3.4.1	Definição do método de avaliação	110
3.3.4.2	Correlação dos dados objetivos e subjetivos.....	112
3.4	Definição do bloco padrão de durabilidade para o eixo de torção.....	114
3.4.1	Simulação estrutural de fadiga do eixo de torção com o sinal de durabilidade virtual	115
3.4.1.1	Análise e definição dos percursos com o maior dano por fadiga para o eixo de torção	116
3.4.2	Mapeamento dos parâmetros estruturais que afetam a resistência estrutural do eixo de torção	118
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	122

4.1	Caracterização do veículo de referência	122
4.1.1	Caracterização elastocinemática do veículo de referência.....	122
4.1.1.1	Medição do elastocinematismo do veículo de referência.....	122
4.1.1.2	Construção do modelo FEM do eixo de torção.....	128
4.1.1.3	Correlação do modelo elastocinemático da suspensão traseira.....	131
4.1.2	Caracterização estrutural do veículo de referência	135
4.1.2.1	Medição do sinal de durabilidade do veículo de referência em percurso de durabilidade completo	135
4.1.2.2	Construção do modelo FEM do veículo completo.....	139
4.1.2.3	Correlação do sinal de durabilidade	141
4.2	Avaliação objetiva e subjetiva dos parâmetros elastocinemáticos no comportamento dinâmico do veículo	149
4.2.1	Criação do modelo FEM paramétrico do eixo de torção	149
4.2.2	Análise DOE	154
4.2.3	Avaliação dinâmica objetiva de Handling	160
4.2.3.1	Geração de propostas a partir da otimização do modelo FEM paramétrico	160
4.2.3.2	Análise dos resultados e definição das propostas para avaliação subjetiva de handling	163
4.2.3.3	Definição das propostas para a avaliação subjetiva	177
4.2.4	Avaliação subjetiva utilizando o simulador de dinâmica veicular.....	179
4.3	Definição do bloco padrão de durabilidade para o eixo de torção.....	208
4.3.1	Simulação estrutural de fadiga do eixo de torção com o sinal de durabilidade virtual	208
4.3.2	Mapeamento dos parâmetros estruturais que afetam a resistência estrutural do eixo de torção	212
5	CONCLUSÕES	220
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	222

1 INTRODUÇÃO E OBJETIVOS

As ferramentas de simulação virtual pelo método de elementos finitos estão presentes em diversas áreas da engenharia. As engenharias automotiva, aeronáutica, mecânica, de minas e biomédica estão entre as áreas que investem no fomento dessa tecnologia.

A utilização de ferramentas de simulação virtual na indústria automotiva não é recente. Softwares de CAD começaram a ser empregados no desenvolvimento de componentes na década de 1960 e ferramentas CAE passaram a fazer parte do cotidiano das montadoras de automóveis na década de 1980 (KEENAN, 1995). Mas somente agora a tecnologia CAE está mostrando o seu verdadeiro potencial. O contínuo desenvolvimento de hardwares e softwares está permitindo a criação de modelos cada vez mais complexos, capazes de reproduzirem com fidelidade os mais variados tipos de análise.

Nesse contexto de crescente evolução das simulações virtuais, as ferramentas de otimização numérica estão cada vez mais presentes durante o desenvolvimento de novos produtos. Um software de otimização é capaz de “sugerir” o design mais adequado para quaisquer condições especificadas (ALTAIR, 2015).

Embora a avaliação experimental ainda seja indispensável no desenvolvimento de componentes automotivos principalmente devido à necessidade de validação do processo de manufatura dos componentes, as simulações numéricas estão presentes em grande parte do desenvolvimento. No caso da suspensão traseira do tipo eixo de torção, as simulações auxiliam na definição da geometria do eixo, avaliando não só a resistência estrutural do componente mas também o comportamento dinâmico do veículo (CHOI, 2009).

Metodologias distintas, utilizando o método de elementos finitos, são empregadas no desenvolvimento do eixo de torção. O método de tentativa e erro é frequentemente utilizado, porém, devido a um tempo consumido excessivo e à ausência da garantia de um resultado ótimo, novas soluções têm sido pesquisadas e desenvolvidas (PEICHENG, 2011; CHARLESWORTH, 2015).

As metodologias que utilizam otimizações numéricas vêm ganhando espaço na confecção de projetos de eixos de torção devido à redução no tempo de desenvolvimento e a busca por componentes mais leves, com menor custo e com robustez estrutural. Otimizações topológicas,

analíticas e paramétricas já foram empregadas com sucesso em diversos estudos com eixos de torção (LEE, 2013; ALAE, 2016). Porém, a ausência de pesquisas com o intuito de identificar quais parâmetros e como os mesmos influenciam o comportamento dinâmico do veículo e o dimensionamento estrutural do eixo impossibilita a obtenção de resultados ainda mais otimizados.

1.1 Motivação

O desenvolvimento de uma suspensão traseira do tipo eixo de torção é dividido, basicamente, em duas etapas: o dimensionamento elastocinemático, que influencia diretamente no comportamento dinâmico do veículo, e o dimensionamento estrutural do componente (LAURENT, 2009).

O eixo elástico central é o principal componente da estrutura. O desenho do seu perfil governa o elastocinematismo da suspensão traseira e é o elemento que está suscetível aos maiores níveis de tensão do componente. Ao dimensionar um eixo de torção, é necessária uma atenção especial a esses dois fatores, geralmente conflitantes entre si.

Um software de otimização só é capaz de trabalhar com o problema que lhe é proposto. O algoritmo de otimização por si só não é capaz de definir o design ideal do componente e não tem o julgamento crítico de um engenheiro. A definição correta do problema é indispensável para a obtenção do resultado almejado (LEE, 2015).

O foco deste trabalho está direcionado para o estudo dos parâmetros elastocinemáticos e estruturais que governam o dimensionamento do eixo de torção. Não existe, atualmente, uma compreensão clara da influência do peso que cada parâmetro elastocinemático exerce no comportamento dinâmico do veículo. A definição dos objetivos para cada parâmetro se baseia em avaliações objetivas e subjetivas de veículos do mesmo segmento, mas que às vezes apresentam resultados contrastantes entre si, impossibilitando a definição clara de valores para cada parâmetro.

A definição de um ciclo de durabilidade significativo capaz de absorver as evoluções do projeto durante o desenvolvimento é o outro desafio deste trabalho. No início do desenvolvimento de um veículo, muitas informações não estão disponíveis e por isso são estimadas, como a altura

do centro de gravidade do veículo. Outras definições, como curvas de rigidez de molas e batentes, são realizadas apenas no final do desenvolvimento, durante a fase de afinamento do comportamento dinâmico do carro. As variações desses parâmetros ao longo do projeto influenciam diretamente na magnitude do bloco de durabilidade utilizado no dimensionamento do eixo de torção.

Um estudo que permita compreender os efeitos que cada parâmetro elastocinemático do eixo posterior exerce nas diversas características que compõem o comportamento dinâmico do veículo permitirá uma definição de valores para esses parâmetros de acordo com o comportamento dinâmico desejado para determinado segmento. E a definição de um “protótipo” virtual do veículo, ainda na fase de conceito, que forneça um sinal de durabilidade com a robustez necessária irá assegurar um correto dimensionamento para a suspensão traseira desde as fases iniciais do projeto.

Para a realização deste trabalho, simulações virtuais e medições experimentais foram realizadas no intuito de coletar as informações necessárias. Para a definição do ciclo de durabilidade ideal, será utilizado um método que utiliza simulações virtuais em elementos finitos do veículo completo para a previsão dos carregamentos aos quais o mesmo é submetido em diferentes condições de utilização e percursos. Para o estudo do comportamento elastocinemático e dinâmico do veículo, simulações em elementos finitos e múltiplos corpos do veículo com diferentes configurações de comportamento elastocinemático e dinâmico serão confeccionados. Um simulador de dinâmica veicular capaz de avaliar o comportamento dinâmico objetivo e, principalmente, subjetivo do veículo será utilizado para validar as propostas e quantificar subjetivamente a influência de cada parâmetro no comportamento do mesmo.

1.2 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho de pesquisa é, mapear os principais parâmetros elastocinemáticos e estruturais, compreender como esses parâmetros afetam o comportamento dinâmico e o dimensionamento estrutural de um eixo de torção e mensurar a contribuição que variações nesses parâmetros têm no dimensionamento da suspensão traseira.

Este estudo fornece o conhecimento necessário para que o eixo de torção possa ser utilizado não só como um componente estrutural, mas também como uma ferramenta na otimização do comportamento dinâmico do veículo com a garantia de robustez estrutural.

A partir deste trabalho, a definição dos parâmetros elastocinemáticos será realizada com base no que se espera do veículo em relação à dinâmica e não mais embasadas em medições de dados de veículos de concorrência.

1.3 Objetivos específicos

Dentre os objetivos específicos que serão desenvolvidos durante este trabalho de pesquisa, destacam-se:

- a) correlação de sinal de durabilidade, gerado a partir de um modelo virtual de geração de cargas, com sinal de durabilidade obtido experimentalmente;
- b) obtenção dos percursos de durabilidade mais severos para o dimensionamento estrutural de um eixo de torção;
- c) obtenção do ciclo de durabilidade padrão para uma suspensão traseira do tipo eixo de torção a partir da definição do conjunto ideal de características (rigidez de mola, curva do amortecedor aro das rodas, perfil e pressão dos pneus, etc.) do veículo;
- d) Definição dos parâmetros elastocinemáticos (câmbor, convergência, etc.) mais significativos a partir da avaliação do efeito, no comportamento dinâmico de um veículo, de variações nesses parâmetros para a suspensão traseira do tipo eixo de torção por meio de análise de sensibilidade;
- e) correlação entre dados objetivos medidos e avaliação subjetiva do comportamento dinâmico do veículo em manobras de curva a partir da utilização de um simulador de dinâmica veicular.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Uma breve explanação sobre as metodologias empregadas atualmente para o desenvolvimento de um eixo de torção e suas limitações estão descritas abaixo. Também são abordadas, neste capítulo, as ferramentas e metodologias utilizadas neste trabalho de pesquisa.

2.1 Metodologia atual de desenvolvimento do eixo de torção

O grande desafio no desenvolvimento de projetos de suspensões consiste em alcançar características geométricas ótimas, garantindo a performance do componente em todos os requisitos do projeto, como *handling* (dirigibilidade) e durabilidade (LEAL, 2007).

O modo como o veículo se comporta em manobras como curvas e frenagens e a maneira como ele responde aos comandos do motorista caracterizam o *handling* do veículo. Um *handling* satisfatório deve fornecer respostas rápidas do veículo aos comandos do motorista e garantir, ao mesmo tempo, estabilidade para a execução das manobras.

O eixo de torção é uma solução de suspensão traseira simples, de baixo custo e que ocupa um espaço reduzido (BICKERSTAFFE, 2010). São comumente utilizadas em veículos pequenos e médios e, recentemente, com maior frequência também em veículos como SUVs e pick-ups (VEHICLE DYNAMICS, 2016). Essa suspensão é composta por dois braços oscilantes soldados a um eixo elástico central e fixados à carroceria através de mancais em uma de suas extremidades (Figura 1). Os suportes para o amortecedor, a mola e a ponta de eixo também são conectadas aos braços por meio de soldas e/ou juntas aparafusadas (REIMPELL, 2001).



Figura 1 – Exemplo de suspensão traseira eixo de torção utilizada em veículos de pequeno e médio porte

Fonte: CARNEIRO, 2012, p. 50.

No caso específico do eixo de torção, uma atenção especial é dada ao desenvolvimento da travessa central (Figura 2). O design desse componente influencia diretamente o comportamento dinâmico (*handling*) do veículo. Além disso, a travessa central é submetida a constantes torções e flexões e, portanto, experimenta altos níveis de tensão, especialmente em suas juntas soldadas e nas bordas do componente (DURALI, 2003).

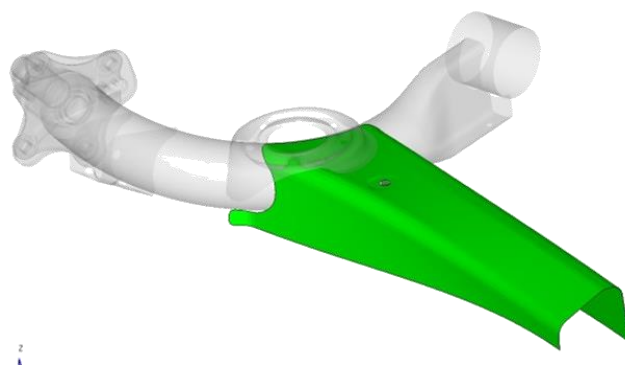


Figura 2 – Eixo elástico central em destaque

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os projetos de eixo de torção, em especial da travessa central, são desenvolvidos em duas etapas: desenvolvimento elastocinemático e dimensionamento estrutural.

2.1.1 Desenvolvimento elastocinemático do eixo de torção

A primeira etapa contempla o desenvolvimento elastocinemático do eixo. A cinemática é o campo da física que estuda o movimento geométrico caracterizado pela mudança relativa da posição de corpos ligados entre si através de conexões. O comportamento elastocinemático envolve, junto à cinemática, todos os deslocamentos sofridos pelos componentes elásticos da suspensão quando a mesma se encontra em operação (Martins, 2004).

Os elastocinematismos das suspensões dianteira e traseira são responsáveis pelo desempenho dinâmico do veículo em *ride* (conforto) e *handling* (dirigibilidade). O elastocinematismo é descrito através de curvas de variações de parâmetros geométricos, como câmbor, convergência, passo, bitola, e rigidez de rolagem em manobras quase-estáticas pré-

estabelecidas da suspensão, como deslocamentos verticais simétricos e assimétricos e cargas laterais e longitudinais.

A avaliação do elastocinematismo de uma suspensão é realizada utilizando um banco de testes K&C (Figura 3). Durante esse teste, a carroceria do veículo é fixada em um suporte rígido, mantendo-a fixa enquanto as rodas estão livres para se mover. Os carregamentos e deslocamentos são aplicados às rodas e as características do sistema de suspensão (câmbor, convergência, etc.) são medidas nas diversas manobras (DASSAULT SYSTÈMES, 2010).



Figura 3 – Exemplo ilustrativo de um Banco de Testes K&C

Fonte: www.caranddriver.com, 2017.

A avaliação elastocinemática também é realizada em âmbito virtual, através de simulações múltiplos corpos (corpos rígidos) ou pelo método de elementos finitos. Em 2004, Fichera e colaboradores fizeram um estudo de elastocinematismo de um eixo de torção utilizando essas duas ferramentas, múltiplos corpos e FEM. Foi evidenciada uma limitação do modelo em múltiplos corpos em eventos onde a torção do eixo era excessiva, principalmente nas variações de parâmetros, como passo e convergência. O modelo em elementos finitos apresentou uma correlação satisfatória para todos os parâmetros. Utilizando essa ferramenta, é possível prever e alterar o elastocinematismo das suspensões nos estágios iniciais do projeto (FICHERA, 2004; DASSAULT SYSTÈMES, 2010).

Estudos realizados evidenciaram que o desenho do eixo central influencia diretamente no elastocinematismo da suspensão traseira. Em 2013, Lee e colaboradores desenvolveram uma abordagem analítica para estimar o comportamento elastocinemático do eixo de torção através de equações que consideravam o perfil da secção e os pontos de ligação do eixo na carroceria. Alterações no desenho e posição do perfil do eixo central modificam as curvas de variações dos parâmetros geométricos da suspensão, afetando, por fim, o comportamento dinâmico do veículo. Leal, em 2007, e Silveira, em 2012, desenvolveram estudos elastocinemáticos de suspensões do tipo eixo de torção, avaliando diferentes desenhos de perfis de eixo de torção e o impacto de cada solução no elastocinematismo da suspensão. A Figura 4 mostra os perfis utilizados por Silveira e o Gráfico 1 os resultados de variação de convergência na manobra de deslocamento vertical assimétrico para cada configuração de eixo.

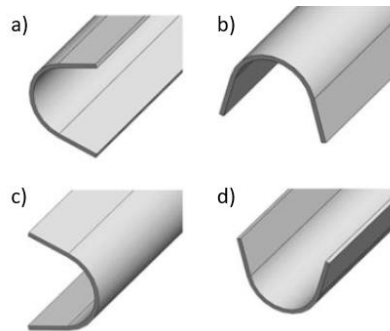


Figura 4 – Propostas de perfis de desenho avaliados

Fonte: SILVEIRA, 2012.

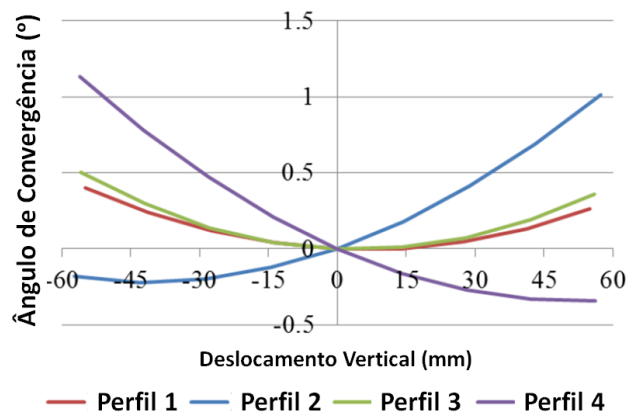


Gráfico 1 – Variação de convergência na manobra de deslocamento vertical assimétrico

Fonte: SILVEIRA, 2012 (Editada).

Para se obter um eixo de torção otimizado, deve-se levar em conta os requisitos elastocinemáticos e estruturais do projeto. A correta definição dos objetivos permite a obtenção do comportamento dinâmico e estrutural almejado.

Conforme supracitado, o elastocinematismo de uma suspensão é descrito através de curvas de variações de parâmetros em manobras pré-estabelecidas. Na manobra de deslocamento vertical assimétrico, uma roda é deslocada no sentido vertical positivo e a outra roda no sentido vertical negativo, provocando uma torção no eixo, e é a manobra na qual o desenho do perfil do eixo elástico central tem a maior influência. O deslocamento vertical assimétrico de um eixo é observado, principalmente, quando o veículo descreve uma trajetória curva, na qual a roda externa a esta curva tende a fechar juntamente com a suspensão e a roda interna a abrir (COSTA, 2006). Ao avaliar o comportamento do veículo em curva, é possível compreender as principais características dinâmicas do veículo (ABE, 2009).

O comportamento dinâmico ideal do veículo em curva é, então, descrito de forma objetiva através da avaliação elastocinemática da manobra de deslocamento vertical assimétrico. Para cada parâmetro geométrico avaliado, são definidas curvas objetivo que devem ser reproduzidas durante a execução da manobra. Pequenas variações são admitidas, por isso, são definidos intervalos de valores com um limite inferior e superior para cada parâmetro.

A definição dos objetivos é realizada a partir de uma análise subjetiva/objetiva de veículos de um mesmo segmento, da concorrência e da própria montadora, que possuem comportamento dinâmico similar ao desejado. Os veículos são preparados com a instalação de diversos sensores e submetidos a manobras dinâmicas e estáticas por pilotos treinados para avaliar subjetivamente o comportamento do veículo. As avaliações subjetivas, em conjunto com os resultados medidos, são armazenadas e, após análise, são construídas tabelas, para as suspensões dianteira e traseira, com os objetivos para as diferentes manobras. A Tabela 1 apresenta os objetivos e limites para o deslocamento vertical assimétrico de um veículo de pequeno porte. É escolhido um valor de deslocamento específico de onde são retirados os valores para as curvas de variação de câmbor e convergência, simplificando a definição dos objetivos.

Tabela 1 – Objetivos elastocinemáticos para manobra de deslocamento vertical assimétrico

OBJETIVOS ELASTOCINEMÁTICOS (Deslocamento Vertical Assimétrico)			
	Limite Inferior	Objetivo	Limite Superior
RIGIDEZ TORCIONAL (Nm/°)	360	380	400
VARIAÇÃO DE CONVERGÊNCIA (°)	0.12	0.15	0.18
VARIAÇÃO DE CÂMBER (°)	-1.6	-1.8	-2.0
ALTURA DE CENTRO DE ROLL (mm)	125	130	135

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os limites, inferiores e superiores, são definidos de forma empírica. São, geralmente, valores muito próximos àqueles desejados, reduzindo, dessa forma, quaisquer impactos no comportamento almejado.

Não existem, porém, estudos de sensibilidade para compreender quais os impactos de oscilações significativas de cada parâmetro na percepção subjetiva do condutor. A realização de tal estudo experimental é economicamente inviável, pois seria necessária a construção de vários protótipos de suspensão traseira, cada um com um elastocinematismo diferente. A ausência deste conhecimento impossibilita uma definição otimizada dos limites dos parâmetros geométricos mostrados acima, gerando uma limitação do que se é possível obter como desenho de perfil de eixo elástico otimizado, focando em outras vozes do projeto, como redução de massa e custos.

O método de desenvolvimento mais comumente utilizado neste tipo de desenvolvimento é o método de tentativa e erro, método que se baseia no teste de propostas até que se encontre uma solução que atenda aos critérios do mesmo (BEI, 2013). Nessa metodologia, é confeccionado um modelo em CAD do eixo de torção. Um modelo em elementos finitos é gerado utilizando o arquivo CAD, as condições de contorno e carregamentos são adicionadas e o modelo é processado utilizando um software comercial. O resultado é avaliado considerando os objetivos definidos e, caso necessário, uma nova geometria é elaborada e o processo se repete até que se encontre a solução (CARNEIRO, 2013). A Figura 5 exemplifica o método de desenvolvimento para o eixo de torção.

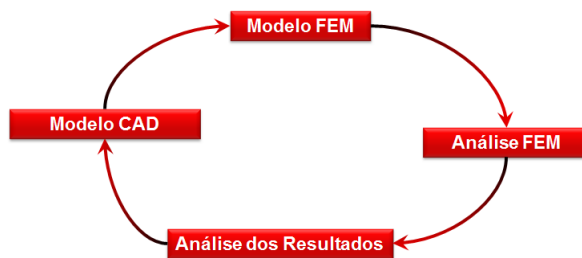


Figura 5 – Exemplo do Método de Tentativa e Erro

Fonte: Elaborado pelo autor.

Além de ser um processo lento e que envolve uma equipe de profissionais, o método de tentativa e erro não garante o melhor resultado, já que é inviável a execução de inúmeras propostas até a obtenção de um resultado ótimo.

2.1.2 Dimensionamento estrutural do eixo de torção

A segunda etapa é o desenvolvimento estrutural da suspensão. A principal causa de falhas em componentes de suspensão é a fadiga, por isso a criação de blocos de durabilidade que representem com eficácia a condição de trabalho destes componentes é essencial para o correto dimensionamento (ZHAO, 2014). Na indústria automotiva, cada montadora de veículos tem suas normas e critérios de durabilidade. A amplitude dos carregamentos aplicados, número de eventos e tipos de testes são específicos para cada empresa.

Durante a fase de concepção do projeto, alguns dados necessários para a validação estrutural dos componentes ainda não estão disponíveis. Nesta etapa, é necessário estimar um ciclo de durabilidade que avalie com um grau razoável de precisão a resistência do componente (SPINELLI, 2012).

Dentre os procedimentos para a geração de ciclos de durabilidade durante a fase inicial de um projeto, se destacam (DUNI, 2008; ZHANG, 2017):

- a) carregamentos uniaxiais de fadiga vertical, lateral e longitudinal elaborados a partir de dados gerais estimados do veículo, como peso, medidas de comprimento e largura, coordenadas do centro de gravidade e repartição de frenagem;

- b) utilização de histórico de carregamentos de fadiga de um veículo de referência, similar ao veículo a ser desenvolvido, previamente obtido através de medições em pistas de teste, realizando uma correção no intuito de minimizar diferenças de peso, ajuste de suspensão, etc.;
- c) geração de carregamentos através de simulações numéricas, a partir de modelos desenvolvidos em ambiente múltiplos corpos ou pelo método de elementos finitos. São criados modelos virtuais do veículo completo e, utilizando pistas de durabilidade digitalizadas, são realizadas passagens virtuais com diferentes velocidades e diferentes configurações de carga (veículo vazio, carregado parcialmente e plena carga) de acordo com o critério de durabilidade do segmento do veículo.

Quando disponíveis, esses três procedimentos podem ser utilizados em um desenvolvimento, pois cada um apresenta suas limitações e benefícios. Durante o transcorrer do projeto, o ciclo de durabilidade deve ser atualizado constantemente com o intuito de garantir uma boa precisão nos valores e evitar surpresas indesejadas. Uma validação final com os carregamentos obtidos a partir de medições do veículo final é indispensável (SHANKAR, 2017; SPINELLI, 2012).

A avaliação estrutural do desenho de um perfil obtido pelo método de tentativa e erro é comumente realizado da seguinte forma: na etapa inicial do desenvolvimento, onde muitas das características técnicas do veículo ainda não estão consolidadas, é comum realizar uma análise preliminar considerando carregamentos uniaxiais de fadiga. No caso específico do eixo de torção, é realizada o teste de fadiga torcional, manobra que provoca o maior dano ao eixo e é um teste similar ao deslocamento vertical assimétrico. O valor da amplitude de torção para a prova de fadiga pode ser obtido analiticamente através de informações preliminares do veículo, tais como peso, altura do CG e objetivo de ângulo de rolagem máximo, ou através de análise múltiplos corpos, onde é realizada uma manobra de curva de um modelo preliminar do veículo com uma aceleração lateral pré-definida. O valor da torção, devido ao deslocamento vertical de cada uma das rodas, é medido e utilizado para a análise estrutural inicial.

Por ser uma análise que ocorre posterior à avaliação elastocinemática, quaisquer modificações realizadas no desenho do eixo durante a avaliação estrutural do componente podem prejudicar o resultado elastocinemático. Isso gera um conflito entre dois compromissos do projeto, em que se faz necessário optar por uma perda no comportamento dinâmico para que se possa garantir uma robustez no projeto estrutural da peça.

2.2 Novos métodos de desenvolvimento – DOE e ferramentas de otimização

2.2.1 DOE – *Design of Experiments*

Em meio à busca por técnicas e práticas mais eficientes no desenvolvimento de eixos de torção, linhas de pesquisas no campo da otimização numérica têm alcançado resultados positivos (ALAE, 2016; ZHANG, 2016; CHARLESWORTHY, 2015). O método de DOE e as ferramentas de otimização numérica fornecem alternativas na busca por um desempenho otimizado (SISTLA, 2010).

O DOE, ou *Design of Experiments*, é definido como uma série de testes na qual são feitas mudanças intencionais nas variáveis de entrada para investigar o seu efeito sobre as respostas e para obter uma compreensão do comportamento global de um problema (ALTAIR, 2017).

Através da parametrização do modelo em elementos finitos do eixo elástico central, é possível a criação de variáveis de design que permitem alterar a forma do eixo de torção sem a necessidade da utilização de ferramentas CAD no processo. O DOE é capaz de mensurar a influência de cada variável de design no comportamento elastocinemático da suspensão por meio de uma série de repetições da simulação da manobra de deslocamento vertical assimétrico, cada qual com um desenho de perfil diferente. Um exemplo de parametrização do eixo elástico é ilustrado a seguir (Figura 6).

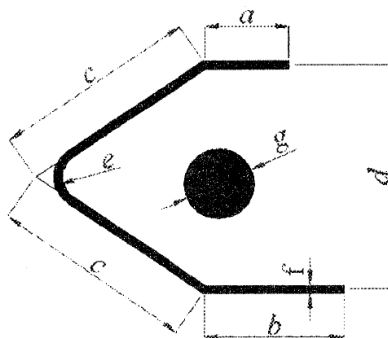


Figura 6 – Parametrização do perfil do eixo elástico central em variáveis de design

Fonte: DURALI, 2003.

Em 2010, Sistla e colaboradores realizaram um estudo DOE empregando simulações múltiplos corpos em um eixo de torção parametrizado. Através do DOE, foi possível identificar quais variáveis de design apresentavam a maior influência em cada parâmetro elastocinemático. Foi evidenciado, nesse estudo, a relação de dependência entre dois parâmetros: a variação de convergência e a altura de centro de rolagem.

2.2.2 Construção da função objetivo e definição do algoritmo de otimização

A construção do modelo de otimização é o passo seguinte. A função objetivo deve quantificar o que se quer otimizar e o êxito da otimização depende da formulação da função objetivo. É essencial que se defina uma equação matemática adequada, que quantifique corretamente a eficiência do projeto (SILVA, 2015). A função objetivo é descrita por uma equação que expressa a relação entre o objetivo e as variáveis de design.

As Equações 1 a 4 descrevem uma função objetivo padrão para um problema de otimização não linear (WANG, 2001):

$$\text{Minimizar } f(\vec{x}) \quad (1)$$

$$\vec{x} = [x_1, \dots, x_n]$$

$$\text{Sujeita a } h_j(\vec{x}) = 0, \quad (j = 1, \dots, J) \quad (2)$$

$$g_k(\vec{x}) = 0, \quad (k = 1, \dots, K) \quad (3)$$

$$x_{l,i} \leq x_i \leq x_{s,i} \quad (4)$$

Para uma correta formulação do problema a ser otimizado, são necessárias quatro informações básicas (ALTAIR, 2015):

- Package Space (Espaço Disponível)

- Variáveis de design
- Objetivos
- Restrições

A definição do *package space* é realizada por meio da análise das folgas entre os componentes adjacentes ao eixo de torção e o mesmo, considerando o curso vertical total da suspensão. As folgas mínimas entre o eixo traseiro e outros componentes estão descritas nas normas de projeto. A Figura 7 ilustra, de maneira simplificada, a análise de *package* da suspensão traseira de um veículo *hatch*. As folgas, entre o eixo (componente vermelho) e as peças adjacentes (componentes em verde), são avaliadas considerando as diferentes posições possíveis do eixo.

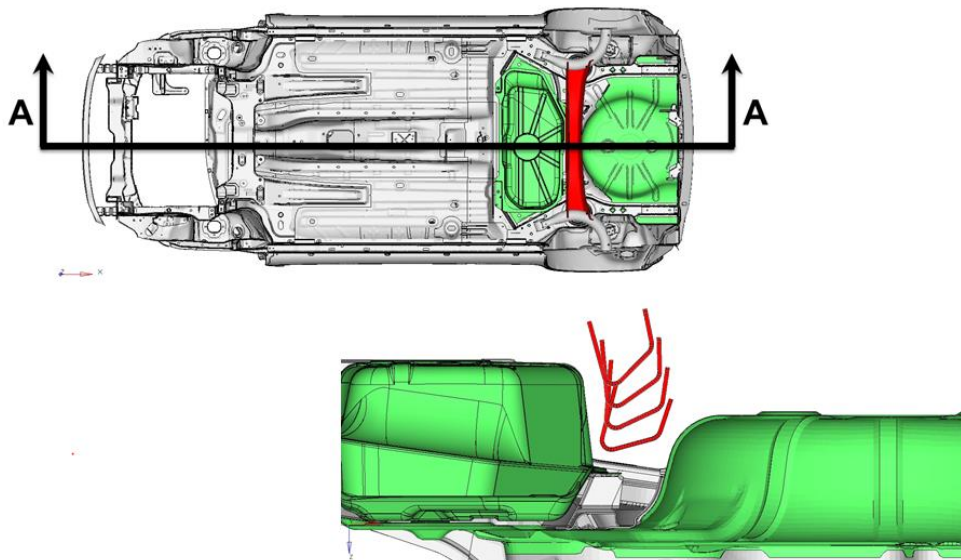


Figura 7 – Análise de Package Space

Fonte: Elaborado pelo autor.

As variáveis de design são as mesmas utilizadas no DOE, mas pode-se fazer a escolha de eliminar alguma variável caso o DOE mostre que o efeito da mesma sobre os parâmetros elastocinemáticos é pequeno. Os limites nos quais as variáveis se deformam são delimitados pelo *package space* e, também, pelos resultados extraídos no DOE. Por exemplo, se observado que a redução de espessura da chapa tem um efeito contrário ao perseguido pelo objetivo, limita-se a espessura somente para aumentar o seu valor.

O objetivo (ou objetivos) define as características ou propriedades mais importantes do design e as restrições limitam os valores que determinadas respostas podem assumir, que devem ser respeitadas para que a função objetivo seja aceitável. Deve-se evitar, quando possível, um número excessivo de restrições, pois isso aumenta consideravelmente o custo computacional da otimização (SILVA, 2015; SCHUMACHER, 2015).

Após a definição da função objetivo, é escolhido o método para a solução do problema de otimização. Os métodos analíticos, numéricos e gráficos são os principais utilizados atualmente. Os métodos analíticos são empregados somente na solução de problemas simples. Os métodos gráficos utilizam a construção de gráficos da função objetivo e as restrições para se obter a solução, porém esse método só permite a utilização de duas variáveis de projeto. Por fim, os métodos numéricos são baseados na teoria de programação matemática. São algoritmos de otimização implementados em softwares e podem ser aplicados a qualquer problema de otimização, estrutural ou não (SILVA, 2015).

Dentre os algoritmos de otimização presentes em softwares comerciais, destacam-se os métodos de programação matemática baseados na teoria de aproximações, como os métodos baseados em gradientes (aproximações locais) e os métodos de superfícies de respostas (aproximações globais), e os métodos exploratórios (algoritmos genéticos). Cada software de otimização desenvolve as suas próprias versões de algoritmos a partir da teoria e é comum, portanto, encontrar diferentes resultados quando comparados softwares de duas empresas distintas.

Os algoritmos de otimização baseados na teoria de aproximações têm um custo computacional menor quando comparados aos métodos exploratórios (STEENACKERS, 2009). A maioria dos problemas de otimização possuem mais de uma solução ótima. A solução ótima local aparece em uma “cavidade secundária” (Gráfico 2) e possui um valor de função objetivo, $f(x)$, maior que a solução ótima global (Silva, 2015). Não existe a certeza da obtenção de uma solução ótima global, porém, iniciar a otimização de diferentes pontos amplia a chance de se encontrar a melhor solução (AGONINO, 1989).

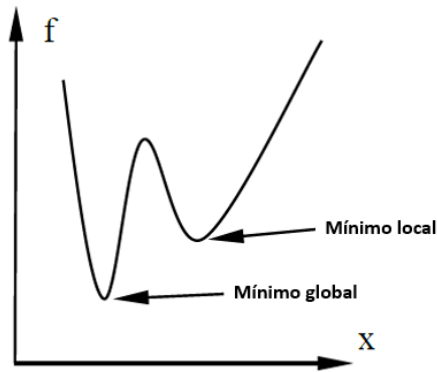


Gráfico 2 – Soluções ótimas local e global de uma função objetivo

Fonte: SCHUMACHER, 2015.

Os métodos de superfície de resposta são métodos de aproximação global que avaliam toda a superfície da função, por isso são mais propensos a encontrar a solução ótima global da função objetivo (WANG, 2001). Em 2013, Pajot apresentou um estudo de otimização da absorção de energia em um impacto de um bloco rígido em uma secção metálica com paredes finas (Figura 8), o objetivo da análise era maximizar a absorção de energia pelo componente a partir da otimização de 25 variáveis de design e da espessura da secção. Nesse estudo, foi utilizado o algoritmo GRSM, método de superfície de resposta global. Inicialmente, o algoritmo constrói um DOE simplificado para obter dados suficientes para a construção de uma superfície de resposta inicial. A análise que apresenta o melhor resultado em relação aos objetivos é chamada de primeira iteração. Utilizando, como ponto de partida, a primeira iteração, um novo DOE é gerado e os pontos adicionados à superfície de resposta inicial. Durante essa etapa, são gerados, também, pontos randômicos espalhados na superfície de resposta. O intuito é continuar avaliando o restante da superfície, balanceando a busca por um mínimo global e local. Esse algoritmo foi escolhido para ser utilizado nas simulações deste trabalho de pesquisa. Dois fatores foram considerados para a escolha: o primeiro foi a disponibilidade do software que contém o algoritmo e, o segundo, a habilidade do algoritmo em trabalhar com problemas com um grande número de variáveis e multiobjetivos.

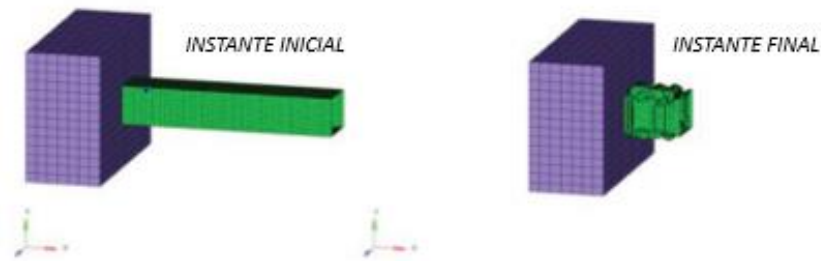


Figura 8 – Instantes inicial e final da simulação de impacto

Fonte: PAJOT, 2013.

2.2.3 Otimização do eixo de torção

O procedimento para a simulação da otimização do eixo de torção pode ser definido de variadas maneiras. Os objetivos, os parâmetros elastocinemáticos estudados, as variáveis de design criadas e as restrições são particulares para cada eixo e veículo no qual ele será utilizado. A definição do número de etapas de otimização também pode ser distinta. Pode-se escolher por realizar a otimização elastocinemática em uma primeira análise e, a partir do resultado, realizar a otimização estrutural do componente ou realizar as otimizações dinâmica e estrutural em apenas uma etapa considerando múltiplos objetivos.

O estudo de pesquisa realizado por Charlesworth em 2015, apresenta uma otimização de um eixo de torção realizada em duas etapas. Uma otimização elastocinemática é realizada considerando como restrições a rigidez torcional e a variação de convergência do eixo, levando em conta o espaço disponível para o eixo. A segunda etapa é a otimização estrutural do eixo. Esse estudo conta com uma particularidade: um reforço estrutural é soldado na parte interna do eixo de torção elástico (Figura 9). O teste de fadiga torcional é simulado considerando como variáveis de design, nesse segundo evento, o comprimento e perfil do reforço e a altura da borda do eixo de torção. Além do objetivo de minimizar as tensões dos componentes, as restrições consideradas na primeira etapa também estão presentes.

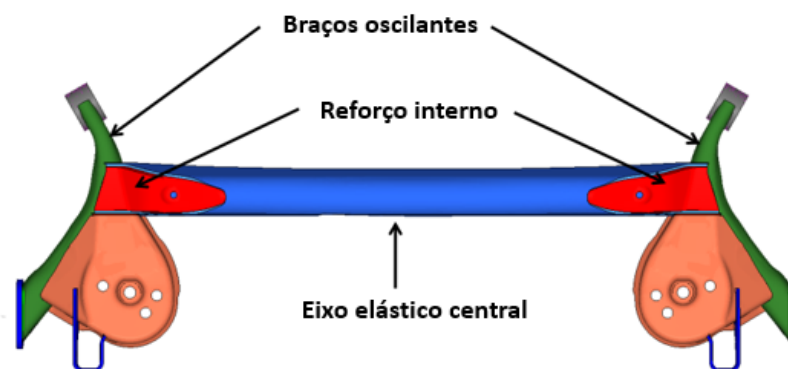


Figura 9 – Eixo elástico central com reforço interno

Fonte: CHARLESWORTH, 2015.

Durali e colaboradores, em 2003, apresentaram um estudo de otimização de eixo de torção a partir da parametrização do perfil do eixo de torção. Nesse trabalho, as avaliações elastocinemática e estrutural foram realizadas de forma simultânea. Foi feito um *fractional DOE*, uma alternativa ao *DOE Full Factorial*, que busca reduzir consideravelmente o número de análises avaliadas. Com base nos resultados do DOE, foram selecionadas as quatro variáveis de design que apresentaram o maior efeito sobre os objetivos para a otimização. Foi utilizado o método de superfície de resposta como algoritmo, o mesmo implementado no software MATLAB para as análises.

Choi e colaboradores apresentaram, em 2009, uma interface desenvolvida para a avaliação multidisciplinar do eixo de torção de maneira integrada (Figura 10). São realizadas as definições dos objetivos e restrições e a parametrização do modelo FEM. Construído o modelo e a função objetivo, o processo é interativo, para cada proposta são realizadas as avaliações elastocinemática e estrutural e a amplitude da torção do eixo para a avaliação é gerada considerando a rigidez de torção de cada proposta. Este estudo também utiliza um algoritmo de método de superfícies de resposta, porém é possível realizar a mesma otimização considerando outros métodos.

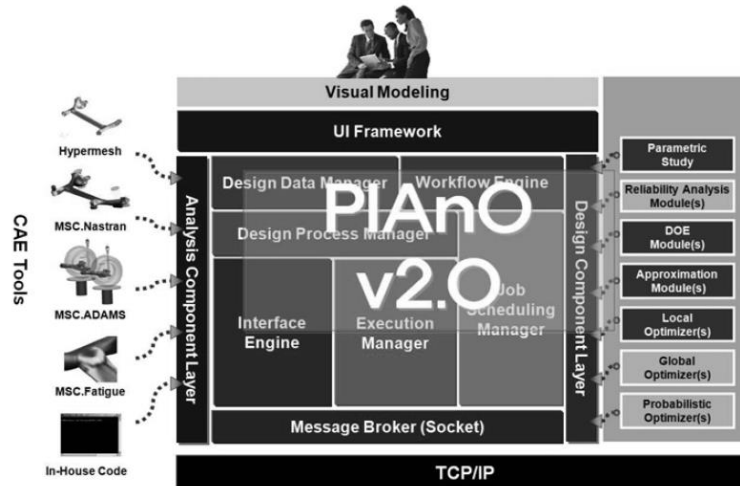


Figura 10 – Interface do software desenvolvido para avaliações do eixo de torção

Fonte: CHOI, 2009.

2.3 Novas ferramentas para o desenvolvimento de eixos de torção

As seções prévias deste capítulo têm como finalidade demonstrar o atual nível das pesquisas em torno do desenvolvimento de suspensões traseiras do tipo eixo de torção. Metodologias com o emprego de softwares de otimização numérica para a elaboração de perfis ideais vêm sendo estudadas por pesquisadores e empresas ligadas ao ramo automotivo e têm apresentado resultados positivos.

Contudo, os estudos conceituais acima não abordam a principal carência quando se trata do desenvolvimento de um eixo de torção: o modo como cada parâmetro, seja elastocinemático ou estrutural, influencia no dimensionamento do eixo de torção. Como foi mostrado anteriormente, as otimizações numéricas de um eixo de torção são alimentadas pelas definições dos valores para os parâmetros elastocinemáticos e pelo ciclo de durabilidade. Através de testes físicos e virtuais, este trabalho de pesquisa tem o intuito de detalhar as relações entre os parâmetros utilizados no dimensionamento da suspensão traseira e os desempenhos dinâmicos e estruturais do veículo, fornecendo, assim, o conhecimento necessário para o desenvolvimento otimizado do componente.

Uma breve revisão sobre os conceitos e testes que serão abordados neste estudo se encontra a seguir.

2.3.1 Elastocinematismo e o Comportamento dinâmico do veículo

Conforme já mencionado, os elastocinematismos das suspensões dianteira e traseira são responsáveis pelo desempenho dinâmico do veículo em *ride* (conforto) e *handling* (dirigibilidade). O elastocinematismo é descrito através de curvas de variações de parâmetros elastocinemáticos, como câmber, convergência, passo e bitola, e rigidez de rolagem em manobras quase-estáticas pré-estabelecidas da suspensão, como deslocamentos verticais simétricos e assimétricos e cargas laterais e longitudinais.

A caracterização elastocinemática de um veículo é realizada através da utilização de um equipamento denominado Banco de testes elastocinemáticos ou Banco K&C. O grupo FCA possui três Bancos K&C de duas empresas diferentes, instalados nos principais polos da montadora: Itália, Estados Unidos e Brasil.

O princípio de funcionamento do banco elastocinemático difere entre os dois fabricantes. O modelo instalado na cidade de Pomigliano, na Itália, é o MTS *Suspension and Compliance Deflection Measurement System*, da MTS Systems Corporation. Esse equipamento mantém a carroceria do veículo fixa enquanto quatro atuadores independentes aplicam deslocamentos e forças controladas nas rodas e sensores medem as variações nos parâmetros da suspensão (MTS, 2017).

O SPMM 5000 (*Suspension Parameter Measurement Machine*), da empresa Anthony Best Dynamics, está instalado nos outros dois polos da montadora FCA: em Chelsea, no estado de Michigan, nos Estados Unidos, e na cidade de Betim, em Minas Gerais, Brasil. Ao contrário do banco elastocinemático da MTS, no SPMM 5000 a carroceria do veículo é movimentada utilizando uma mesa central para simular cenários de frenagem, aceleração e curvas (Figura 11) (ABDYNAMICS, 2016).

Os resultados das medições dos dois equipamentos são semelhantes apesar das diferentes formas de trabalho e ambos serão utilizados durante o estudo.

Simulação de Frenagem



Simulação de Curva

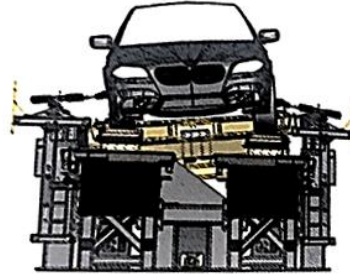


Figura 11 – Simulação de manobras no banco elastocinemático

Fonte: ANTHONY BEST DYNAMICS, 2016.

Durante o teste, medições são realizadas para determinar as características elásticas e cinemáticas dos sistemas de suspensão e direção do veículo. Uma ampla variedade de parâmetros pode ser avaliada, destacando-se a rigidez vertical e torcional da suspensão, convergência e câmbor. Com o banco elastocinemático também é possível medir o centro de gravidade e o momento de inércia do veículo (ABDYNAMICS, 2016).

A Figura 12 ilustra o banco elastocinemático da Anthony Best Dynamics. A mesa central é responsável pela movimentação do veículo enquanto os sensores de força e posição fazem as medições dos parâmetros.

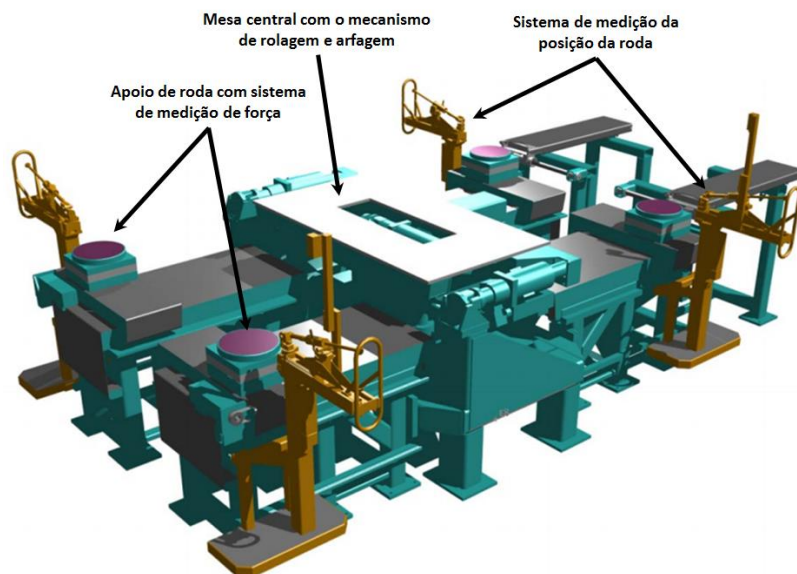


Figura 12 – Banco elastocinemático SPM 5000

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os seguintes passos de preparação do veículo devem ser seguidos antes da realização da medição:

- Enchimento do tanque de combustível;
- Calibração dos pneus conforme indicado no manual;
- Alinhamento das rodas conforme indicado no manual;
- Medição do peso em cada roda com o veículo vazio;
- Posicionamento e instalação do veículo na plataforma do banco elastocinemático.

Em uma caracterização elastocinemática padrão do veículo, além da medição dos momentos de inércia e centro de gravidade, são realizadas 15 avaliações diferentes para o levantamento do comportamento elastocinemático do eixo. O engaste central do corpo do veículo permite a avaliação isolada de cada suspensão, no entanto, a caracterização da suspensão dianteira, assim como a traseira, é necessária para a construção do modelo do veículo completo que será utilizado.

Entre as avaliações a serem realizadas, são aplicados deslocamentos verticais em fase e defasado (assimétrico) das rodas, aplicadas forças laterais, longitudinais e momentos em uma roda, ou em ambas as rodas simultaneamente, e realizado o esterçamento do volante para avaliação do sistema de direção.

Dentre as avaliações realizadas durante a caracterização elastocinemática, quatro testes descrevem o comportamento elastocinemático do eixo traseiro: o deslocamento vertical simétrico, o deslocamento vertical assimétrico, o carregamento lateral unilateral e o carregamento longitudinal unilateral. Em cada teste, são gerados gráficos de variações de parâmetros elastocinemáticos específicos semelhante ao apresentado no Gráfico 1 (pág. 29). Conforme mencionado, o deslocamento vertical assimétrico é a manobra que melhor descreve a trajetória de curva de um veículo e na qual o desenho do perfil do eixo elástico central tem a maior influência. Por essa razão, o deslocamento vertical assimétrico foi a manobra escolhida para as avaliações elastocinemáticas realizadas neste estudo.

O deslocamento vertical assimétrico consiste no deslocamento vertical defasado das rodas traseiras. Os centros das rodas esquerda e direita já começam defasados no início do teste. O centro da roda esquerda deslocado 50 mm para cima (vertical positivo) e o centro da roda direita deslocado 50 mm para baixo (vertical negativo). São aplicados deslocamentos de 100 mm de amplitude no sentido contrário ao inicial em ambas as rodas simultaneamente, gerando uma

torção no eixo (Figura 13). Nesse teste, é medida a altura de centro de rolagem da suspensão e avaliados os parâmetros: rigidez torcional da suspensão, variação de convergência, variação de câmber, variação de bitola e variação de passo.

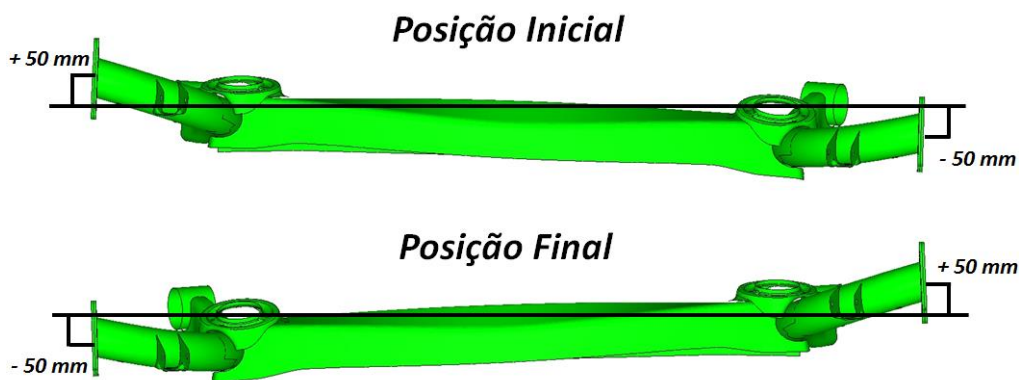


Figura 13 – Desenho esquemático do teste de deslocamento vertical assimétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

A definição dos objetivos elastocinemáticos para cada parâmetro, em cada teste, como o deslocamento vertical assimétrico, é realizada a partir da análise de veículos da concorrência e de veículos da mesma montadora que fazem parte do segmento ao qual o novo veículo será inserido. São realizadas análises estáticas e dinâmicas desses veículos e os dados obtidos são então avaliados. Um cruzamento entre as percepções subjetivas dos pilotos de teste nas manobras dinâmicas com os dados objetivos medidos é feito e, dessa análise, são geradas tabelas com os objetivos do veículo completo e os objetivos específicos para cada suspensão (TEY, 2015).

Mesmo quando disponível um banco de dados amplo dos veículos do segmento, é comum, em estudos exploratórios como esses, encontrar, em determinada manobra, mais de um veículo que se destaca positivamente na percepção subjetiva do piloto de teste, mesmo apresentando comportamentos elastocinemáticos diversos. Estabelecer com precisão uma relação entre o efeito de cada parâmetro objetivo na percepção subjetiva é inviável. Além do comportamento elastocinemático da suspensão específico, cada veículo do banco de dados possui características distintas, como peso, dimensões de bitola e passo, altura do CG, etc.

O trabalho de otimização numérica de um eixo de torção publicado por Laurent, em 2009, apresentou o resultado da avaliação elastocinemática física de veículos de diferentes montadoras, realizada com o intuito de fornecer os objetivos elastocinemáticos para a simulação. A Figura 14 mostra o resultado da variação de convergência no deslocamento vertical assimétrico de seis veículos diferentes e nota-se que, embora próximos quando considerados os valores absolutos, a diferença entre o valor mínimo e máximo é considerável. No estudo não é exposto qual objetivo foi definido a partir dessa avaliação, mas subentende-se que um resultado compreendido dentro da janela de resultados encontrada para cada parâmetro é aceitável. A fim de demonstrar a aplicabilidade da ferramenta, a definição dos objetivos feita dessa forma é conveniente, porém não se pode garantir que o resultado obtido após a otimização numérica é o resultado que fornece o melhor compromisso para um veículo.

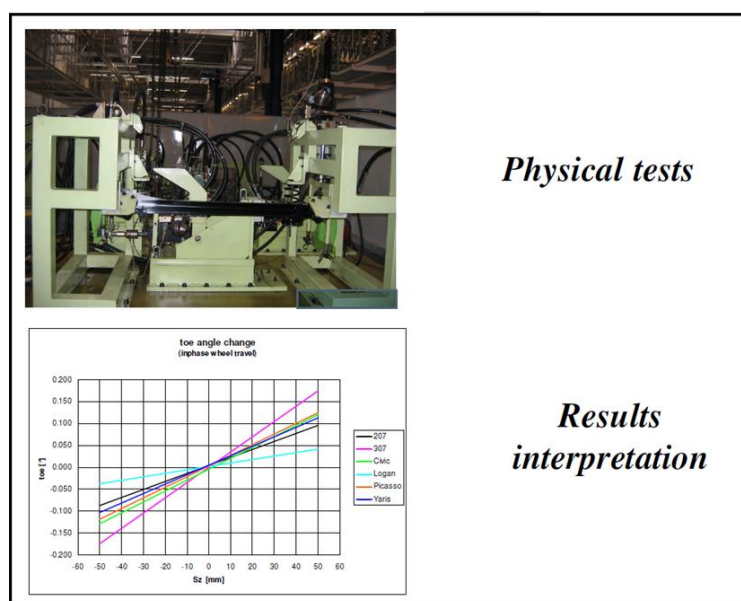


Figura 14 – Banco de testes e variação de convergência para diferentes veículos

Fonte: LAURENT, 2009.

A análise dinâmica veicular se resume, basicamente, à resposta dinâmica em termos de velocidade e aceleração do veículo à aplicação de forças externas (CRF, 2007). Durante o desenvolvimento de um veículo, o comportamento dinâmico de subsistemas e do veículo completo são estudados através de simulações múltiplos corpos. Softwares como o ADAMS Car, da empresa MSC Software, oferecem um ambiente diretamente voltado para a análise

dinâmica automotiva (BITENCOURT, 2016). A execução de manobras pré-estabelecidas, presentes no software ou específicas de cada montadora, descrevem o comportamento dinâmico do veículo em função de curvas de variação de parâmetros, como o gradiente de subesterço, gradiente de deriva do veículo, ganho de aceleração lateral e atrasos entre o comando e a resposta do veículo. Através do estudo desses parâmetros em variadas manobras, é possível avaliar o comportamento dinâmico de um veículo. Os conceitos por trás de cada um dos parâmetros dinâmicos avaliados já são conhecidos, por isso apenas uma pequena descrição dos principais parâmetros dinâmicos de *handling* lateral se encontra a seguir.

– Gradiente de Subesterço

O gradiente de subesterço descreve o ângulo de volante necessário para manter o veículo em uma trajetória de curva com raio constante e, considerando variações na velocidade e aceleração lateral do veículo, ou seja, a medida em que ocorre um aumento ou diminuição de velocidade, esse gradiente indica a necessidade de uma correção no ângulo de volante para que o veículo permaneça na trajetória correta (GILLESPIE, 1992).

$$\delta = 57.3 \frac{L}{R} + K a_y \quad (5)$$

$$K = \frac{F_f}{C\alpha_f} - \frac{F_r}{C\alpha_r} \quad (6)$$

Onde:

δ = Ângulo de esterço (°)

L = Distância entre eixos (m)

R = Raio da curva (m)

K = Gradiente de subesterço (°/g)

a_y = Aceleração lateral (g)

F_f = Carga sob o eixo dianteiro (N)

F_r = Carga sob o eixo traseiro (N)

$C\alpha_f$ = Rigidez de deriva dos pneus dianteiros ($F_y/^\circ$)

$C\alpha_r$ = Rigidez de deriva dos pneus traseiros ($F_y/^\circ$)

O comportamento do veículo pode ser classificado em três tipos, de acordo com o seu gradiente de subesterço:

– Comportamento Neutro ($K = 0$)

O comportamento de um veículo é tido como neutro quando, em uma curva de raio constante, não há a necessidade de se alterar o ângulo de esterçamento do volante à medida que a velocidade aumenta.

– Comportamento Subesterçante ($K > 0$)

O comportamento de um veículo é considerado subesterçante quando, em uma curva de raio constante, é necessária a correção, aumentando o ângulo de esterçamento do volante, para que o veículo se mantenha na trajetória desejada. O comportamento subesterçante é considerado o comportamento ideal para um veículo de passeio.

– Comportamento Sobresterçante ($K < 0$)

O comportamento sobresterçante é o inverso do subesterçante. Em uma curva de raio constante, à medida que a velocidade aumenta, é necessário reduzir o ângulo de esterçamento do volante para corrigir a trajetória. Esse comportamento é indesejado já que, ao atingir uma velocidade crítica, o comportamento do veículo se torna instável, podendo acarretar em perda de controle por parte do condutor.

A Figura 15 apresenta a variação de ângulo de esterçamento pela velocidade do veículo.

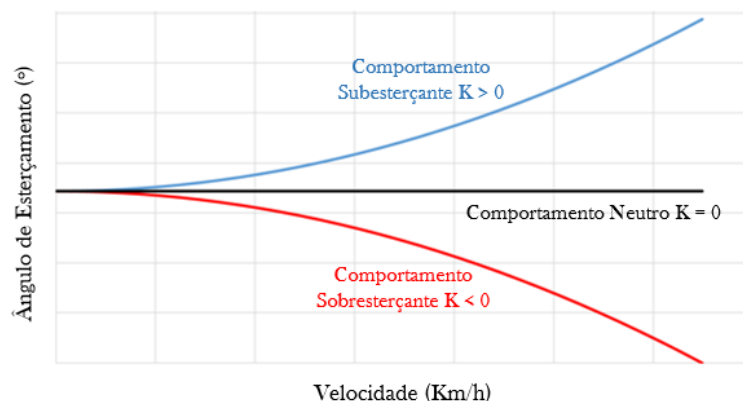


Figura 15 – Variação do ângulo de esterçamento pela velocidade

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 16 ilustra o comportamento de um veículo com o aumento de velocidade sem a correção no ângulo de volante, de acordo com seu grau de subesterço, em que (1) comportamento subesterçante, (2) comportamento neutro e (3) comportamento sobreesterçante.

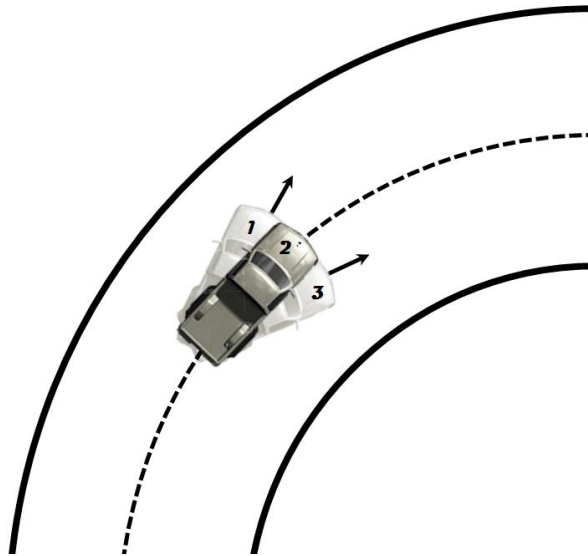


Figura 16 – Comportamento de um veículo em curva de acordo com seu grau de subesterço

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Rigidez de deriva e ângulo de deriva

A rigidez de deriva ($C\alpha$) é uma das principais propriedades do pneu e é crucial para o *handling* e estabilidade lateral do veículo. O $C\alpha$ é definido como a inclinação inicial da relação entre Força lateral (F_y) e ângulo de escorregamento (α) (PACEJKA, 2006).

$$C\alpha = F_y/\alpha \quad (7)$$

A Figura 17, retirada do livro do Thomas Gillespie, de 1992, representa o mecanismo responsável pelo surgimento do ângulo de escorregamento (*Slip angle*). À medida que o pneu se deforma para acompanhar a direção de marcha do veículo, uma força lateral começa a ganhar intensidade, até o momento em que ela supera o atrito disponível e o escorregamento ocorre.

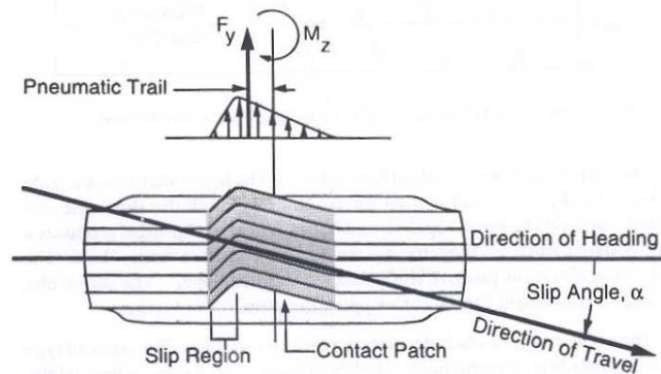


Figura 17 – Presença de ângulo de escorregamento lateral um pneu em rotação submetido a uma força lateral

Fonte: GILLESPIE, 1992.

À medida que a aceleração lateral aumenta em uma curva, a traseira do veículo deve deslizar para fora da curva para desenvolver os ângulos de escorregamento necessários para os pneus traseiros acompanharem a direção de marcha do veículo. O ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e a direção da trajetória que o veículo percorre num certo momento é denominado ângulo de deriva do veículo ou *sideslip angle*. Em geral, em um veículo que percorre uma curva, o ângulo de deriva será diferente em qualquer ponto da mesma (GILLESPIE, 1992).

– Distribuição do momento de rolagem

Quando um veículo se desloca lateralmente, uma força centrífuga atua no centro de gravidade do veículo, fazendo o veículo inclinar na mesma direção da força centrífuga. Essa inclinação é chamada de rolagem do veículo. Se o sistema de suspensão é considerado, o veículo terá um grau de liberdade de rolagem que é produzido simultaneamente à movimentação lateral do veículo. A força centrífuga atuando no centro de gravidade produz um momento de rolagem ao redor do eixo de rolagem do veículo, resultando em um ângulo de rolagem constante. O movimento de rolagem da carroceria do veículo faz com que haja um aumento de carga nas rodas de um lado do veículo e uma diminuição do outro. Isso é chamado de transferência de carga devido à rolagem (ABE, 2009).

A Figura 18 mostra o eixo de rolagem. As equações (8) e (9) que governam a transferência de carga entre lados nos eixos dianteiro e traseiro em função da aceleração lateral do veículo estão descritas a seguir.

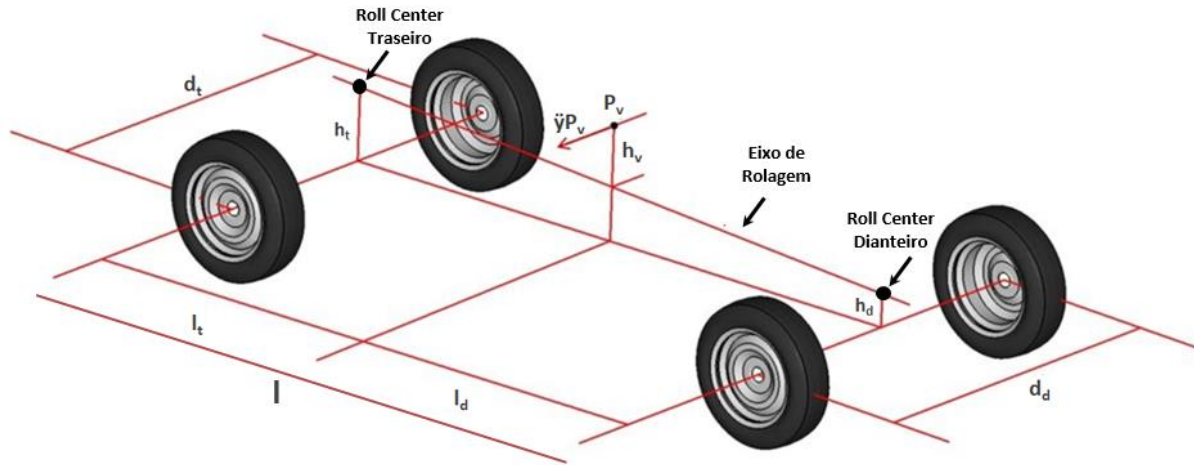


Figura 18 – Dimensões do veículo e eixo de rolagem

Fonte: Elaborado pelo autor.

$$\Delta F_d = \frac{\ddot{y}P_v}{d_d} \left[\frac{K\phi_d h_v}{K\phi_d + K\phi_t - P_v h_v} + \frac{l_t}{l} h_d \right] \quad (8)$$

$$\Delta F_t = \frac{\ddot{y}P_v}{d_t} \left[\frac{K\phi_t h_v}{K\phi_d + K\phi_t - P_v h_v} + \frac{l_d}{l} h_t \right] \quad (9)$$

Onde:

ΔF_d = Transferência de carga no eixo dianteiro (N)

ΔF_t = Transferência de carga no eixo traseiro (N)

\ddot{y} = Aceleração lateral (m/s^2)

P_v = Peso do veículo atuando no seu centro de gravidade (Kg)

d_d = Bitola dianteira (m)

d_t = Bitola traseira (m)

$K\phi_d$ = Rigidez de rolagem do eixo dianteiro ($Nm/^\circ$)

$K\phi_t$ = Rigidez de rolagem do eixo traseiro ($Nm/^\circ$)

l_d, l_t = Distância longitudinal dos eixos em relação ao centro de gravidade (m)

l = Distância entre eixos do veículo (m)

h_v = Distância entre o centro de gravidade e o eixo de rolagem do veículo (m)

h_d, h_t = Distâncias entre os eixos de rolagem dianteiro e traseiro e o solo (m)

As equações dessa página mostram como a transferência de carga é dependente da rigidez de rolagem dos eixos dianteiro e traseiro. Um aumento na rigidez de rolagem dianteira, por exemplo, acarreta um aumento da transferência de carga no eixo dianteiro e uma diminuição de transferência no eixo traseiro. Sendo assim, uma variação entre a transferência de carga entre os eixos tem influência direta na rigidez e ângulo de deriva do veículo, impactando, por consequência, no *handling* lateral do veículo.

Na construção do modelo múltiplos corpos, responsável pelas simulações dinâmicas objetivas do veículo, os elastocinematismos das suspensões dianteira e traseira são utilizados como dados de entrada. Ou seja, as variações no elastocinematismo têm impacto direto na variação dos parâmetros dinâmicos do veículo citados anteriormente. Desta forma, é possível realizar uma correlação entre os dados objetivos das análises dinâmicas em múltiplos corpos e os parâmetros elastocinemáticos, porém estabelecer uma relação entre os dados objetivos obtidos com a avaliação subjetiva de um cliente ou piloto ainda permanece um desafio.

A alternativa sugerida neste trabalho, ainda inédita para este tipo de desenvolvimento, é alinhar os resultados obtidos através de simulações múltiplos corpos com a avaliação subjetiva de um piloto de teste utilizando, para isso, um simulador de dinâmica veicular. Essa ferramenta permite ao pesquisador isolar e estudar cada parâmetro de forma objetiva e subjetiva, tornando possível definir os valores para cada parâmetro, objetivando o melhor compromisso dinâmico para o veículo. A Figura 19 apresenta um exemplo de simulador de dinâmica veicular instalado na Volvo Car Group em Gotemburgo, na Suécia.



Figura 19 – Simulador de dinâmica veicular instalado na Volvo Car Group

Fonte: www.vigrade.com, 2018.

2.3.1.1 Simulador de dinâmica veicular

Mesmo com toda tecnologia já disponível em simulações numéricas, ainda não é possível preencher a lacuna entre as avaliações objetivas e subjetivas quando o assunto é o comportamento dinâmico do veículo. O simulador de dinâmica veicular permite a avaliação física dos modelos de simulação numérica utilizando pilotos de testes (SANDBERG, 2016).

Segundo Stefan Karlsson, gerente de dinâmica veicular do Volvo Car Group na Suécia, o simulador de dinâmica veicular proporciona a união entre a experiência subjetiva dos pilotos de testes e engenheiros experimentais com a experiência em análises e avaliações objetivas dos engenheiros de simulação dinâmica, unificando todo o departamento. Karlsson ainda acrescenta que, financeiramente, o desenvolvimento do projeto empregando essa tecnologia permite a redução de um número significativo de protótipos.

Para o desenvolvimento deste trabalho de pesquisa, foi utilizado o Simulador de dinâmica veicular (DiM – *Driver in Motion*) da empresa VI-Grade, presente no Centro de Dinâmica e Segurança Ativa Veicular localizado na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais (Figura 20). É o primeiro simulador de dinâmica veicular instalado na América Latina (PUC, 2017).



Figura 20 – Simulador de dinâmica veicular da parceria entre FIAT Chrysler Automóveis e Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Fonte: FCA, 2017.

As pistas de testes virtuais podem ser construídas através de softwares de computação gráfica ou criadas a partir de digitalização tridimensional de uma pista já existente. O DiM instalado na PUC conta com uma pista em linha reta infinita com 3 faixas, onde é possível adicionar carros ou cones para manobras. Também está disponível uma das pistas de *handling* do campo de provas de Balocco, na Itália, propriedade da FCA, digitalizada para avaliações da montadora. A Figura 21 é uma simulação da interface dos dois exemplos citados acima.

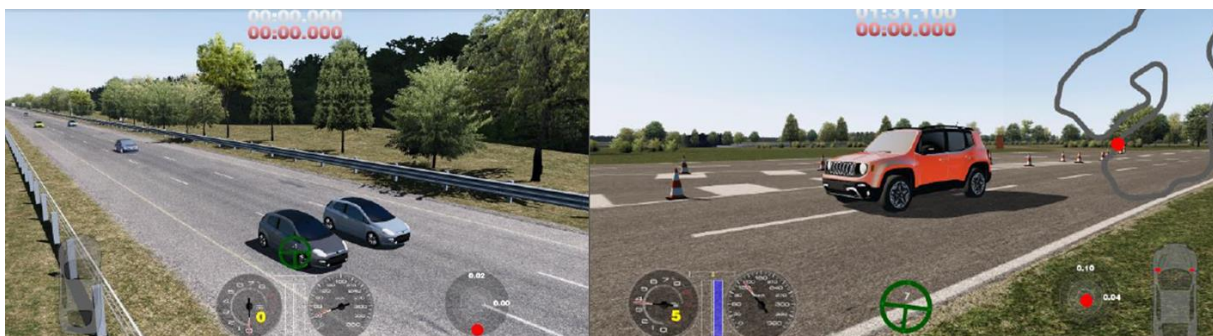


Figura 21 – Exemplos de pistas disponíveis no Simulador de dinâmica veicular

Fonte: FCA, 2017

Estudos apresentados nos últimos anos mostram a eficácia da utilização de simuladores de dinâmica veicular na indústria automotiva. A Multimatic apresentou, em 2017, um trabalho, realizado em conjunto com a FORD, para a otimização do comportamento dinâmico de um Ford GT para a corrida de 24 horas de Le Mans. Dados experimentais medidos foram utilizados para a correlação do modelo virtual no simulador, em seguida foram feitas uma série de tentativas considerando diferentes configurações de amortecedores, molas, etc. para se obter um desempenho otimizado.

O desenvolvimento de sistemas como o controle eletrônico de estabilidade (ESC) e o ABS requer avaliações em superfícies de baixo atrito, o que restringe a maior parte das montadoras de veículos à execução de testes em períodos reduzidos (inverno) e em países específicos (como a Suécia). A Alfa Romeo propôs uma redução no tempo de desenvolvimento desses sistemas utilizando um simulador de dinâmica veicular para reproduzir as condições de baixo atrito (Figura 22).

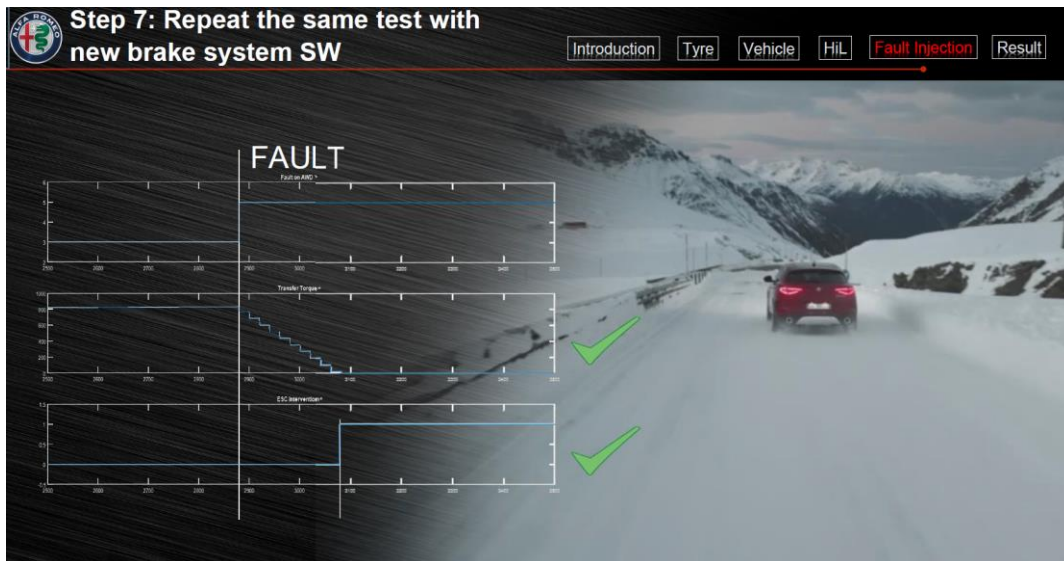


Figura 22 – Slide da apresentação da Alfa Romeo na VI-Grade Conference

Fonte: VI-GRADE, 2017.

O simulador presente no Centro de Dinâmica e Segurança Ativa Veicular, localizado na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, foi batizado de DiM (*Driver in Motion*) e tem 9 graus de liberdade proporcionados por 9 atuadores telescópicos elétricos. Os movimentos são controlados por um PLC industrial padrão conectado em tempo real a um software desenvolvido pela VI-Grade, chamado de VI-MotionCueing. Esse software é responsável por capturar e interpretar os comandos exercidos pelo piloto no simulador e fornecer, aos atuadores, os comandos para a representação fiel da movimentação do *cockpit* na manobra determinada.

Os 9 atuadores são divididos em duas estruturas: um hexápode, composto por 6 atuadores telescópicos elétricos conectados à base do *cockpit* e à base móvel do simulador, e um tripóide, composto por 3 atuadores telescópicos elétricos conectados também à base móvel por um lado e à uma base sólida pelo outro. Todas as fixações dos atuadores são feitas através de juntas universais (VI-GRADE, 2017). A Figura 23 ilustra a estrutura do simulador DiM.

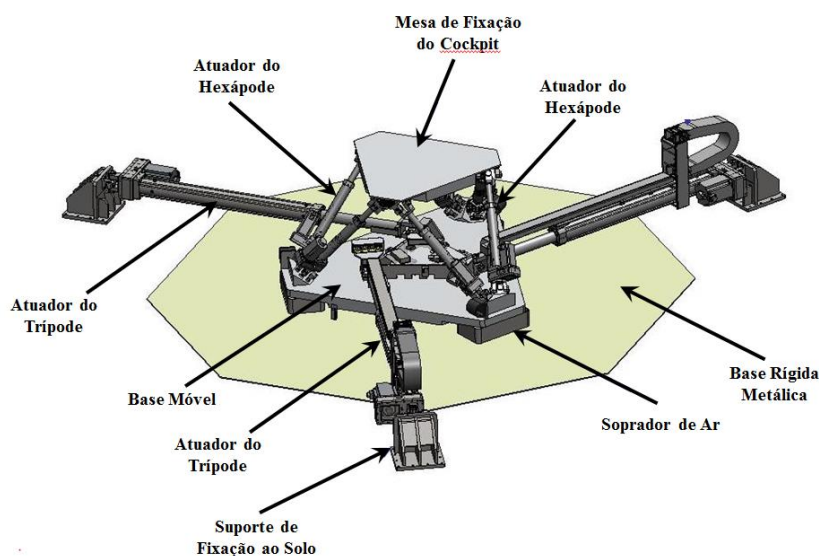


Figura 23 – Desenho esquemático do DiM

Fonte: VI-GRADE, 2017.

O hexápode e o tripode têm funções distintas. O hexápode é responsável por realizar os movimentos de aceleração de alta frequência de translação longitudinais, laterais e verticais, e de rotação de arfagem, rolagem e guinada. Para os movimentos de aceleração, de translação laterais e longitudinais e de rotação de guinada de baixa frequência, que necessitam de cursos maiores para serem representados, o tripode é empregado. A base móvel onde está fixado o hexápode desliza sobre uma base rígida de acordo com os comandos dos atuadores que compõe o tripode. O princípio de funcionamento que permite essa base deslizar é semelhante ao funcionamento de um *Hovercraft*, três sopradores de ar conectados à base móvel são incumbidos de erguê-la, criando um colchão de ar entre a base rígida e a móvel. Incorporados às estruturas dos sopradores de ar, eletroímãs têm a função de garantir uma distância máxima entre as bases.

A Tabela 2 apresenta as características técnicas do conjunto de atuadores hexápode e a Tabela 3 apresenta as características técnicas do conjunto de atuadores tripode. Como descrito, os atuadores do tripode apresentam cursos de trabalhos maiores que os cursos dos atuadores do hexápode, porém têm uma faixa de frequência limitada.

Tabela 2 – Características técnicas dos atuadores do Hexápode

	Stroke	Max. Velocity	Max. Acceleration
X	±0.28 m	2.0 m/s	25 m/s ²
Y	±0.25 m	1.7 m/s	25 m/s ²
Z	±0.22 m	1.6 m/s	35 m/s ²
Roll	±20 °	135°/s	2500°/s ²
Pitch	±20 °	130°/s	2000°/s ²
Yaw	±20 °	135°/s	3000°/s ²
Frequency Range : 0 - 30Hz			

Fonte: VI-GRADE, 2017.

Tabela 3 – Características técnicas dos atuadores do Tripóide

	Stroke	Max. Velocity	Max. Acceleration
X	±0.80 m	1.7 m/s	12 m/s ²
Y	±0.75 m	1.5 m/s	10 m/s ²
Yaw	±25 °	165°/s	900°/s ²
Frequency Range : 0-5Hz			

Fonte: VI-GRADE, 2017.

O simulador utiliza o modelo numérico em múltiplos corpos do veículo completo construído no software Adams, o mesmo utilizado para as avaliações dinâmicas objetivas. Esse modelo é convertido para ser utilizado no software VI-CRT (*Car Real Time*), desenvolvido pela empresa VI-Grade. Esse software é responsável por fazer a conexão entre o modelo numérico convertido e o simulador, interpretando os comandos do piloto e enviando as respostas aos atuadores.

Com o auxílio desta ferramenta, será possível avaliar subjetivamente modificações realizadas em âmbito virtual e mensurar o impacto da variação de cada parâmetro elastocinemático da suspensão traseira no comportamento dinâmico do veículo.

2.3.2 Dimensionamento estrutural e Geração de carregamentos de durabilidade através do método de elementos finitos

Os estudos de otimização apresentados neste capítulo utilizam um carregamento único de torção para avaliar a resistência estrutural do eixo de torção. Conforme citado por Durali em 2003, o eixo de torção, quando submetido a torções e flexões, apresenta altos níveis de tensão em suas juntas soldadas e bordas. A definição da amplitude do deslocamento torcional e o número de eventos que o componente deve ser submetido são definidos de maneira particular em cada estudo. Choi, em 2009, utiliza um software de simulação multicorpos para definir, a partir de uma manobra de curva do veículo, o curso de torção a ser aplicado durante a otimização do eixo de torção.

A definição do ciclo de durabilidade a partir da avaliação de uma manobra de curva é comum em avaliações de eixos de torção, porém, outros eventos podem gerar um acúmulo de dano de fadiga ao componente. Zhao e colaboradores, em 2014, desenvolveram um estudo com o intuito de determinar o modo de falha de um eixo de torção através da medição de um veículo instrumentado em percursos de durabilidade. Foram instalados no veículo transdutores de força nas rodas traseiras, capazes de medir as forças e momentos nas 3 direções, e *strain gauges* ao longo do eixo de torção, para medir as microdeformações sofridas pelo eixo em cada manobra. A Figura 24 ilustra a instalação do transdutor de força e a Figura 25 ilustra os locais e arranjos dos *strain gauges*.



Figura 24 – Transdutor de força instalado na roda traseira do veículo

Fonte: ZHAO, 2014.

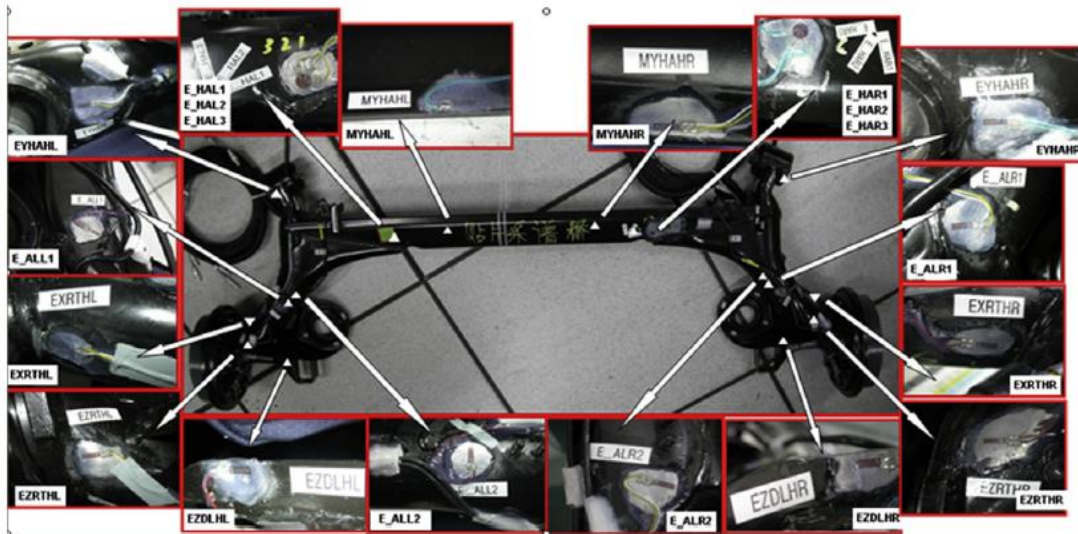


Figura 25 – Locais e arranjos dos Strain Gauges colados no eixo de torção

Fonte: ZHAO, 2014.

Com base na análise dos dados coletados pelos transdutores de forças e *strain gauges*, foi gerada uma relação entre as microdeformações e as forças medidas. Os maiores níveis de microdeformação no eixo são encontrados quando existe uma diferença entre as cargas verticais nas rodas do eixo traseiro, acarretando uma torção do eixo. Essa diferença entre cargas verticais aparece, primeiro, quando há a presença de cargas laterais, indicando a realização de uma manobra de curva, mas também ocorre quando, devido a irregularidades do percurso, como buracos ou obstáculos, uma roda sofre um impacto, gerando um carregamento vertical na mesma e provocando, conseqüentemente, uma torção do eixo.

Para o correto dimensionamento estrutural do eixo, deve-se projetar um ciclo de durabilidade que reúna todos os eventos que possam gerar danos ao eixo. A montadora FCA não possui, na sua unidade brasileira, um campo de provas com percursos padrões de durabilidade. Os sinais de durabilidade utilizados nas validações físicas dos componentes e do veículo são coletados através de medições em vias públicas, no entorno das montadoras de Betim-MG e Goiana-PE. Uma desvantagem desse procedimento é a ausência de repetibilidade dos sinais coletados. Eventos climáticos, como uma chuva intensa, podem criar obstáculos em um desses percursos que previamente não existiam, gerando diferenças entre dois sinais de um mesmo veículo.

Uma alternativa para a obtenção de um sinal de durabilidade confiável é a utilização de métodos de geração de carregamentos virtuais por meio da construção do modelo em elementos finitos ou modelos múltiplos corpos do veículo completo. Com esse método, é possível prever os

carregamentos em todos os pontos da suspensão considerando diferentes tipos de percursos e diferentes tipos de configurações do veículo, como aro das rodas, perfis de pneu, curvas de mola e batente, etc., além de reduzir a necessidade da construção de veículos protótipos para a realização de medições físicas. Com o veículo virtual, é possível prever não só a configuração do veículo mais crítica em relação à amplitude dos carregamentos mas também obter quais percursos são os mais severos para cada componente.

Para o desenvolvimento estrutural de componentes através da geração de carregamentos virtuais, faz-se necessária a utilização de pistas digitalizadas a partir de um campo de provas físico. Neste estudo, foi utilizado o Centro Sperimentale Balocco (Figura 26), localizado na cidade de Balocco, a 70 quilômetros da sede da montadora em Torino, na região de Piemonte.



Figura 26 – Centro Sperimentale Balocco (Campo de provas de Balocco)

Fonte: Google Maps.

O campo de provas de Balocco foi construído na década de 60 e possui, atualmente, uma área que excede 5.000.000 de m², com um comprimento combinado de mais de 65 quilômetros de pistas de testes, divididos em uma ampla variedade de tipos de percursos. (Italiaspeed.com,

2006). Além de servir para o desenvolvimento dos veículos do Grupo FCA, o campo de provas de Balocco também é utilizado para eventos esportivos e comerciais.

Para a execução das simulações de geração de carregamentos, os percursos que constituem o programa de durabilidade completo devem estar disponíveis numericamente. A Figura 27 mostra um exemplo de programa de durabilidade da montadora FCA para um determinado segmento. Um programa de durabilidade deve abranger os diferentes tipos de percursos aos quais um veículo pode ser submetido (SPINELLI, 2012).

O programa de durabilidade é, geralmente, dividido em três categorias: percursos de rua, percursos de dirigibilidade e percursos de mau uso. Os percursos de rua são compostos por trajetos com diferentes tipos de acabamento e comprimento. Estão presentes, nessa categoria, percursos de terra, calçamento, blocos de cimento, asfalto, etc. São responsáveis pela maior parte do dano vertical a qual o veículo está exposto. Pequenos impactos devido às irregularidades dos terrenos geram uma parcela do dano longitudinal visto nos carregamentos medidos.

Os percursos de dirigibilidade são pistas com um grande número de curvas, desenhadas com o intuito de avaliar a performance dinâmica do veículo, responsáveis pela maior parcela de dano lateral.

Os percursos de mau uso são compostos por vias com obstáculos, como buracos e prismas catadióptricos. Cada impacto entre os pneus e os obstáculos gera altas cargas longitudinais e verticais. Esses pequenos choques têm como intuito representar situações semelhantes a que um cliente está sujeito em terrenos acidentados. Embora sejam responsáveis por uma parcela significativa do dano, são percursos que retratam eventos esporádicos e, por isso, compõe uma pequena porção do número de repetições total. Além dos percursos de mau uso, manobras de frenagens com diferentes valores de desaceleração completam a parcela do dano longitudinal do bloco de durabilidade.

O número de repetições de cada percurso é definido conforme a categoria do veículo projetado, a fim de se completar, na soma dos percursos, um total de 35.000 quilômetros de rodagem, o que representa 10 anos de utilização, ou 250.000 quilômetros de rodagem de um cliente.

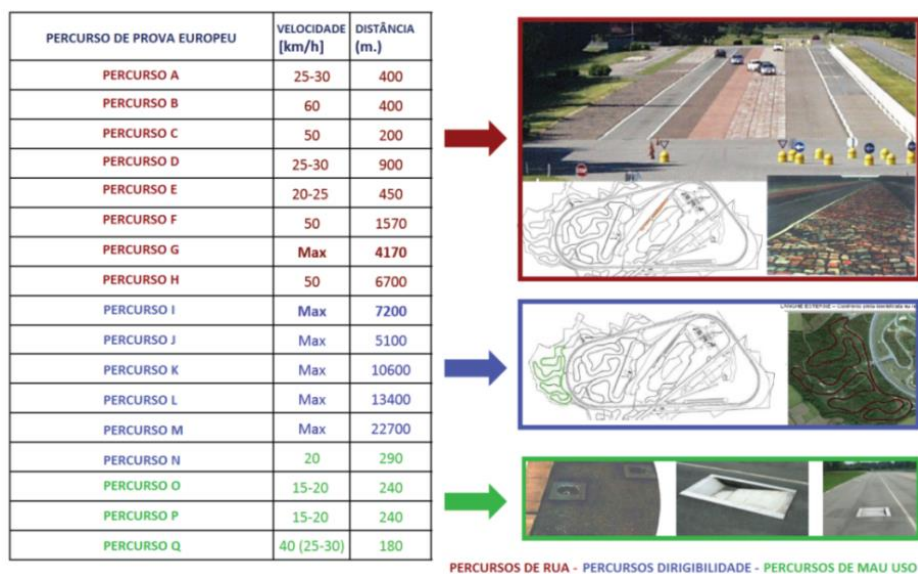


Figura 27 – Percursos que constituem um programa de durabilidade completo europeu

Fonte: SPINELLI, 2012.

A geração de carregamentos de durabilidade com precisão é um dos principais fatores no dimensionamento de novos componentes. Quando utilizados desde o início do processo de desenvolvimento, impactam diretamente na redução de peso dos componentes e evitam falhas em etapas avançadas do processo (SPINELLI, 2012).

2.3.2.1 Modelo numérico em elementos finitos

Entre os métodos utilizados para a obtenção dos carregamentos através de simulações numéricas, se destacam as simulações múltiplos corpos e as simulações pelo método dos elementos finitos. Um dos benefícios de utilizar esse tipo de metodologia é o curto tempo de resposta quando são necessárias modificações nas características do veículo. Por exemplo, se, durante o projeto, é requisitado um aumento na capacidade de carga ou a redução do passo do veículo, em vez de se construir um protótipo para a aquisição de novos carregamentos de durabilidade, modifica-se o modelo numérico e os impactos das modificações são avaliados em um curto espaço de tempo, garantindo, quando necessário, uma ágil intervenção.

O primeiro passo na criação de um modelo numérico do veículo completo em elementos finitos é a construção do modelo numérico do pneu. Um modelo numérico capaz de descrever a

resposta dinâmica do pneu em condições gerais é de extrema importância na obtenção de resultados confiáveis (DUNI, 2003).

Um modelo em elementos finitos do pneu (Figura 28) é construído a partir de uma geometria CAD e validado com base em resultados experimentais.

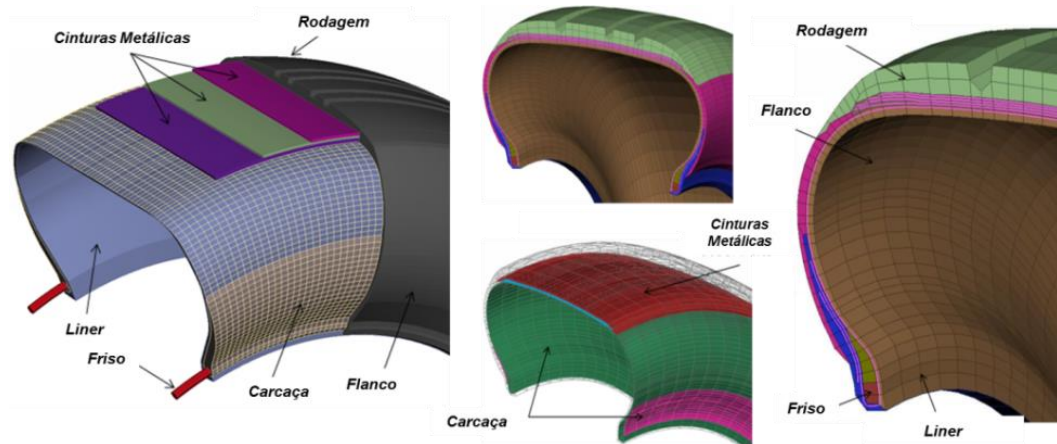


Figura 28 – Modelo CAD e CAE do pneu PIRELLI 185/60R15 Cinturato P1

Fonte: CARNEIRO, 2015.

Para a caracterização de um modelo de pneu numérico, são realizados diferentes tipos de simulações e os resultados comparados com valores experimentais. Deve-se garantir uma correlação entre a rigidez vertical, o dimensional e as frequências e modos de vibração do pneu. Em 2015, Billal e colaboradores apresentaram um trabalho que continha a correlação numérico-experimental do pneu PIRELLI 185/60R15 Cinturato P1. A Figura 29 mostra a correlação entre o perfil inflado experimental e em elementos finitos do pneu e a Figura 30 mostra a correlação entre a “pegada” do pneu, distribuição de pressão e rigidez vertical.

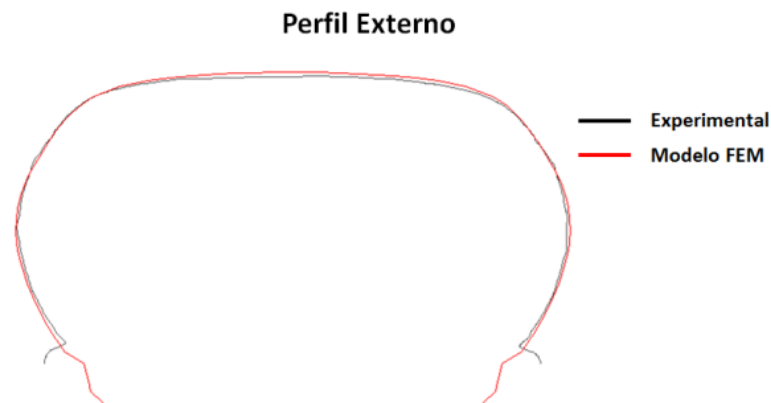


Figura 29 – Perfil externo do pneu inflado

Fonte: BILLAL, 2015.

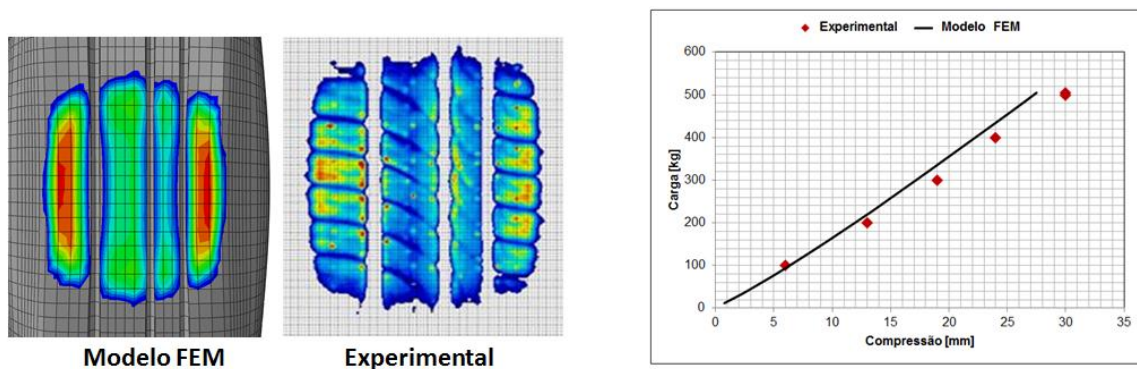


Figura 30 – Pegada do pneu, distribuição de pressão e rigidez vertical experimental e numérico

Fonte: BILLAL, 2015.

Cada pneu tem um composto específico de borracha e geometria da banda de rodagem e estrutura interna distintas, por isso um banco de dados com uma gama variada de modelos numéricos correlacionados é indispensável. Duni, em 2003, apresentou a construção de um modelo de pneu em elementos finitos confiável de complexidade moderada que forneceu uma boa precisão e se mostrou capaz de prever os carregamentos provenientes do contato entre pneu e solo. A Figura 31 mostra os resultados da validação do modelo em elementos finitos comparados com resultados experimentais. A rigidez vertical, as frequências naturais e seus respectivos modos de vibração, e cargas estáticas e dinâmicas foram correlacionadas. Utilizando essa metodologia para a geração de modelos de pneu correlacionados, a montadora

FCA construiu um banco de dados com pneus de diversas medidas e aros de vários fabricantes. Todos os modelos presentes no banco de dados da FCA foram correlacionados com dados experimentais. Esse banco de dados foi utilizado na execução deste trabalho de pesquisa.

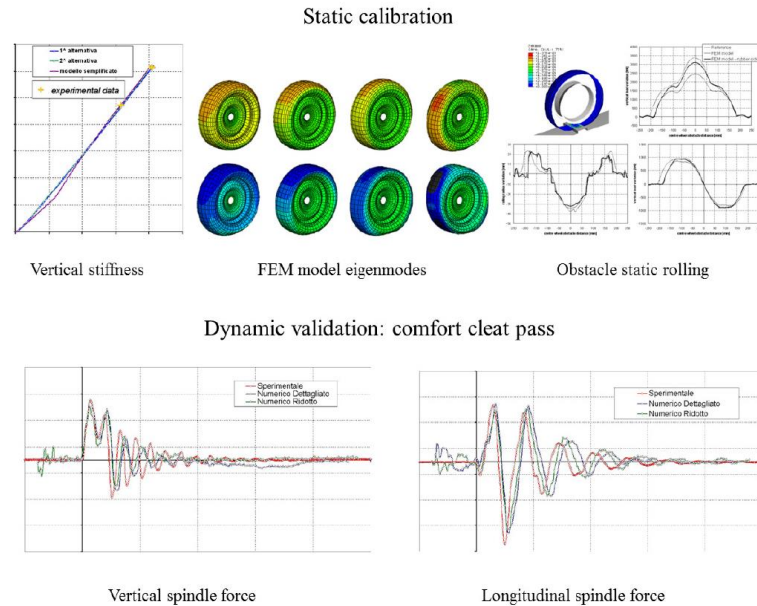


Figura 31 – Validação do modelo de pneu em elementos finitos proposto por Duni

Fonte: DUNI, 2011.

O modelo em elementos finitos do veículo completo é, geralmente, simplificado (Figura 32). São modelados os componentes da suspensão e alguns componentes da carroceria do veículo para que a contribuição da rigidez de cada um desses componentes seja considerada para a geração das cargas. A massa e a inércia dos demais componentes são representados por um elemento unidimensional posicionado no C.G do veículo. Essa simplificação permite que o modelo numérico seja processado em um tempo menor sem que haja um impacto significativo nos resultados obtidos.

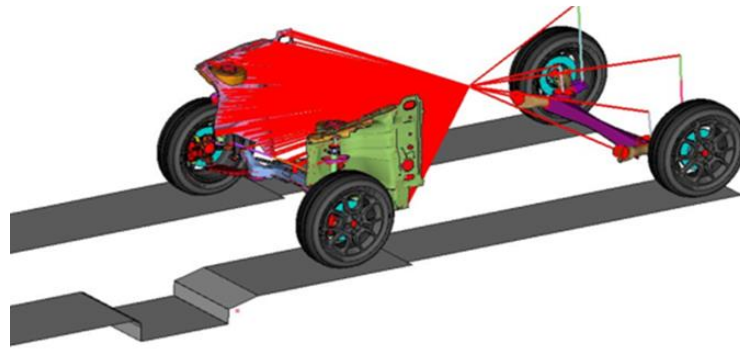


Figura 32 – Modelo FEM do veículo completo simplificado

Fonte: BILLAL, 2015.

Duni e colaboradores apresentaram, em 2010, um trabalho de correlação de medições experimentais e medições numéricas utilizando um modelo de veículo completo em elementos finitos em percurso de durabilidade digitalizado e implementado em um software comercial. A Figura 33 ilustra o modelo FEM do veículo e da pista digitalizada e a Figura 34 apresenta a comparação entre os resultados obtidos experimental e numericamente.

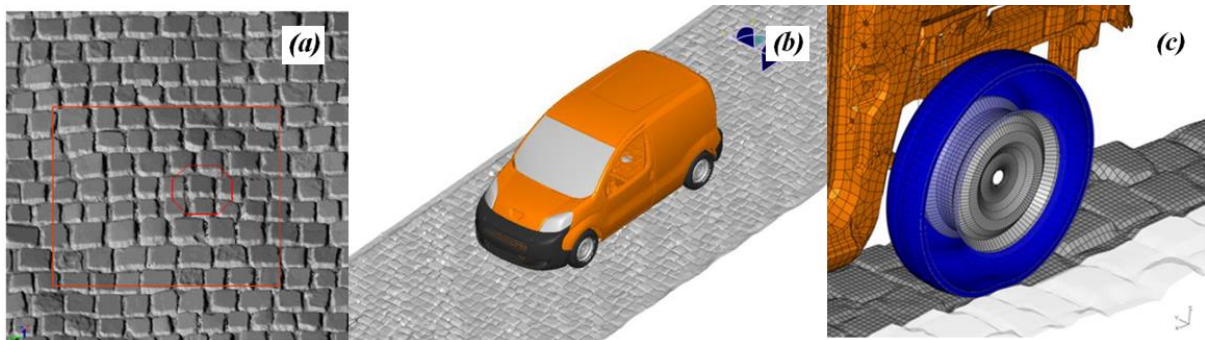


Figura 33 – (a) Percurso digitalizado; (b) Modelo FEM do veículo completo e pista; (c) Detalhe do contato entre pneu e solo no modelo FEM

Fonte: DUNI, 2010.

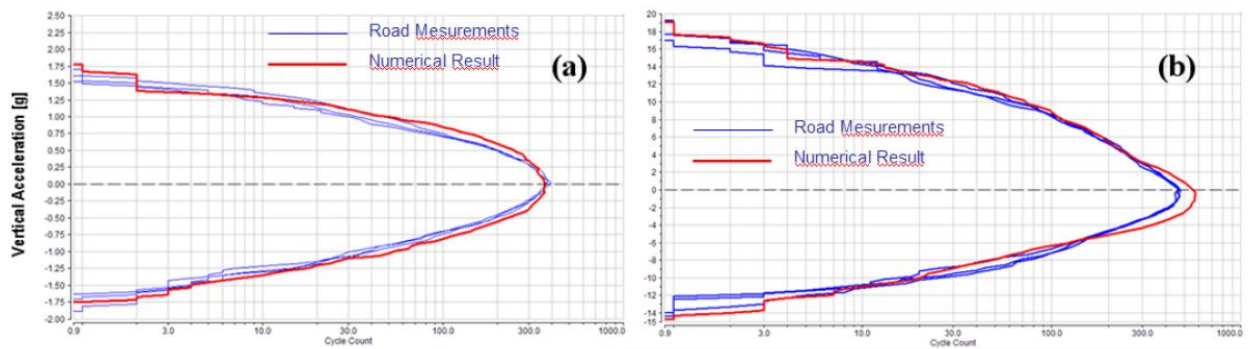


Figura 34 – Level crossing comparativo dos valores experimentais e numéricos de aceleração vertical dianteiros direito: (a) Na carroceria (b) No centro da roda

Fonte: DUNI, 2010.

2.3.2.2 Geração do bloco de durabilidade virtual na fase inicial do desenvolvimento

A confiabilidade das informações necessárias para a construção do modelo do veículo é essencial para a precisão das cargas geradas nesse tipo de metodologia. Características como a massa do veículo, dimensões de passo e bitola, tipos de suspensões dianteira e traseira, coordenadas estimadas do centro de gravidade, dimensões dos pneus e curvas de rigidez dos componentes elásticos (mola, amortecedores e batentes) têm impacto direto nos carregamentos obtidos (SHANKAR, 2017).

Em estágios iniciais do projeto, onde muitas das características do veículo ainda estão sendo definidas, a geração de um bloco de durabilidade virtual fica sujeito a essas incertezas e a utilização desse bloco pode acarretar falhas no dimensionamento dos componentes. Uma alternativa é a construção de um bloco de durabilidade considerando o cenário mais crítico em termos de durabilidade para que, à medida em que o projeto seja atualizado, os novos blocos gerados apresentem menor severidade, permitindo a otimização dos componentes em vez da necessidade de correção.

Em um novo desenvolvimento, o peso máximo e as dimensões totais do veículo são as características principais de um projeto, sendo definidas e congeladas desde a primeira fase desse. Contudo, o design, a gama de versões e os opcionais sofrem constantes mudanças ao longo do desenvolvimento e, com isso, parâmetros como a altura do centro de gravidade do veículo e o aro das rodas são diferentes para cada versão.

As equações 8 e 9 (pág. 53) mostraram a relação entre a altura do centro de gravidade e a transferência de carga nos eixos dianteiro e traseiro. A medida que a altura do centro de gravidade aumenta, a distância do centro de gravidade em relação ao eixo de rolagem também é maior, aumentando a transferência de carga nos eixos e acarretando níveis de torção maiores no eixo traseiro, o que impacta diretamente na resistência a fadiga do componente. A definição da posição do centro de gravidade é dependente do design e da altura do veículo, além da distribuição do próprio peso na carroceria. Embora o peso máximo seja definido como premissa do projeto, os pesos de diversos componentes são inicialmente estimados pelos engenheiros, outros componentes são adicionados ou modificados ao longo do projeto devido à necessidade de se alcançar a performance desejada em determinada área e a inclusão de versões aventureiras ou esportivas alteram a altura do veículo e o pacote de opcionais. Todas essas variáveis têm relação direta com a altura do centro de gravidade, sendo esse valor estimado e constantemente atualizado durante o projeto.

Conforme mencionado, cada pneu tem características diferentes, o perfil varia de acordo com a esportividade da versão. Versões aventureiras têm pneus com perfil alto, já as versões esportivas, utilizam pneus com aros maiores e perfis baixos. O composto de borracha, a banda de rodagem e a estrutura interna são desenvolvidos buscando o melhor compromisso entre conforto dinâmico, performance de tração e frenagem e consumo de combustível (LACLAIR, 2006, p. 475). Consequentemente, cada pneu apresenta uma rigidez vertical de compressão (Gráfico 3) e resposta dinâmica diferentes, impactando diretamente na absorção e transmissibilidade das forças provenientes dos contatos entre pneus e solo. Outro fator relacionado a transmissibilidade das forças é a pressão de calibração do pneu. A pressão do pneu é definida, durante o desenvolvimento, levando em conta três fatores: conforto dinâmico, consumo e desgaste do pneu. Os valores de pressão de enchimento podem variar entre 28 e 40 Psi, dependendo da categoria do veículo.

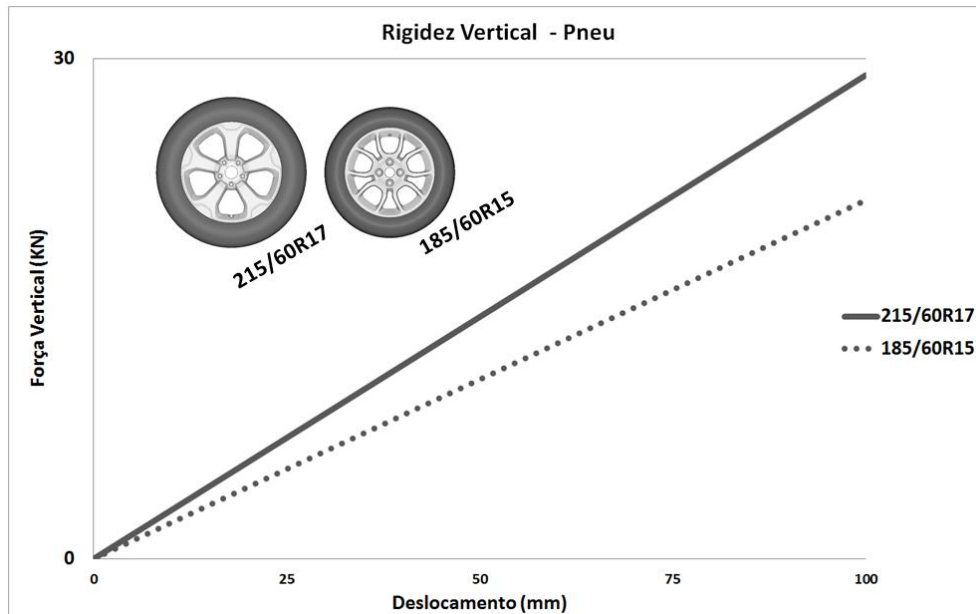


Gráfico 3 – Rigidez vertical de compressão de dois pneus com medidas diferentes

Fonte: Elaborado pelo autor

Além disso, para alcançar os objetivos de performance de conforto e *handling*, são realizadas etapas de *tuning*, ou “afinamento” do projeto, com foco específico nessas áreas. Durante essas etapas, avaliações virtuais e físicas em protótipos são realizadas com o intuito de avaliar e aperfeiçoar a dinâmica veicular. Diferentes configurações de componentes elásticos da suspensão, como molas helicoidais, amortecedores e batentes, são testados em busca do melhor compromisso entre conforto e *handling*. Propostas com valores diferentes de rigidez para a barra estabilizadora anterior e o eixo de torção traseiro também são avaliadas nessas etapas.

Para a construção de um bloco de durabilidade considerando o cenário mais crítico, é necessária a compreensão de como os parâmetros geométricos do veículo e as características dos componentes elásticos da suspensão influenciam na severidade do bloco. Essa avaliação deve levar em conta o componente estudado visto que os efeitos das variações dos parâmetros são particulares para cada componente. O estudo dos efeitos das variações desses parâmetros para o dimensionamento estrutural do eixo de torção constitui a segunda etapa deste trabalho.

3 METODOLOGIA

O fluxo para a otimização multidisciplinar de um eixo de torção é dividido em três fases. A primeira fase é a geração de uma proposta de eixo de torção a partir de um modelo paramétrico em elementos finitos. A avaliação elastocinemática é realizada e, caso o resultado seja satisfatório, o eixo de torção proposto é submetido a avaliação estrutural. A Figura 35 mostra o fluxo de otimização.

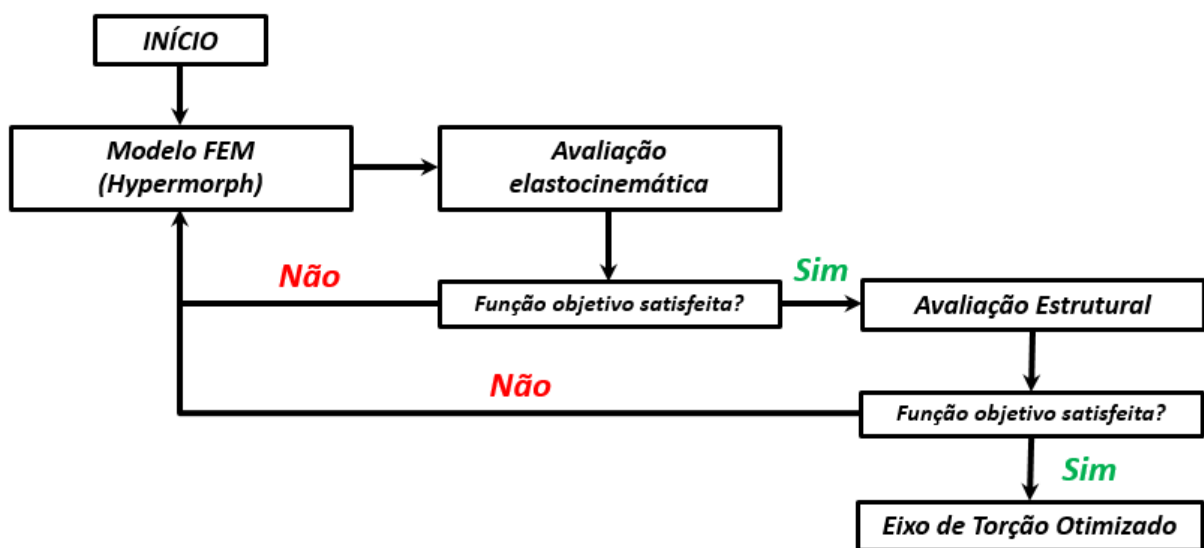


Figura 35 – Fluxo de Otimização dinâmica e estrutural

Fonte: Elaborado pelo autor.

Contudo, para que a metodologia proposta forneça um eixo de torção realmente otimizado, é necessário ter com clareza quais são os principais parâmetros elastocinemáticos e estruturais, a compreensão de como estes parâmetros elastocinemáticos e estruturais afetam o comportamento dinâmico e o dimensionamento estrutural do eixo de torção e como variações nestes parâmetros contribuem no dimensionamento da suspensão traseira.

Ou seja, para que a metodologia proposta tenha êxito, a definição correta das condições de contorno que constituem o problema de otimização é indispensável. Este estudo visa obter o conhecimento necessário para a correta **definição dos parâmetros elastocinemáticos** de acordo com os objetivos de comportamento dinâmico do veículo e para a criação de um **bloco**

de durabilidade padrão capaz de absorver as evoluções do projeto durante o desenvolvimento (Figura 36).

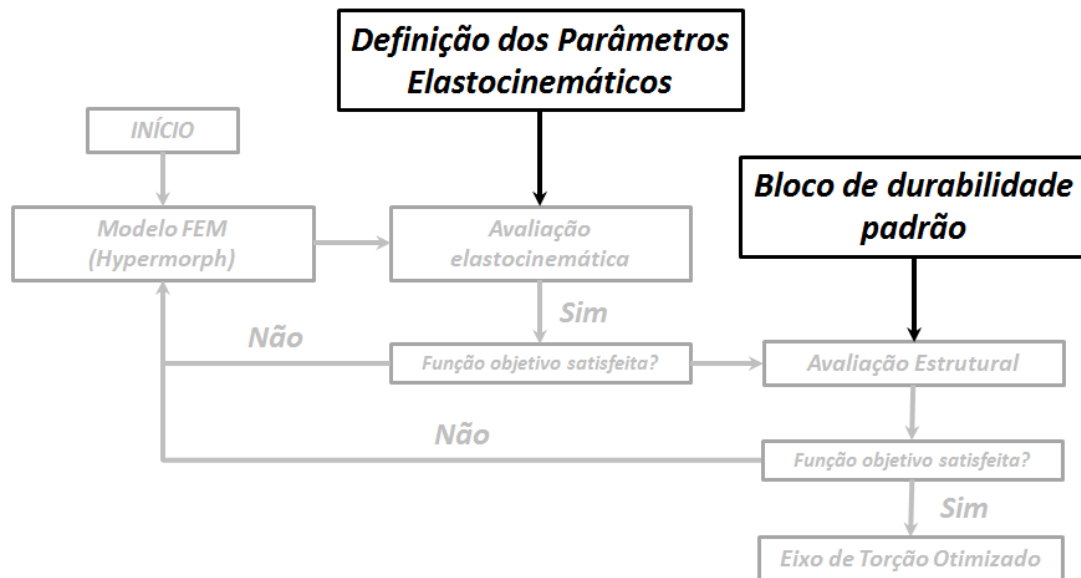


Figura 36 – Condições de contorno para a otimização multidisciplinar do eixo de torção

Fonte: Elaborado pelo autor.

Este trabalho de pesquisa foi idealizado com o intuito de prover as informações necessárias para a criação de uma metodologia que possa atender as premissas de projeto para o desenvolvimento ideal de um eixo de torção. A utilização das ferramentas e métodos citados nos capítulos anteriores irão auxiliar neste trabalho, agregando uma maior confiabilidade ao desenvolvimento, fornecendo um componente já otimizado em etapas iniciais do projeto.

Este capítulo tem como objetivo apresentar detalhadamente o fluxo de atividades realizadas na construção desta pesquisa. O trabalho foi dividido em três etapas. A primeira etapa contempla a validação dos modelos numéricos a serem utilizados. Para que seja possível estabelecer as relações entre os parâmetros de dimensionamento do eixo de torção e os desempenhos dinâmicos e estruturais visando a otimização numérica do componente, é essencial que se tenha modelos virtuais capazes de reproduzir com exatidão o comportamento que se pretende aperfeiçoar.

Um veículo desenvolvido e produzido pela FCA – FIAT Chrysler Automóveis, foi escolhido para ser utilizado como referência para este trabalho. As principais características do veículo e do eixo de torção nele presentes estão disponibilizadas neste capítulo. Foram realizadas medições experimentais das características elastocinemáticas do veículo e o levantamento dos carregamentos de durabilidade em percurso de durabilidade padrão. Os dados experimentais obtidos serviram de base para a etapa de validação.

As duas etapas subsequentes compreendem o estudo da relação entre os parâmetros elastocinemáticos da suspensão traseira e o comportamento dinâmico do veículo através da correlação entre avaliações objetivas e subjetivas de dinâmica e o estudo dos efeitos dos parâmetros geométricos do veículo e das variações dos componentes elásticos da suspensão traseira na geração do bloco de durabilidade. Avaliações numéricas e experimentais serão realizadas para fornecer o embasamento para a geração do *know-how* necessário para a construção de uma metodologia de desenvolvimento robusta.

O fluxograma da Figura 37 apresenta a macroplanificação das atividades a serem realizadas neste trabalho.

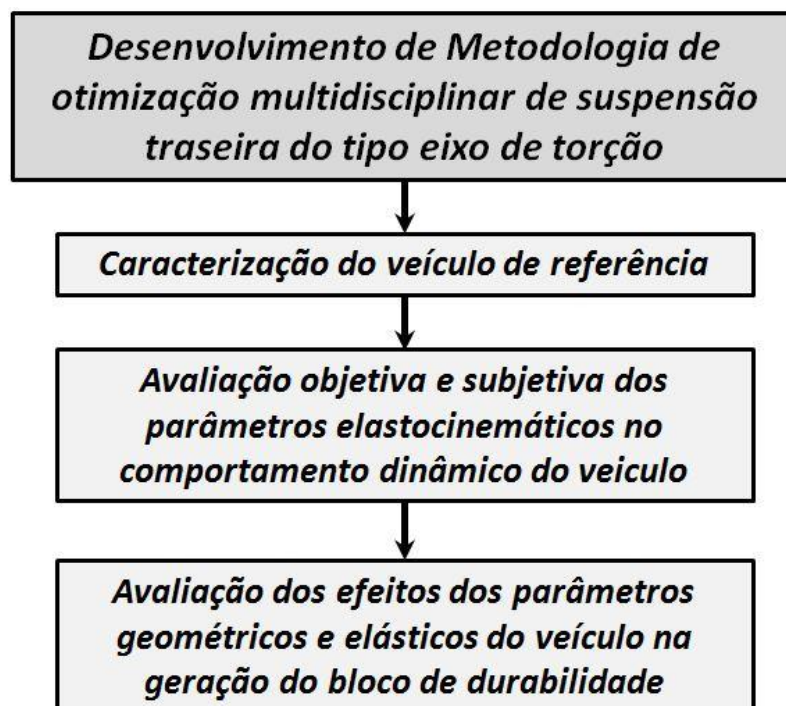


Figura 37 – Fluxograma do estudo proposto

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.1 Suspensão traseira eixo de torção – Veículo de referência

Neste primeiro item, uma descrição detalhada da suspensão traseira do tipo eixo de torção utilizada como componente de referência para a execução das avaliações virtuais e experimentais será realizada.

O único pré-requisito para a definição do veículo foi a utilização de uma suspensão traseira do tipo eixo de torção. A escolha do veículo foi feita levando-se em conta a disponibilidade do mesmo para a realização das caracterizações necessárias. Foi selecionado um veículo *hatchback* do segmento B, da montadora FCA FIAT Chrysler Automóveis, atualmente em produção na planta da montadora em Betim, Minas Gerais.

As principais características do veículo estão descritas na Tabela 4.

Tabela 4 – Características principais do veículo de referência

VEÍCULO DE REFERÊNCIA		
PESO TOTAL		1210 Kg
REPARTIÇÃO DE PESO DIANTEIRO		61,5%
REPARTIÇÃO DO PESO TRASEIRO		38,5%
ENTRE-EIXOS		2521 mm
BITOLA	Dianteira	1460 mm
	Traseira	1496 mm
SUSPENSÃO DIANTEIRA		McPherson
SUSPENSÃO TRASEIRA		Eixo de Torção
DIREÇÃO		Pinhão-cremalheira assistida eletricamente
TRAÇÃO		Dianteira
MOTORIZAÇÃO		1.8 Flex 139 CV
FREIO	Dianteiro	Disco ventilado
	Traseiro	Tambor
TRANSMISSÃO		Manual de 5 marchas

Fonte: Elaborado pelo autor.

Um panorama da suspensão traseira do tipo eixo de torção utilizado neste estudo é apresentado abaixo. Um enfoque detalhado também será apresentado. As características, dimensões e materiais do eixo de torção estão descritos a seguir. A Figura 38 mostra a vista inferior da instalação da suspensão traseira na carroceria do veículo.

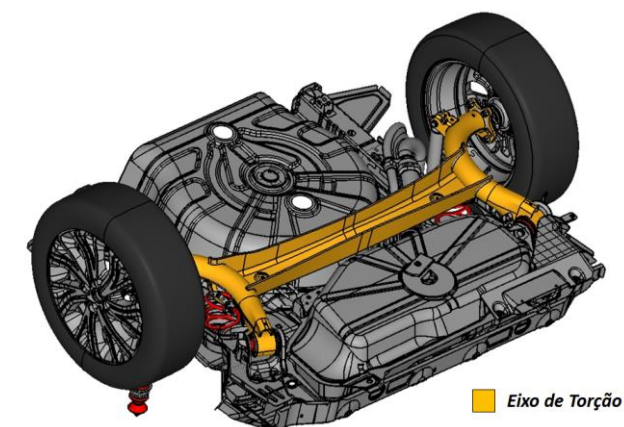


Figura 38 – Instalação da suspensão traseira na carroceria do veículo

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 39 apresenta, de forma mais detalhada, as fixações da suspensão traseira do tipo eixo de torção na carroceria.

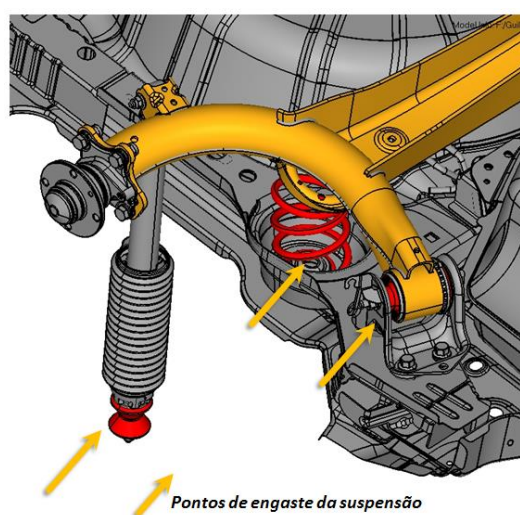


Figura 39 – Detalhe da montagem da suspensão na carroceria

Fonte: Elaborado pelo autor.

O eixo de torção é fixado na carroceria através de mancais elásticos. As molas helicoidais e os amortecedores são responsáveis por absorver as cargas e dissipar a energia provenientes do contato entre pneu e solo. A Figura 40 mostra a suspensão traseira com pneus, rodas e componentes elásticos.

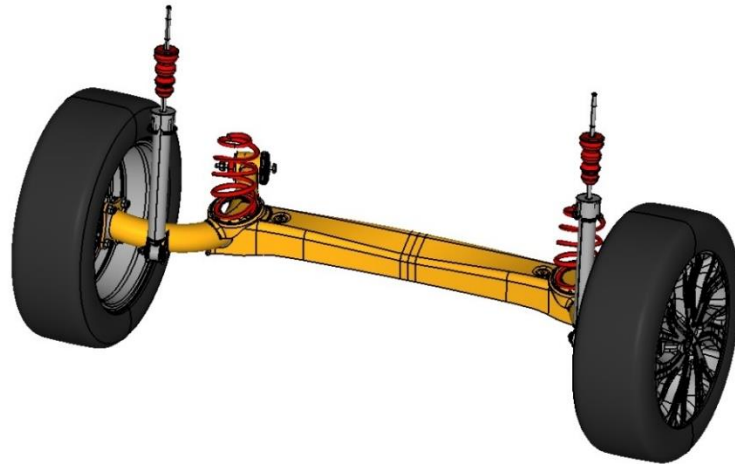


Figura 40 – Suspensão traseira completa

Fonte: Elaborado pelo autor.

O eixo de torção é composto por um conjunto de componentes metálicos estampados de alta resistência mecânica com diferentes espessuras, conectados por meio de cordões de solda. O eixo de torção tem 1.408 mm de largura máxima e a distância entre o ponto central da roda e o ponto central de fixação do eixo na carroceria do veículo é de aproximadamente 429,9 mm (Figura 41). A Tabela 5 exibe os componentes que fazem parte do eixo de torção utilizado com suas respectivas espessuras.

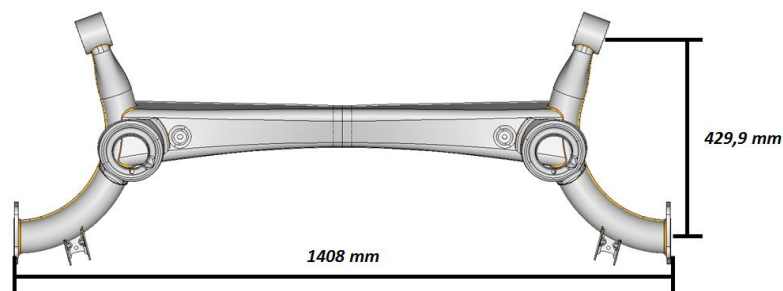








Figura 41 – Eixo de torção do veículo de referência

Fonte: Elaborado pelo autor.

Tabela 5 – Componentes e espessuras

Componentes		Espessura
	Eixo central elástico	5,5 mm
	Braço oscilante	4,0 mm
	Suporte de fixação amortecedor	2,5 mm
	Suporte de fixação da ponta de eixo	8,0 mm
	Suporte de apoio da mola helicoidal	2,0 mm
	Suporte mancal	4,0 mm

Fonte: Elaborado pelo autor.

O eixo de torção deste estudo tem uma peculiaridade em relação aos demais eixos presentes no mercado. O suporte de apoio da mola helicoidal está posicionado longitudinalmente entre a fixação na carroceria e a fixação da roda, apoiado em cima do eixo elástico central. A mola helicoidal tem um papel importante na tendência de rolagem do veículo e a sua eficiência está diretamente ligada à sua localização na suspensão. Quanto maior a proximidade do centro da roda, maior a influência da mola na rigidez torcional do veículo. Ou seja, ao posicioná-la em uma região mais central do eixo, a rigidez da mola helicoidal tem uma participação menor na rigidez torcional da suspensão traseira, cabendo ao eixo central fornecer a rigidez necessária para um *handling* ideal. Como consequência, o eixo central é dimensionado para suprir a falta de eficiência da mola e fornecendo a rigidez necessária, crescendo em tamanho e espessura, aumentando a sua massa. Na suspensão em estudo, o eixo central é responsável por aproximadamente 49% da massa total do componente. A Tabela 6 traz as massas do eixo de torção completo e do eixo central elástico.

Tabela 6 – Massa do eixo de torção e da travessa central

MASSA	
Eixo elástico central	9,75 Kg
Eixo de torção completo	20 Kg

Fonte: Elaborado pelo autor.

Além de fornecer a rigidez torcional necessária à suspensão traseira do veículo, o perfil do eixo traseiro também afeta outros parâmetros elastocinemáticos da suspensão, conforme discutido anteriormente. A Figura 42 mostra o perfil utilizado pelo veículo avaliado.

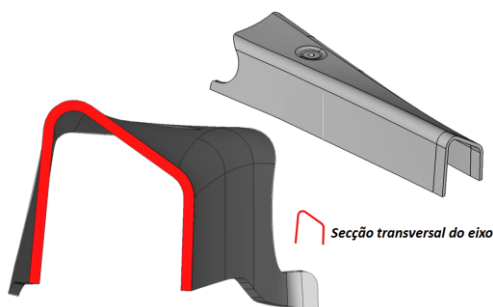


Figura 42 – Secção do eixo de torção

Fonte: Elaborado pelo autor.

Durante a montagem do eixo de torção, a conexão das peças estampadas é realizada através de soldas por fusão. Essas soldas geram um gradiente térmico considerável no metal base (Figura 43).



Figura 43 – Simulação do processo de soldagem (Simufact Welding) – Temperaturas máximas

Fonte: Elaborado pelo autor.

A ZTA (zona termicamente afetada) apresenta regiões com diferentes tamanhos de grão e propriedades de material distintas quando comparadas com regiões onde não há a presença de solda. A Figura 44 detalha os cordões de solda presentes no eixo de torção analisado.

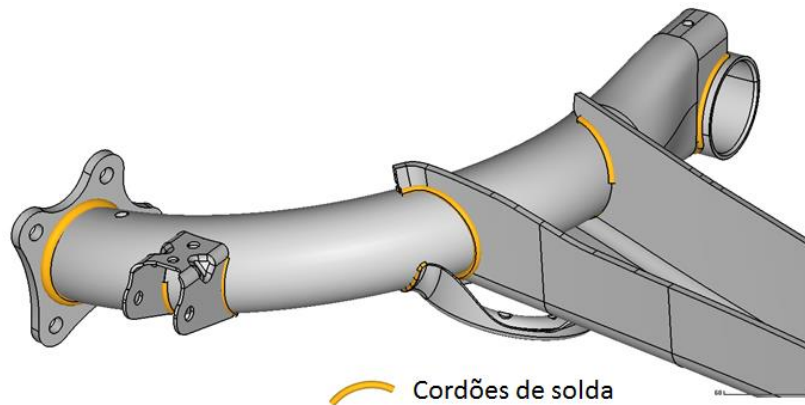


Figura 44 – Detalhe dos cordões de solda do eixo de torção

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por este motivo, a modelagem numérica das juntas soldadas é realizada seguindo um padrão desenvolvido pela Engenharia da FCA para representar com fidelidade o comportamento mecânico das mesmas. Na Secção 3.4.1, o método de modelagem será abordado com detalhes.

Os componentes elásticos são responsáveis por garantir a movimentação da suspensão traseira em relação à carroceria. É através das deformações destes componentes e do eixo elástico que a suspensão absorve e acompanha o traçado da via. A Figura 45 apresenta os quatro componentes elásticos da suspensão traseira: As molas helicoidais metálicas, os amortecedores hidráulicos, os mancais elásticos, compostos de borracha vulcanizada, e os batentes da suspensão, constituídos de um composto polimérico.

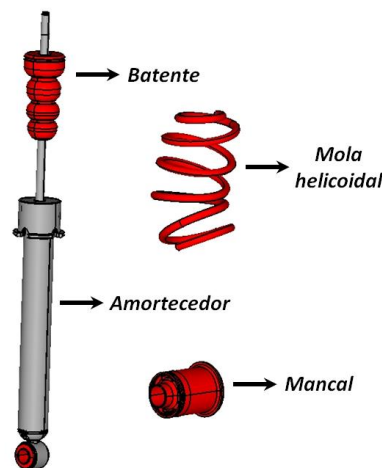


Figura 45 – Componentes elásticos da suspensão traseira

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2 Caracterização do veículo de referência

Conforme supracitado, a primeira etapa do estudo é a caracterização do veículo de referência. Essa fase é subdividida em dois estágios: o primeiro estágio consiste na caracterização elastocinemática da suspensão traseira e o segundo compreende a caracterização estrutural do veículo completo. Por questões de infraestrutura e disponibilidade, as medições serão realizadas nos bancos de testes e campos de prova da montadora FCA na Itália.

A execução das análises de correlação deve seguir essa sequência tendo em vista que o modelo FEM do veículo completo empregado na geração virtual do bloco de durabilidade é, basicamente, composto pelos modelos FEM de subsistemas como os modelos da suspensão dianteira e traseira. A correlação elastocinemática desses modelos é fundamental para uma maior precisão dos carregamentos gerados pelo modelo do veículo virtual.

Tanto a caracterização elastocinemática como a caracterização estrutural são compostas praticamente pelas mesmas etapas: medições experimentais, a construção dos modelos virtuais e a correlação entre os dados experimentais e as simulações numéricas. Cada etapa será descrita em detalhes a seguir.

3.2.1 Caracterização elastocinemática do veículo de referência

3.2.1.1 Medição do elastocinematismo do veículo de referência

O veículo de referência foi caracterizado no banco elastocinemático da MTS, localizado dentro da planta da FCA na cidade de Pomigliano, na Itália. Após a realização do procedimento de preparação do veículo (descrito na Secção 2.3.1), o veículo foi submetido a uma medição elastocinemática completa.

3.2.1.2 Construção do modelo FEM do eixo de torção

A construção do modelo FEM do eixo de torção é realizada através da utilização de um software comercial de elementos finitos. O software utilizado na execução do modelo foi o Hypermesh, versão 2017, do pacote Hyperworks, da empresa Altair Engineering Inc. O modelo CAD utilizado para a confecção do modelo FEM foi gerado no software NX Unigraphics, versão 9.0.3.4, da empresa Siemens AG. O modelo FEM foi construído utilizando a biblioteca do software Abaqus, da empresa Dassault Systèmes.

Durante a criação de um modelo FEM, o tempo de processamento do modelo numérico deve ser levado em conta. Desde que não haja uma perda na precisão dos resultados, simplificações na representação dos componentes físicos podem ser realizadas para que se tenha uma redução no tempo gasto em cada simulação, principalmente quando o número de avaliações é considerável.

O modelo da suspensão traseira deste estudo foi construído com este enfoque. O conjunto, composto por pneu, roda, cubo de roda e fuso, é representado por elementos unidimensionais de barra com rigidez equivalente. Os componentes estampados são modelados utilizando elementos de casca (S3 e S4). A superfície média de cada componente é extraída e a malha de elementos finitos é criada sobre esta superfície.

As uniões soldadas são representadas através de elementos rígidos unidimensionais. A disposição dos elementos rígidos da solda considera o tipo de solda (topo, ângulo, canto, etc.)

e a espessura dos componentes soldados. Por isso cada cordão é descrito de maneira particular, de acordo com uma metodologia específica. Componentes elásticos, como mola e batente, são representados por elementos unidimensionais do tipo connector capazes de reproduzir as características elásticas dos componentes.

Conforme supracitado, os componentes elásticos proporcionam a movimentação necessária para o correto funcionamento da suspensão traseira. São utilizadas no modelo FEM as curvas de rigidez elástica em todas as direções de cada um destes componentes, previamente caracterizadas pelos fornecedores de cada peça. O comportamento elástico da suspensão é governado pelo eixo central e por estes componentes elásticos, portanto, a representação fiel das curvas de rigidez é de grande importância.

A próxima etapa da elaboração do modelo é o posicionamento da suspensão traseira no espaço. Inicialmente, são definidas as coordenadas dos pontos de fixação dos componentes da suspensão na carroceria do veículo através da extração das mesmas do modelo matemático em CAD do veículo. Os eixos gerados pela ligação entre os pontos de fixação da carroceria e da suspensão criam as linhas de força da mola helicoidal e do conjunto amortecedor/batente responsáveis por exercer as reações às solicitações provenientes do contato entre pneu e solo.

A disposição vertical inicial do eixo, ou seja, a distância vertical entre o centro da roda e o solo com o veículo estacionado, é outro parâmetro que deve ser definido para a correta representação do comportamento do eixo. Para cada posição inicial, tem-se diferentes cargas na mola, diferentes valores de distância inicial entre o copo superior do amortecedor e o batente da suspensão e, principalmente, diferentes secções do perfil central elástico. O perfil do eixo é o mesmo, porém, ao posicioná-lo em um ponto diferente, o eixo fica rotacionado em relação à posição anterior e propriedades como o momento de inércia polar do eixo em relação as coordenadas globais se alteram, modificando o comportamento elastocinemático do eixo. Esse fenômeno pode ser observado no Gráfico 4. As variações de convergência do eixo traseiro no deslocamento vertical assimétrico em duas posições, A e B, são apresentadas também no Gráfico 4 e é possível observar o impacto que a posição vertical exerce nesse parâmetro. Neste gráfico, a diferença vertical do centro da roda entre as duas posições ilustradas é de aproximadamente 25 mm.

Por último, são inseridos no modelo os parâmetros de alinhamento do veículo. Os valores de câmbor e convergência estática são representados de acordo com os valores definidos para o veículo.

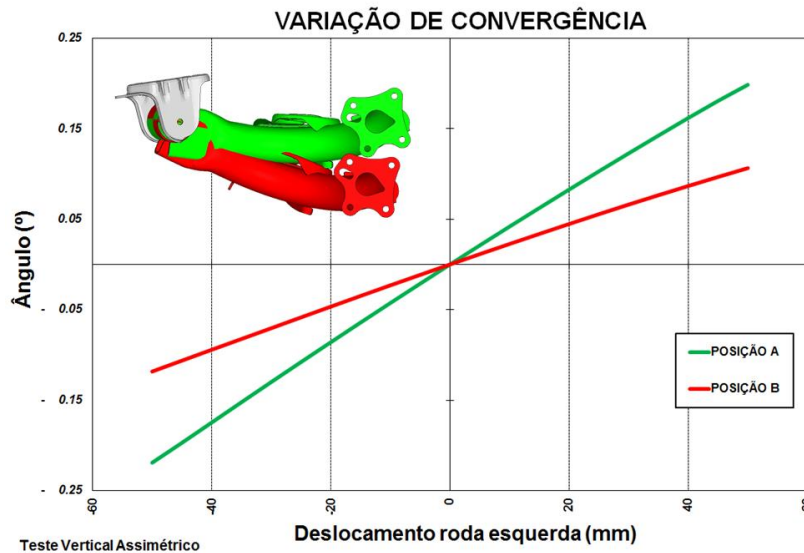


Gráfico 4 – Diferença na variação de convergência no teste de deslocamento vertical assimétrico com a suspensão em duas posições diferentes

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.2.1.3 Correlação do modelo elastocinemático da suspensão traseira

A correlação do modelo elastocinemático irá considerar os quatro testes que descrevem o comportamento elastocinemático do eixo traseiro: deslocamento vertical simétrico, deslocamento vertical assimétrico, carregamento lateral e carregamento longitudinal unilateral. Em cada teste, são gerados gráficos de variações de parâmetros elastocinemáticos específicos semelhante ao apresentado no Gráfico 4. Em todas as análises realizadas, as condições de contorno do modelo virtual responsáveis por representar as fixações na carroceria do veículo serão as mesmas.

3.2.2 Caracterização estrutural do veículo de referência

Após a correlação elastocinemática da suspensão traseira, o próximo passo foi a caracterização estrutural do veículo completo. O processo de caracterização se assemelha ao processo realizado no item anterior. Uma caracterização experimental é realizada com o intuito de fornecer os dados necessários para a construção e caracterização do modelo virtual.

3.2.2.1 Medição do sinal de durabilidade do veículo de referência em percurso de durabilidade completo

A relação de pistas que compõem o percurso de durabilidade padrão italiano foi apresentada na Figura 27, presente no Item 2.3.2. Os nomes de cada pista foram ocultados por motivos de confidencialidade. O programa de durabilidade completo contém, ao todo, 17 pistas com formatos, comprimentos e tipos de superfícies diversas. De acordo com o tipo de segmento no qual o veículo em questão está inserido, uma combinação específica de repetições de cada pista é criada com o objetivo de representar, de maneira mais fiel, a utilização do veículo pelos seus clientes. Um veículo esportivo será submetido a um maior número de repetições em percursos de dirigibilidade, enquanto um veículo *off-road* será testado um maior número de vezes nos percursos de mau uso e de rua.

Desta maneira, foi necessário o envio do veículo de referência para o campo de provas de Balocco para que o mesmo fosse instrumentado (Figura 46) e o sinal de durabilidade coletado de acordo com o segmento do veículo.



Figura 46 – Veículo de referência durante a instrumentação

Fonte: FCA, 2016.

A instrumentação do veículo foi realizada pelo laboratório de aquisição de dados do Centro Experimental de Balocco. Foram utilizadas quatro rodas dinamométricas para a medição das forças e momentos nos centros das rodas, conforme a Figura 47.

Ao todo, foram instalados 16 acelerômetros triaxiais no veículo. Um acelerômetro próximo ao centro de cada roda, um acelerômetro na carroceria do veículo, próximo a cada fixação dos amortecedores dianteiro e traseiro. Nos suportes de sustentação do conjunto motopropulsor e no suporte restritor de torque, foram instalados acelerômetros no lado passivo (carroceria) e no lado ativo (suporte) dos mesmos. Também foram utilizados acelerômetros no trilho do banco e no painel do veículo, próximo aos pedais. A Figura 48 mostra um dos acelerômetros triaxiais instalado no braço oscilante traseiro do veículo, próximo ao centro da roda.



Figura 47 – Roda dinamométrica utilizada na coleta do sinal de durabilidade

Fonte: FCA, 2016.

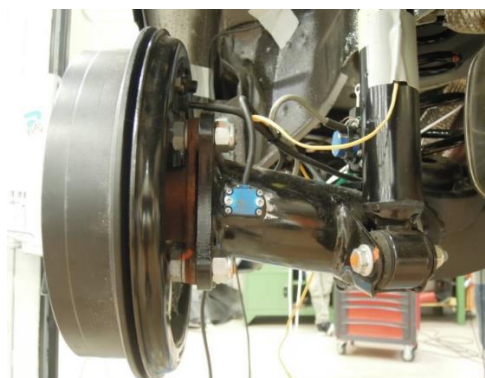


Figura 48 – Posicionamento do acelerômetro triaxial próximo ao cubo de roda posterior esquerdo

Fonte: FCA, 2016.

Para a coleta dos deslocamentos verticais de cada uma das rodas, foram instalados transdutores de curso próximos a cada uma delas. Na suspensão dianteira, os transdutores foram instalados no corpo dos amortecedores direito e esquerdo e, na suspensão traseira, os transdutores foram instalados nos braços oscilantes direito e esquerdo. Como a instalação dos transdutores, exatamente no centro de cada roda, não é fisicamente possível, o sinal de curso coletado em cada roda é ajustado por um fator calculado numericamente, considerando a posição onde o transdutor está instalado e a distância para o centro da roda. Deste modo, são extraídos os cursos corretos em cada roda. A Figura 49 mostra a instalação do transdutor de curso na suspensão traseira do veículo.

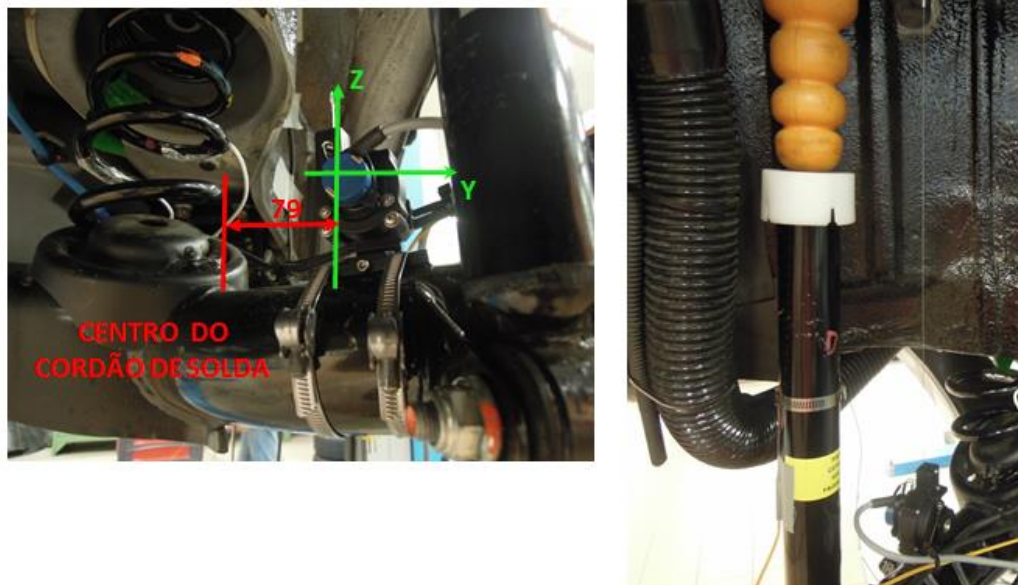


Figura 49 – Posicionamento do transdutor de curso instalado no braço oscilante traseiro direito

Fonte: FCA, 2016.

Com o intuito de auxiliar na correlação entre o sinal coletado e o modelo numérico, extensômetros foram instalados em alguns componentes da suspensão, como no braço oscilante, na mola helicoidal, no tirante da direção, na barra estabilizadora e, também, na carroceria do veículo, próximo à fixação do amortecedor (Figura 50). Os dados coletados por

esses extensômetros também servem para avaliar a coerência do sinal coletado, confrontando os sinais de forças e acelerações medidos com as microdeformações nos componentes. Os extensômetros adotados foram rosetas retangulares 0/45/90° da Excel Sensores, comprimento de 1,57 mm para cada *gauge*, *gauge factor* (k) igual a 2.14, resistência do extensômetro de $120 \pm 0.5\Omega$, limite de deformação 3% (30000 $\mu\epsilon$) e com uma vida útil de 10^6 ciclos a $1500 \pm \mu\epsilon$. Como não existem variações grandes de temperatura durante as medições, não são necessárias compensações devido à temperatura.

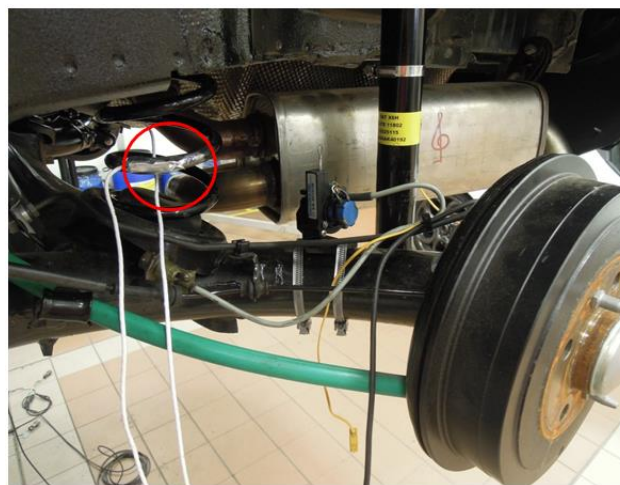


Figura 50 – Extensômetro colado na mola helicoidal traseira do veículo

Fonte: FCA, 2016.

3.2.2.2 Construção do modelo FEM do veículo completo

A segunda etapa da correlação do sinal de durabilidade experimental é a construção do modelo FEM do veículo completo. Conforme citado durante a revisão bibliográfica, duas metodologias podem ser utilizadas na criação de modelos virtuais de veículo completo para a coleta de cargas de durabilidade: o método de múltiplos corpos e o método de elementos finitos.

Para esta etapa do estudo, foi utilizado um modelo em elementos finitos. A construção do modelo do veículo completo foi realizada conforme já previamente descrito. Os componentes do veículo, cuja flexibilidade exerce uma influência no comportamento dinâmico, como os pneus, a barra estabilizadora e o eixo de torção, foram modelados como elementos deformáveis

utilizando a representação através de elementos finitos. Os restantes dos componentes, como a carroceria do veículo e o conjunto motopropulsor, foram modelados utilizando corpos rígidos (corpos rígidos ligados por elementos do tipo connector com rigidez e amortecimento equivalentes).

Os modelos das suspensões dianteira e traseira são inseridos no modelo de veículo completo. A suspensão dianteira é representada por elementos de corpo rígido. Somente a barra estabilizadora, quando presente, é modelada em elementos finitos. Assim como foi feito para a suspensão traseira, é necessário realizar a correlação do elastocinematismo da suspensão dianteira, garantindo que a suspensão tenha o comportamento similar ao sistema físico.

O modelo da suspensão traseira é o mesmo modelo correlacionado no Item 3.2.1.2. Porém, como as simulações virtuais de geração de cargas utilizam códigos de análise explícita e o tempo de incremento de cada passo na análise explícita é calculado a partir do tamanho dos elementos utilizados no modelo, o emprego da mesma malha de elementos finitos utilizada na correlação elastocinemática implicaria em um tempo de processamento lento, tornando inviável a análise. Uma nova discretização da malha em elementos finitos do eixo de torção, considerando elementos com uma discretização mais grosseira (malha menos refinada), foi executada.

A obtenção de uma correlação satisfatória depende de mais um parâmetro essencial na construção do modelo do veículo completo: a sua massa. A massa total do veículo e sua distribuição deve estar de acordo com o veículo físico utilizado na coleta do sinal. O veículo é pesado antes da montagem no banco K&C e os pesos em cada roda são extraídos dessa medição. Quando o modelo FEM do veículo completo é finalizado, uma simulação estática de equilíbrio do modelo considerando a aceleração da gravidade é realizada para se obter os valores das cargas em cada roda, esses valores, então, são confrontados com os dados experimentais e, caso necessário, ajustados para que se tenha a correlação. A representação da massa do modelo é dividida em 3 partes: primeiro, os componentes da suspensão que são parte da massa não suspensa do veículo, como sistemas de freio dianteiro e traseiro, montantes e cubos de roda, e que não são representados no modelo por corpos rígidos ou elementos finitos, são representados por elementos unidimensionais de massa. Um elemento de massa é inserido no centro de cada roda considerando a massa combinada dos componentes adjacentes. Depois, os componentes que foram representados por elementos finitos, como o eixo de torção, têm suas respectivas

massas calculadas a partir da densidade de cada material. E, por último, os componentes representados por corpos rígidos têm os seus valores de massa e centro de gravidade extraídos através de softwares CAD e inseridos no modelo FEM. As coordenadas do centro de gravidade do veículo completo obtidas durante a caracterização elastocinemática do veículo também são utilizadas para confrontar o modelo virtual e o veículo de referência medido. A Figura 51 mostra um exemplo de modelo FEM do veículo completo para a simulação de geração do sinal de durabilidade.

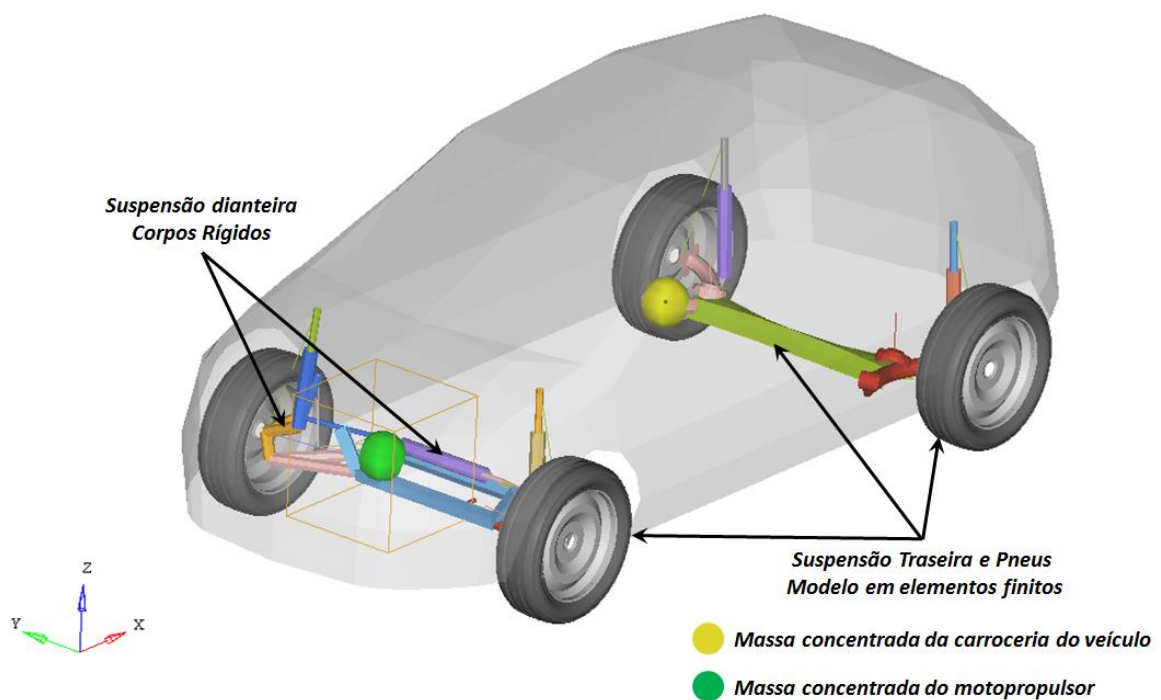


Figura 51 – Modelo FEM veículo completo

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os últimos parâmetros a serem inseridos no modelo são os valores de amortecimento dinâmico para os componentes elásticos da suspensão, em complemento às curvas estáticas já presentes e às curvas dinâmicas dos amortecedores dianteiro e traseiro. O trabalho apresentado por Shankar, em 2017, evidenciou a influência das curvas dos amortecedores na vida a fadiga de componentes da carroceria do veículo, portanto, a caracterização dos amortecedores a serem utilizados no modelo virtual é necessária.

3.2.2.3 Correlação do sinal de durabilidade

Por serem pistas controladas, que estão em constante manutenção, é possível, a partir de um sinal coletado experimentalmente, realizar a correlação numérico-experimental do mesmo utilizando os perfis dos percursos digitalizados.

Contudo, nem todos os percursos que compõem o bloco padrão de durabilidade estão digitalizados. Para a realização da correlação do sinal de durabilidade, foram utilizadas as 8 pistas digitalizadas presentes no banco de dados da FIAT Chrysler.

Nesta etapa, os sinais experimentais coletados são inicialmente analisados e tratados com o intuito de eliminar ruídos e picos indesejáveis (*spikes*). Para isso, é utilizado um filtro digital passa baixa. A escolha do valor de frequência de corte para o filtro deve ser definida para que não haja perda significativa da severidade do sinal. O filtro digital passa baixa com frequência de corte em 50 Hz é comumente empregado para esse tipo de tratamento de sinais. Estudos como o de Iyidiker e colaboradores, em 2010, e de Yang, em 2014, mostram a aplicação desta frequência de corte no tratamento de sinais temporais, eliminando os ruídos e mantendo o conteúdo desejado. Cada percurso tem uma velocidade definida, mas, como fisicamente a manutenção da velocidade pelo piloto de testes é difícil, o perfil de velocidade de cada percurso é examinado para que possa ser reproduzido nas simulações numéricas.

Para que se tenha uma correlação satisfatória, são avaliados três fatores. O primeiro é o comportamento das curvas dos sinais. Os picos e vales das forças e momentos, nas quatro rodas, devem ser semelhantes em todas as direções para todas as pistas. A Figura 52 mostra o confronto entre um sinal experimental medido e o resultado numérico. As curvas apresentam comportamento semelhante mesmo a curva virtual apresentando uma pequena defasagem no primeiro pico em relação ao resultado experimental.

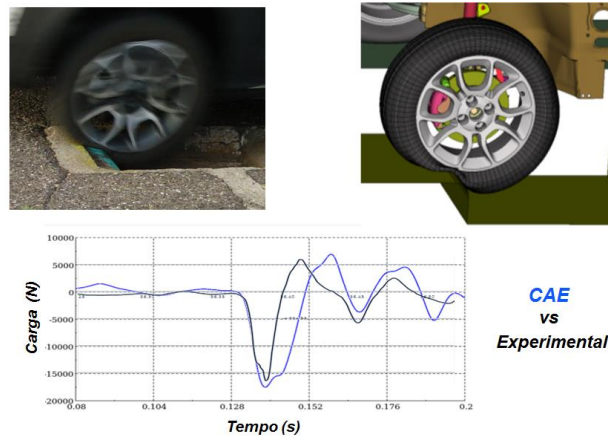


Figura 52 – Comportamento das curvas experimental e virtual na pista de impacto em buraco padrão

Fonte: Elaborado pelo autor.

O segundo parâmetro que deve ser correlacionado é a amplitude e o número de eventos dos carregamentos em cada direção. Os sinais são processados utilizando o método de contagem de ciclos *Level Crossing* e os gráficos de cada sinal confrontados. Os valores dos carregamentos para cada faixa de números de ciclos não necessariamente devem apresentar resultados iguais quando comparados os sinais, mas não são aceitáveis diferenças grandes nas amplitudes. O Gráfico 5 apresenta dois gráficos: no primeiro (Força em X), não houve uma correlação entre os sinais experimental e virtual, tanto na amplitude dos carregamentos quanto no número de eventos, e o segundo (Força em Z) apresentou uma melhor correlação.

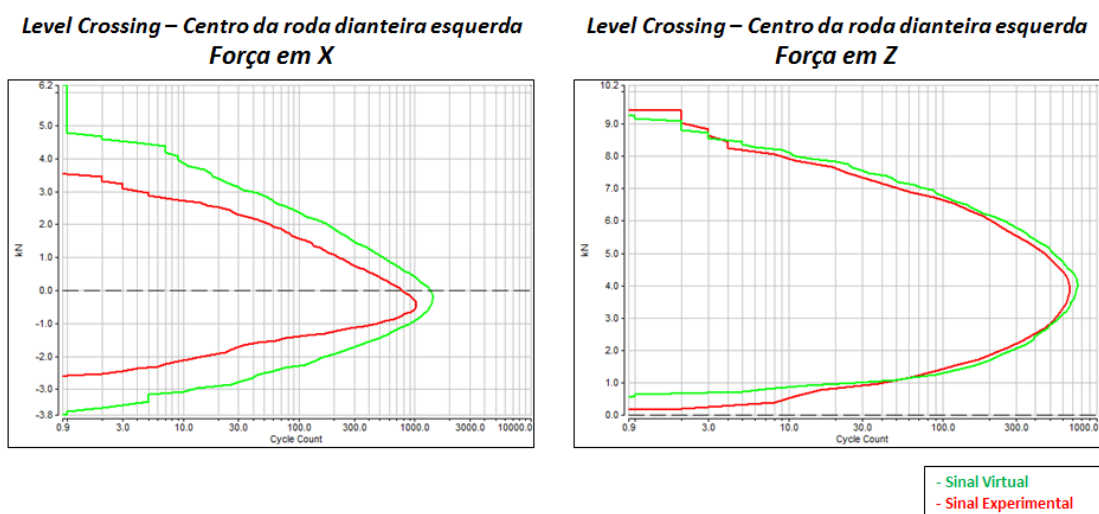


Gráfico 5 – Resultados dos confrontos entre Level Crossings dos sinais experimental e numérico em dois sentidos de força

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por último, são confrontados os valores de dano em cada direção de cada um dos sinais. Para o confronto do dano, além de se avaliar o dano de cada pista, o somatório dos danos de todo o percurso também é analisado, o que, por consequência, atribui um peso maior nas correlações das pistas com o maior dano percentual, permitindo que haja uma boa correlação total mesmo que algumas pistas não apresentem valores de dano semelhantes.

Para as avaliações e diferentes processamentos dos sinais, é utilizado o software LMS Tecware, versão 13.2, da empresa Siemens AG. Para a análise de dano acumulado, os sinais são processados utilizando o método de contagem de ciclos *Rain Flow* e o dano calculado a partir da utilização de uma curva S-N genérica. A curva de Wöhler genérica utilizada na comparação dos danos tem valores extrapolados de número de ciclos e força e o parâmetro principal na definição desta curva é o K, que define a inclinação da curva de fadiga. O valor de K depende do tipo de carregamento e do componente e varia entre 2 e 10 (LEE, 2005). Como regra geral, associa-se o valor de $K = 5$ para aços (SIEMENS, 2016). O Gráfico 6 mostra a comparação dos danos acumulados dos sinais de força vertical, na roda dianteira esquerda, virtual e experimental em uma pista de durabilidade. O valor percentual do dano acumulado do sinal virtual em relação ao sinal experimental é de quase 100%, sendo considerada uma correlação satisfatória.

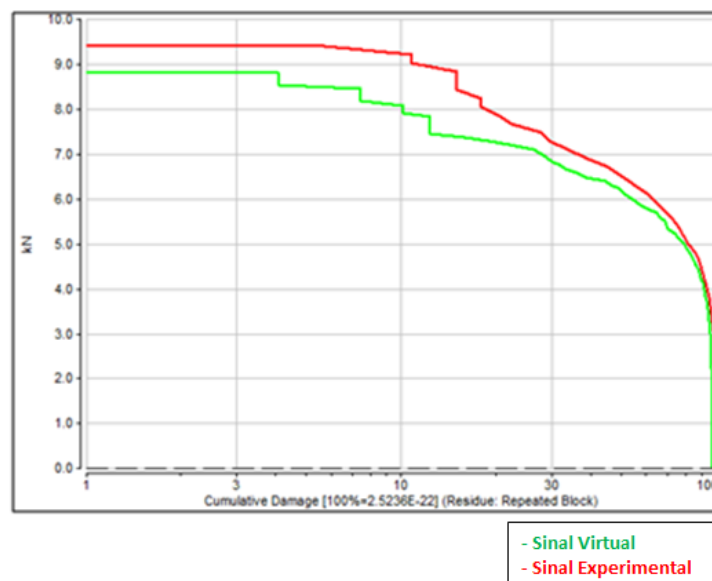


Gráfico 6 – Correlação entre sinais experimental e virtual de dano acumulado com forças verticais

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por ser um relação *log-log*, uma pequena variação na amplitude das cargas pode gerar uma grande variação na vida a fadiga ou no dano. Para um valor de $K = 5$, uma variação de 15% na amplitude das forças resulta em uma variação de 2 vezes no dano calculado (SIEMENS, 2016). Ou seja, 15% a mais na amplitude das forças dobraria o dano obtido e uma redução de 15% diminuiria pela metade o dano. Desta maneira, é admissível, para que se tenha uma correlação de dano aceitável, valores percentuais de dano acumulado dentro de um intervalo de 50% a 200% do sinal de referência.

Alguns ajustes podem ser realizados para contribuir na obtenção de uma correlação ideal. Parâmetros como os valores de amortecimento dinâmico dos elementos de borracha e a inclusão de valores de rigidez dos componentes inicialmente representados como corpos rígidos podem auxiliar na busca por melhores resultados. Essas alterações devem ser avaliadas em todos os percursos, devendo garantir resultados satisfatórios em todas as pistas.

3.3 Avaliação objetiva e subjetiva dos parâmetros elastocinemáticos no comportamento dinâmico do veículo

A relação entre as avaliações subjetivas de um grupo de veículos e os respectivos comportamentos elastocinemáticos é um trabalho complexo. Conforme mencionado, cada veículo é composto por uma série de características únicas, como peso, passo, bitola e altura de centro de gravidade, e cada uma dessas características influenciam diretamente no comportamento dinâmico do veículo. Ou seja, mesmo que dois veículos diferentes tivessem o mesmo comportamento elastocinemático, o comportamento dinâmico entre eles poderia ser diverso.

Quando um piloto de teste avalia veículos do mesmo segmento, são analisadas uma série de características do veículo, como a estabilidade, o subesterço e a sensação de rolagem. Ao final da avaliação, o piloto define uma nota para cada parâmetro subjetivo avaliado, que indica se o veículo é uma referência positiva ou negativa para o que se busca no desenvolvimento de um novo projeto. Pequenas divergências entre um avaliador e outro podem acontecer, sendo consideradas como referência os veículos com avaliações semelhantes. A Tabela 7 exemplifica, de forma simplificada, a avaliação global subjetiva de veículos do mesmo segmento.

Tabela 7 – Avaliação subjetiva de carros do mesmo segmento

HANDLING			
	Avaliador 1	Avaliador 2	
Veículo A	+	+	++
Veículo B	-	+	0
Veículo C	-	-	--
Veículo D	+	-	0
Veículo E	+	+	++
Veículo F	+	+	++

Fonte: Elaborado pelo autor.

A complexidade em estabelecer uma relação fica evidente quando são comparados os elastocinematismos das suspensões posteriores dos veículos avaliados subjetivamente (Tabela 8) dos veículos que se destacaram negativa e positivamente. Cada veículo possui valores distintos para cada um dos parâmetros elastocinemáticos. Essas diferenças, aliadas às diferentes características das suspensões dianteira e do veículo, dificultam o diagnóstico do efeito de cada parâmetro elastocinemático no comportamento subjetivo do veículo.

Tabela 8 – Elastocinematismo de carros do mesmo segmento (Deslocamento Vertical Assimétrico)

ROLL				
	VEÍCULO A	VEÍCULO C	VEÍCULO E	VEÍCULO F
<i>Rigidez Torcional Posterior [Nm/°]</i>	537.6	467.4	644.8	579.9
<i>Peso/Rigidez Torcional Posterior [Kg. °/Nm]</i>	1.14	1.09	1.48	1.41
<i>Flexibilidade Torcional [mm/daN]</i>	0.313	0.363	0.245	0.278
<i>Varição de Convergência Posterior [°/100mm]</i>	0.23	-0.02	1.11	1.03
<i>Varição de Câmbor Posterior [°/°]</i>	-0.48	-0.53	-0.57	-0.55
<i>Altura de Centro de Rolagem Posterior [mm]</i>	157.1	146.7	150.3	159.1

Fonte: Elaborado pelo autor.

Sendo assim, de posse dos modelos correlacionados, inicia-se o trabalho de pesquisa para a obtenção do paralelo necessário para a correta construção do problema de otimização. Para a definição dos parâmetros elastocinemáticos da suspensão de acordo com os objetivos definidos para o comportamento dinâmico do veículo, é necessário compreender o efeito que cada parâmetro elastocinemático produz no comportamento desse. Este tópico busca criar, justamente, a ligação entre as análises elastocinemáticas do eixo de torção isolado e a variação de seus parâmetros com as avaliações dinâmicas em ambiente virtual através de análises múltiplos corpos e com as avaliações subjetivas do comportamento dinâmico em um simulador de dinâmica veicular. A partir desse trabalho, a definição dos parâmetros elastocinemáticos será realizada com base no que se espera do veículo em relação à dinâmica e não mais embasados em medições de dados de veículos de concorrência do mesmo segmento. Sendo possível, após uma primeira análise dinâmica do veículo completo, alterar os parâmetros elastocinemáticos do eixo de torção para otimizar o comportamento do mesmo.

Esta seção foi estruturada de modo a apresentar todas as etapas necessárias para a realização da correlação entre o elastocinematismo do eixo e o comportamento dinâmico do veículo.

3.3.1 Criação do modelo FEM paramétrico do eixo de torção

A criação de um modelo parametrizável, a partir do modelo FEM do eixo de torção correlacionado, irá permitir a construção de propostas de eixo de torção com variados comportamentos elastocinemáticos para avaliações objetivas e subjetivas. Dessa maneira, será possível identificar os efeitos de cada parâmetro no comportamento do veículo.

O modelo FEM correlacionado elastocinematicamente é utilizado como base para a criação do eixo de torção paramétrico. Utilizando a ferramenta Hypermorph, do software Hypermesh, versão 2017, da empresa Altair Engineering Inc., são gerados parâmetros de forma ou variáveis de design no eixo central elástico do eixo de torção. As variáveis de design permitem que um modelo seja alterado sem que haja a necessidade de se refazer a malha em elementos finitos. A Figura 53 ilustra um exemplo da utilização da ferramenta Hypermorph. O diâmetro do furo é modificado e a malha em elementos finitos ao redor do furo é ajustada de forma automática.

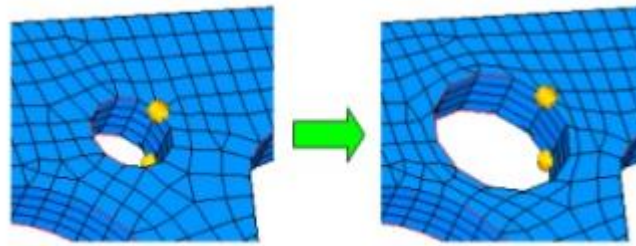


Figura 53 – Exemplo do funcionamento Hypermorph para a alteração da malha em elementos finitos

Fonte: ALTAIR ENGINEERING INC., 2012.

Conforme descrito anteriormente, o desenho do perfil central influencia diretamente no comportamento dinâmico do veículo. A parametrização do modelo do eixo central permite a criação e a avaliação de inúmeras propostas sem a necessidade da confecção de uma geometria em CAD e a construção de um novo modelo FEM. Além disso, através da utilização de métodos como o DOE, é possível relacionar as variáveis de design e seus efeitos com os parâmetros elastocinemáticos.

Ao todo, serão criadas dez variáveis de design no eixo elástico central. A única restrição considerada nesta etapa foi a simetria transversal do eixo central elástico.

As variáveis de design a serem estudadas são:

- raios das bordas anterior e posterior;
- larguras anterior e posterior;
- alturas anterior e posterior;
- raios anterior e posterior;
- raio das larguras anterior e posterior.

3.3.2 Análise DOE

O método DOE consiste em construir, de maneira eficiente, uma nuvem de dados e estudá-la utilizando ferramentas estatísticas. Existem vários métodos científicos para a criação de um

conjunto de experimentos de maneira eficaz com o menor número de testes. A escolha do melhor método depende do objetivo da análise.

O método Fatorial Completo (ou *Full Factorial*) é o método considerado mais abrangente e, também, com o maior custo computacional dentre os métodos desenvolvidos. Com este método, é possível varrer o maior número de combinações entre as variáveis de design. Este método é considerado um método de triagem, pois ele fornece um entendimento global do problema e, para este caso, evidenciará quais variáveis de design exercem a maior influência sobre os parâmetros elastocinemáticos do eixo.

O software Hyperstudy, versão 2017, do pacote Hyperworks, da empresa Altair Engineering Inc., foi utilizado para a construção e posterior análise do DOE fatorial completo. Por se tratar de uma análise explorativa, o DOE foi construído de modo a se obter um grande número de pontos, garantindo um custo computacional moderado.

A construção do DOE considerou as 10 variáveis de design geradas a partir do modelo paramétrico apresentadas no item anterior. Para se obter um maior número de resultados significativos do DOE proposto, o estudo realizado por Carneiro e colaboradores em 2013, que trabalhou com variáveis de design semelhantes em um estudo de otimização de eixo de torção, foi utilizado como referência na escolha das variáveis e do número de pontos que cada uma pode assumir. Os resultados deste estudo indicaram quais variáveis de design exercem um efeito significativo na variação dos parâmetros elastocinemáticos e quais variáveis têm um menor peso. Entre as 10 variáveis de design criadas, apenas a variável de design do raio anterior foi descartada deste DOE inicial. As variáveis de altura e largura do eixo de torção apresentaram uma grande influência na variação dos parâmetros elastocinemáticos no estudo citado, portanto, para este estudo, essas variáveis foram avaliadas em três níveis de modificação, sendo as demais avaliadas em dois níveis de modificação. O número de experimentos necessários para cobrir todas combinações de variáveis de design possíveis é dado pela Equação 8.

$$N_A = 2^{N_2} 3^{N_3} \dots i^{N_i} \quad (8)$$

N_A = Número de designs analisados

N_2 = Número de variáveis de design com 2 níveis de modificação

N_3 = Número de variáveis de design com 3 níveis de modificação

Logo, utilizando 9 das 10 variáveis de design disponíveis, 5 delas considerando 2 níveis de modificação e as outras 4 variáveis restantes com 3 níveis de modificação, foram gerados 2.592 experimentos para a construção do DOE fatorial completo. A Tabela 9 mostra as variáveis de design e o respectivo número de pontos avaliados. O elevado número de análises gera um alto custo computacional, porém o DOE servirá como base para todas as análises numéricas subsequentes deste capítulo, justificando a necessidade de uma análise aprofundada.

Tabela 9 – Variáveis de design e número de pontos

Variável de Design	Número de Pontos
Raio Borda Anterior	2
Raio Borda Posterior	2
Largura Anterior	3
Largura Posterior	3
Altura Anterior	3
Altura Posterior	3
Raio Anterior	-
Raio Posterior	2
Raio da Largura Anterior	2
Raio da Largura Posterior	2

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por ser uma avaliação exclusivamente virtual, a definição dos limites dos valores atribuídos a cada variável de design não considerou a interface do eixo de torção com o restante dos componentes do veículo e a factibilidade de cada proposta, concedendo uma liberdade maior para a geração de propostas de eixos de torção.

Conforme supracitado, entre os testes elastocinemáticos realizados durante o desenvolvimento do veículo, o deslocamento vertical assimétrico é o teste que descreve o comportamento do eixo de torção durante uma manobra de curva e, ao avaliar o comportamento do veículo em curva, as principais características dinâmicas do veículo são consideradas. Por este motivo, o DOE será realizado abordando somente a manobra de deslocamento vertical assimétrico.

3.3.2.1 Parâmetros elastocinemáticos avaliados

O capítulo de revisão bibliográfica apresentou alguns trabalhos científicos voltados para o campo do desenvolvimento elastocinemático otimizado de eixos de torção. A escolha dos parâmetros elastocinemáticos avaliados e otimizados é particular em cada trabalho. Entre os parâmetros mencionados, foram selecionados 4 parâmetros para serem controlados durante as análises de DOE e otimização. A escolha dos parâmetros foi feita considerando quais parâmetros eram mais sensíveis às alterações na forma do eixo elástico central. Os parâmetros escolhidos foram a altura de centro de rolagem traseira, a rigidez de rolagem traseira, o câmbier e a convergência. A definição correta dos valores para estes 4 parâmetros é essencial para a obtenção de um comportamento dinâmico lateral satisfatório. A definição de cada parâmetro considerado está descrita a seguir.

– Altura de centro de rolagem traseiro: o centro de rolagem é o centro de rotação instantâneo do veículo no plano perpendicular à direção longitudinal do veículo. Os centros de rolagem das suspensões dianteira e traseira são definidos pelo tipo de solução da suspensão e a linha que conecta os centros de rolagem dianteiro e traseiro formam o eixo de rolagem (ABE, 2009). Durante uma manobra de curva, a aceleração lateral produz uma força centrífuga que atua no C.G do veículo. A distância entre o C.G e o eixo de rolagem produz um momento de rolagem que resulta em ângulo de rolagem constante. A altura do centro de rolagem traseiro auxilia na definição do eixo de rolagem, impactando diretamente na rolagem do veículo (Figura 54).

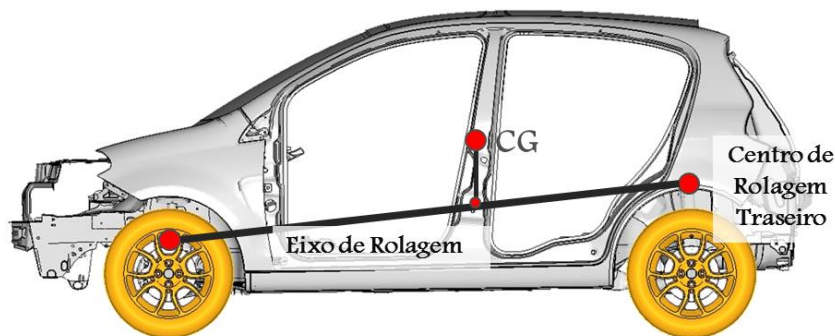


Figura 54 – Centro de rolagem traseiro e eixo de rolagem

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Rigidez de rolagem traseira: o momento de rolagem, produzido pela ação da força centrífuga, gera um movimento de rotação da carroceria em torno do eixo de rolagem. Esse movimento é contido pela compressão e extensão das molas dianteiras e traseiras e, no caso específico do eixo de torção, pela torção do eixo elástico central. A magnitude do momento produzido pela extensão e compressão da mola para cada grau de rolagem do veículo é denominada rigidez de rolagem. A rigidez das molas e do eixo traseiro determinam o ângulo de rolagem da carroceria e a transferência de carga entre as rodas durante manobras de curva.

– Câamber: o câamber é o ângulo que cada roda possui em relação ao eixo vertical do veículo em função da geometria estática e efeitos elastocinemáticos. A variação deste ângulo devido à rotação da roda em relação ao eixo longitudinal do veículo é denominada variação de câamber. A variação do câamber em uma manobra de curva busca otimizar o contato do pneu com o solo, potencializando a rigidez à deriva do pneu. Em uma manobra de curva, uma variação de câamber negativa auxilia na busca de um comportamento subesterçante do veículo.

– Convergência: a convergência é o ângulo que cada roda possui em relação ao eixo longitudinal do veículo em função da geometria estática e efeitos elastocinemáticos. A variação deste ângulo devido à rotação da roda em relação ao eixo vertical do veículo é denominada variação de convergência. No desenvolvimento de veículos de passeio, almeja-se um comportamento levemente subesterçante em manobras de curva, considerado um comportamento mais seguro. Para reduzir a tendência de sobresterço devido às cargas laterais, o eixo de torção deve ser dimensionado para que a compressão na roda externa à curva tenha uma tendência de variação positiva de convergência (Figura 55) (REIMPELL, 2001).

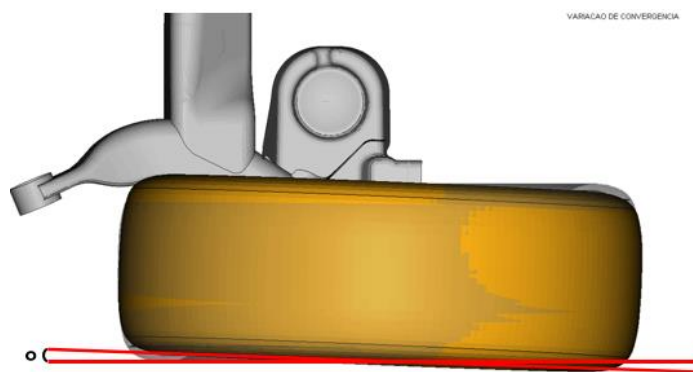


Figura 55 – Convergência positiva: O pneu está levemente rotacionado em relação ao eixo vertical para dentro do veículo

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.3 Avaliação dinâmica objetiva de Handling

As análises geradas pelo DOE irão criar um extenso banco de dados de avaliações elastocinemáticas do eixo traseiro. A partir deste banco de dados, será possível identificar a influência das variáveis de design nos parâmetros elastocinemáticos avaliados. Outra informação importante, que será extraída do DOE, são as interações entre os parâmetros elastocinemáticos, ou seja, como cada parâmetro se comporta com a modificação de outro.

A partir das informações obtidas pela análise de DOE, serão geradas propostas de eixo de torção com comportamentos elastocinemáticos variados. Em um primeiro momento, essas propostas serão avaliadas através de simulações dinâmicas em múltiplos corpos. Essa primeira avaliação irá identificar as relações entre os parâmetros elastocinemáticos do eixo de torção e o comportamento dinâmico objetivo do veículo. Além disso, a partir da avaliação objetiva e da análise dos resultados, serão identificadas as propostas de eixos de torção que serão avaliadas no simulador de dinâmica veicular, objetivando a correlação entre comportamento elastocinemático do eixo, comportamento dinâmico objetivo e comportamento dinâmico subjetivo do veículo.

Para a avaliação de cada proposta, será utilizado o modelo em múltiplos corpos do veículo de referência correlacionado, substituindo somente o subsistema da suspensão traseira pela suspensão traseira modificada.

As avaliações dinâmicas objetivas através de softwares de simulações múltiplos corpos são utilizadas para avaliar o comportamento dinâmico do veículo durante as fases iniciais do projeto. O comportamento dinâmico do veículo, tal como o elastocinematismo do eixo de torção, também é descrito em função de curvas de variação de parâmetros. Parâmetros como o subesterço e rolagem da carroceria do veículo são avaliados através das suas respectivas variações em manobras pré-estabelecidas específicas para cada montadora. O Gráfico 7 apresenta um exemplo do comportamento do subesterço de um veículo em uma manobra de teste.

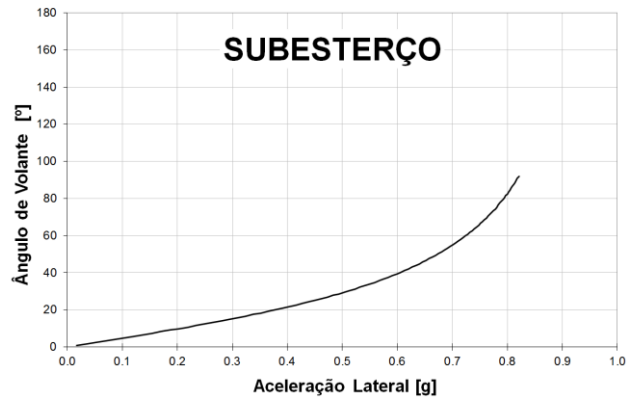


Gráfico 7 – Subesterço de um veículo em manobra de avaliação de dinâmica veicular

Fonte: Elaborado pelo autor.

O software Adams, versão 2015.1, da empresa MSC Software Corporation, será utilizado para as avaliações dinâmicas objetivas em múltiplos corpos e, para o pós-processamento das análises, o software Whands, versão 2.6.0, desenvolvido pelo CRF (Centro Ricerche FIAT), centro de pesquisas da FIAT em Torino, será utilizado. O modelo numérico em múltiplos corpos é descrito em subsistemas de pneus, suspensões, direção, freios, motopropulsor e transmissão (Figura 56). Cerca de 40 corpos rígidos, conectados por juntas elásticas e sustentados pelas molas e pneus, compõem o veículo completo. A carroceria do veículo também é representada por um corpo rígido e sua respectiva massa e inércia são posicionadas no centro de gravidade da carroceria (Figura 57).

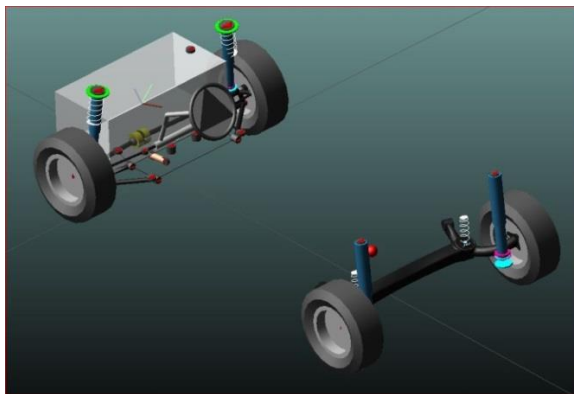


Figura 56 – Subsistemas do veículo completo em múltiplos corpos

Fonte: Elaborado pelo autor.

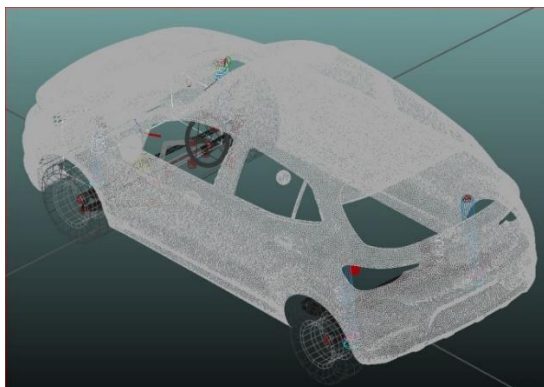


Figura 57 – Veículo completo em múltiplos corpos na interface do software MSC/ADAMS

Fonte: Elaborado pelo autor.

O subsistema da suspensão posterior, no caso específico de uma suspensão eixo de torção, é representado de um modo diferente. A representação do eixo de torção por um corpo rígido não considera a flexibilidade do eixo elástico central, gerando resultados imprecisos. Uma alternativa, disponível no software MSC/ADAMS, é a representação do eixo de torção através de um arquivo denominado como MNF, ou *Modal Neutral File*. O MNF é um arquivo binário utilizado pelo MSC/ADAMS que contém as propriedades principais de um corpo flexível, como as invariantes da sua matriz de inércia, os modos de vibração com suas respectivas frequências naturais e a posição dos nós de interface (DAMERAU, 2014). Para cada proposta de eixo de torção gerada, um arquivo MNF com as características flexíveis do eixo será criado. A Figura 58 apresenta um exemplo de subsistema da suspensão posterior eixo de torção com arquivo MNF.

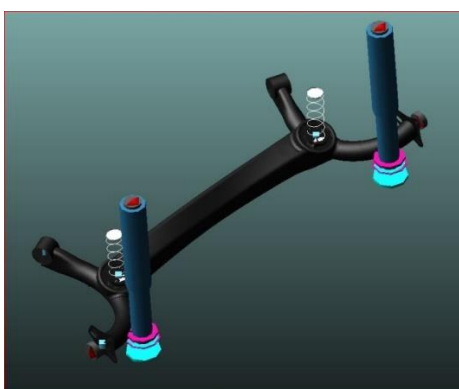


Figura 58 – Subsistema da suspensão posterior na interface do software MSC/ADAMS

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.3.1 Geração de propostas a partir da otimização do modelo FEM paramétrico

Assim como na construção do DOE Fatorial, o software Hyperstudy, em conjunto com a ferramenta Hypermorph, foi utilizado para a geração das propostas de eixo de torção. O Hyperstudy possui uma biblioteca de algoritmos por aproximações locais, aproximações globais e genéticos para otimização numérica. O algoritmo de otimização por aproximação global GRSM, *Global Response Surface Method*, ou método de superfície de resposta global, foi empregado nas análises. A escolha desse método considerou o trabalho feito por Zhifan em 2016. Zhifan realizou um trabalho de *benchmark* onde foi testado o desempenho de diferentes algoritmos de otimização presentes no software Hyperstudy em problemas de engenharia. Em todas as avaliações, o algoritmo GRSM foi capaz de encontrar a solução ótima para o problema, apresentando desempenho superior a todos os outros algoritmos testados.

Como na análise de DOE, quanto maior o número de propostas geradas, maior a quantidade e a confiabilidade das informações obtidas a partir das análises dinâmicas objetivas. Utilizando o eixo de torção de referência como ponto de partida para a geração de propostas, foram definidos dois grupos de propostas de eixo de torção otimizados. O primeiro grupo será formado por 35 propostas de eixo de torção, onde pelo menos dois dos quatro parâmetros elastocinemáticos avaliados serão iguais ou próximos dos valores apresentados pelo eixo de torção de referência. Este primeiro grupo de propostas irá permitir a avaliação e identificação dos efeitos isolados de cada um dos parâmetros elastocinemáticos no comportamento dinâmico do veículo. O segundo grupo será formado por outras 35 propostas de eixo torção, porém com comportamentos elastocinemáticos aleatórios. O intuito deste segundo grupo de propostas é avaliar o efeito combinado dos parâmetros elastocinemáticos no comportamento do veículo.

3.3.3.2 Manobras utilizadas na avaliação dinâmica objetiva

A ISO 7401 (*Road Vehicles – Lateral transient test methods – Open loop test methods*) descreve uma série de testes para a avaliação do comportamento dinâmico lateral de um veículo de passeio. Para uma compreensão mais clara do comportamento dinâmico lateral, foram escolhidas duas manobras de modo a permitir uma avaliação quase-estática do fenômeno de curva e, também, a avaliação transiente do mesmo. As manobras escolhidas foram a *Slow Ramp*

Steer e a *Frequency Sweep Steer*, ambas presentes na ISO 7401. Essas duas manobras representam apenas uma pequena parte das características de *handling* completo do veículo e serão utilizadas para direcionar a definição das propostas a serem avaliadas no simulador de dinâmica veicular.

A manobra *Slow Ramp Steer* (rampa de esterçamento lento) consiste em uma mudança contínua e lenta do ângulo imposto no volante enquanto o veículo trafega a uma velocidade constante em um pavimento asfaltado liso e de atrito controlado (BITENCOURT, 2017). Essa manobra é ideal para avaliar o comportamento dinâmico do veículo em curva em condição quase-estática tanto para baixas quanto para altas acelerações laterais. A descrição do *Slow Ramp Steer* é dividida em três fases. Na primeira fase, o veículo se locomove com uma velocidade constante de 80 Km/h em linha reta. Durante a próxima fase, o esterço do volante aumenta 60° por segundo durante 3 segundos, mantendo a pressão no pedal constante. Na terceira e última fase, o ângulo final de esterço (180°) é mantido por 3 segundos até o veículo atingir uma condição de estado permanente. Utilizando o *Slow Ramp Steering* é possível analisar o comportamento dinâmico através de vários parâmetros do veículo, como gradiente de subesterço, rolagem da carroceria e rigidez de deriva dianteira e traseira. A linha branca presente na Figura 59 mostra a trajetória total da manobra de *Slow Ramp Steer*.

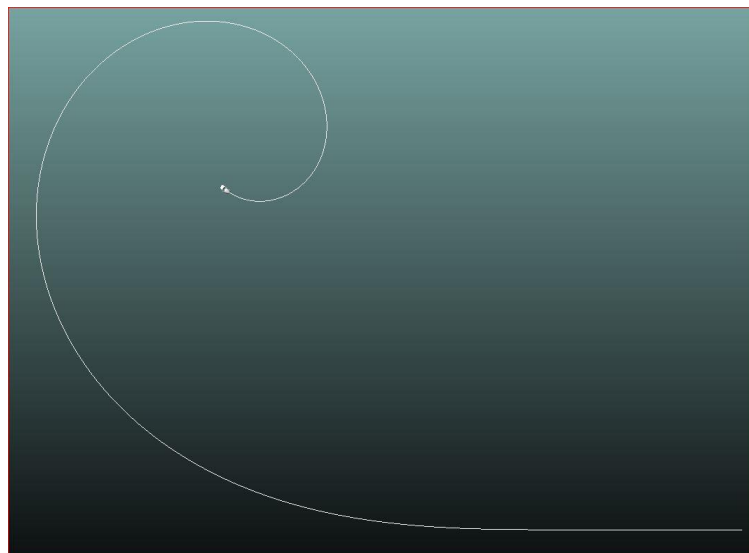


Figura 59 – Trajetória do veículo na manobra de Slow Ramp Steer

Fonte: Elaborado pelo autor.

Na manobra *Frequency Sweep Steer* (varredura de frequência de esterçamento), o veículo realiza curvas senoidais com ângulo de volante constante e frequência crescente. Na primeira fase, o veículo se locomove com uma velocidade constante de 80 Km/h em linha reta; em seguida, curvas para a direita e para a esquerda são realizadas de forma senoidal e a aceleração lateral deve ser constante (0,3 ou 0,5 g). Por último, mantendo a aceleração lateral constante, a frequência de realização das curvas cresce até o limite de 4 Hz. Essa manobra serve para a observação e interpretação da resposta dinâmica do veículo no domínio da frequência e para a avaliação da qualidade do *handling* apresentado (CRF, 2016). A Figura 60 mostra a trajetória de um veículo na manobra de *Frequency Sweep Steer*.

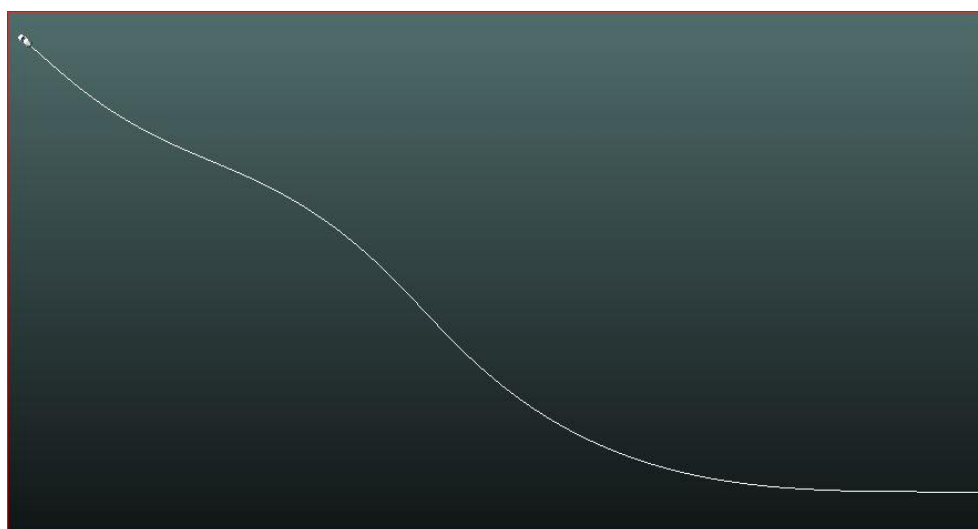


Figura 60 – Trajetória de um veículo na manobra de Frequency Swwep Steer

Fonte: Elaborado pelo autor.

3.3.3.3 Parâmetros avaliados

Como dito anteriormente, assim como na avaliação elastocinemática do eixo de torção, o comportamento dinâmico do veículo nas avaliações dinâmicas objetivas também é descrito em função de curvas de variação de parâmetros.

Foram selecionados dois parâmetros para a manobra de *Slow Ramp Steer* e quatro parâmetros para a manobra de *Frequency Sweep Steer*. A nomenclatura apresentada segue o padrão

utilizado pela montadora FCA, por isso uma breve descrição de cada parâmetro está apresentada abaixo.

Slow Ramp Steer:

KSWA_EL_sec @ Ay 0.4g – KSWA ou KDVOL – é o gradiente de subesterço. É a variação elástica do ângulo de volante (SWA – *steering wheel angle*), medida a 0.4 G de aceleração lateral, para uma determinada velocidade, no pós-processamento das manobras de *slow ramp steering* ou *multi step steering*, de onde é tirado o comportamento estabilizado (regime permanente) do veículo. A variável "sec" significa que a variação foi calculada considerando a secante, ou seja, que não considera o cálculo da variação ponto a ponto da curva para evitar erros de interpretação devido a perturbações na curva pós-processada. Se for positiva, o veículo é subesterçante, se for negativa, é sobreesterçante e, se for igual a zero, o veículo é neutro. Na prática, é o ângulo a mais de volante que deve ser adicionado durante a curva em regime permanente, na velocidade em que foram realizadas as manobras de medição. É calculado a 0.4 G para se ter uma ideia melhor do comportamento médio do veículo em curva. Normalmente, após 0.4 G, a não linearidade do comportamento começa a aumentar significativamente.

KSSA_EL_sec @ Ay 0.4g – KSSA ou KBETA – é o gradiente do ângulo de deriva. É a variação do ângulo de deriva do veículo (SSA – *side slip angle*) medida a 0.4 G de aceleração lateral, numa determinada velocidade, no pós-processamento das manobras de *slow ramp steering* ou *multi step steering*, de onde é tirado o comportamento estabilizado (regime permanente) do veículo. A variável "sec" significa que a variação foi calculada considerando a secante, ou seja, que não considera o cálculo da variação ponto a ponto da curva para evitar erros de interpretação devido a perturbações na curva pós-processada. Na prática, é a variação do ângulo de deriva do veículo durante a curva em regime permanente, na velocidade em que foram realizadas as manobras de medição.

Frequency Sweep Steer:

G0 Yawrate/SWA – Ganho inicial de *yaw rate* por ângulo de volante. G0, ou ganho inicial, seria o valor aproximado que seria obtido desse parâmetro em regime permanente, ainda sem interferência do comportamento transitório na velocidade da manobra.

G0 THETA/AY – Ganho inicial de *roll* por aceleração lateral ou gradiente de rollio (ou rolamento). *G0*, ou ganho inicial, seria o valor aproximado que seria obtido desse parâmetro em regime permanente, ainda sem interferência do comportamento transitório na velocidade da manobra.

G1 THETA/AY – Ganho a 1Hz de *roll* por aceleração lateral ou gradiente de rollio, na velocidade da manobra. Para todos os parâmetros, *G1* significa o ganho a 1Hz. Os ganhos a 1Hz são geralmente considerados pois são, aproximadamente, equivalentes à velocidade obtida no volante durante uma manobra de desvio de trajetória.

Delay YawRate/AY (1Hz) – Diferença entre o atraso na resposta de aceleração lateral e *yaw rate* a 1Hz. Ou seja, o tempo que leva para o veículo iniciar a curva (*AY*) após ter começado o movimento de *yaw* devido a uma variação do ângulo de volante equivalente a 1Hz, na velocidade da manobra. Normalmente, é associada ao tempo de resposta do veículo. Quanto maior, mais tempo o veículo leva para mudar a trajetória dado um *input* de volante.

3.3.3.4 Análise dos resultados e definição das propostas para avaliação subjetiva de handling

Conforme mencionado algumas vezes nesta pesquisa, não existe, atualmente, um trabalho direcionado para correlacionar variações elastocinemáticas com o comportamento dinâmico subjetivo do veículo. A escolha das propostas será realizada de acordo com os resultados obtidos e o confronto destes resultados com os resultados do veículo de referência, buscando avaliar a influência de cada parâmetro elastocinemático isolado e, também, os efeitos combinados das variações. As razões para as escolhas serão descritas durante a apresentação dos resultados obtidos.

3.3.4 Avaliação subjetiva utilizando o simulador de dinâmica veicular

O último passo é a avaliação subjetiva das propostas identificadas. Através desta avaliação, será possível traçar um paralelo entre o comportamento elastocinemático de um eixo e suas

variações com o comportamento subjetivo do veículo. Para isso, será empregado o simulador de dinâmica veicular da empresa VI-Grade, presente no Centro de Dinâmica e Segurança Ativa Veicular, localizado na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.

Para a execução das análises subjetivas, o modelo numérico do veículo completo deve ser incorporado no simulador. Para tanto, é necessário realizar a conversão do modelo numérico em múltiplos corpos do MSC/ADAMS para um modelo do veículo em tempo real (*Real-Time Vehicle Model*), a ser utilizado no VI-CRT.

A conversão do modelo é realizada por um *plug-in* do VI-CRT instalado no software ADAMS. Em um primeiro momento, esse *plug-in* é responsável por ler as curvas de elastocinematismo das suspensões dianteira e traseira e compilá-las no modelo do veículo em tempo real. São consideradas cinco análises para a suspensão dianteira: deslocamento vertical paralelo, deslocamento vertical assimétrico, carregamento lateral, carregamento longitudinal e manobras de esterço, e quatro análises para a suspensão traseira, sendo as mesmas da dianteira, com exceção das manobras de esterço. Além das curvas elastocinemáticas, são extraídos os valores de massa não suspensa das suspensões, as curvas de batentes, as curvas dos amortecedores e valores de alinhamento (convergência e câmbor) estáticos. Após a conversão, um teste comparativo entre o modelo em múltiplos corpos e o modelo em tempo real é realizado a fim de assegurar a fidelidade do modelo. Caso necessário, são realizadas correções nas curvas do modelo do veículo em tempo real.

O segundo passo é a realização do procedimento de conversão do modelo do veículo completo, onde são extraídos os valores de massa suspensa, posição no espaço do centro de gravidade e inércia. Após a montagem do veículo completo, são realizadas manobras do veículo completo para validar a resposta do modelo, comparando os modelos do ADAMS (múltiplos corpos) e CarRealTime (tempo real). Os resultados objetivos de parâmetros, como o valor de subesterço e de variação de ângulo de deriva, são comparados e, caso seja necessário, é possível realizar algumas pequenas modificações no modelo do pneu do CarRealTime para corrigir o comportamento errôneo.

Uma variável importante na correlação do comportamento dinâmico do modelo numérico e, até então pouco abordada, é o modelo do pneu. O modelo do pneu é descrito através da “Fórmula Mágica” (Delft tyre, 2013). A Fórmula Mágica é um modelo empírico que descreve as forças e momentos não-lineares do pneu que ocorrem na área de contato entre pneu e solo em diferentes

condições de carregamento, orientação, rolagem e escorregamento. A Fórmula Mágica pode ser considerada como uma função não-linear com diversas variáveis de entrada e saída. Nos modelos em múltiplos corpos é comum modificar o modelo do pneu, através de modificações nas variáveis de entrada da Fórmula Mágica, para se obter uma melhor correlação entre resultados experimentais e numéricos. Este modelo de pneu é o mesmo utilizado no CarRealTime. Porém, conforme mencionado anteriormente, se após a conversão do modelo do veículo, forem encontradas diferenças entre ADAMS e CarRealTime é possível alterar o modelo do pneu novamente, apenas no CarRealTime, para uma melhor correlação.

O veículo de referência será convertido para o VI-CRT e o procedimento de validação descrito acima será realizado para que se tenha um modelo do veículo em tempo real correlacionado. Para a avaliação subjetiva das propostas identificadas, somente o subsistema da suspensão posterior (também convertido para o VI-CRT) de cada proposta será substituído no modelo completo, assegurando, assim, uma avaliação isolada dos efeitos das variações elastocinemáticas da suspensão traseira de cada proposta no comportamento dinâmico subjetivo do veículo.

3.3.4.1 Definição do método de avaliação

Para definir o procedimento para a avaliação subjetiva de cada proposta identificada durante a avaliação objetiva, foram consideradas as limitações do simulador de dinâmica veicular e a disponibilidade do mesmo. Embora muito próximo do comportamento dinâmico de um veículo físico, o simulador apresenta uma certa limitação para fornecer uma percepção subjetiva ideal a um motorista comum. Mesmo em um veículo físico, alterações no comportamento dinâmico de algumas das propostas identificadas podem passar despercebidas para um motorista comum. Para que se possa avaliar essas diferentes propostas com um grau de confiabilidade alto, somente pilotos de testes treinados para o uso do simulador e com vasta experiência na avaliação subjetiva de veículos físicos serão utilizados. Esses pilotos são capazes de traduzir o comportamento obtido ao dirigir o simulador para uma situação real e são aptos a avaliar mesmo pequenas modificações no comportamento do veículo.

A utilização do simulador de dinâmica veicular permite que um veículo seja avaliado de variadas maneiras: o piloto de testes pode reproduzir manobras específicas, avaliar o veículo

em condições limites de uso em circuitos digitalizados e, até mesmo, simular o uso de um cliente em percursos urbanos. Sendo assim, o método para a avaliação do comportamento dinâmico no simulador foi idealizado buscando a obtenção do comportamento dinâmico global do veículo e não somente o comportamento dinâmico lateral, avaliando, também, a influência do elastocinematismo das propostas de suspensão traseira no comportamento longitudinal e vertical do veículo. A avaliação subjetiva de cada proposta será realizada levando em conta o comportamento subjetivo do veículo de referência correlacionado. O modelo de referência, portanto, servirá como base para a avaliação das propostas de eixo de torção. Todas as percepções, a partir da avaliação de cada proposta, serão obtidas em relação ao comportamento do veículo de referência.

Para a avaliação das propostas, considerando os diferentes tipos de condução, usual e no limite, decidiu-se por utilizar um circuito do autódromo alemão de Hockenheim, disponível no banco de dados de pistas digitalizadas do simulador de dinâmica veicular. Dentre os circuitos existentes no autódromo de Hockenheim, os circuitos disponíveis no simulador são o circuito atual da Fórmula 1 e um circuito curto, com um comprimento total de percurso de 2.634 m de extensão, com dois trechos retilíneos extensos e curvas fechadas e abertas (Figura 61). Estes percursos irão permitir, ao piloto de teste, avaliar o veículo em condições de uso normal e, principalmente, em condições de condução no limite dos veículos, onde as diferenças entre os comportamentos dinâmicos do veículo de referência e das propostas devem ser mais acentuadas.

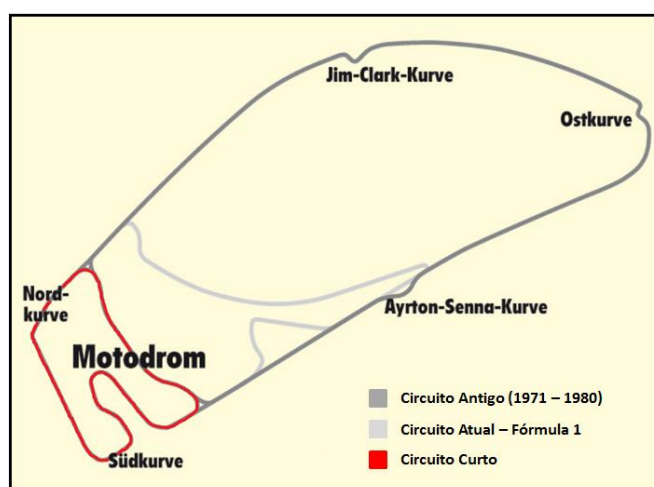


Figura 61 – Circuitos do autódromo de Hockenheim

Fonte: Editado de <https://www.hockenheimring.de/en>, 2019.

Durante um *Track Day*, o piloto irá avaliar o veículo de referência e as propostas utilizando o circuito digitalizado de Hockenheim, em sessões de 20 minutos para cada, onde o piloto terá a liberdade para conduzir o veículo e realizar as manobras que julgue necessárias a fim de extrair o máximo de informações de cada teste. O circuito atual da Fórmula 1 e o circuito curto estão disponíveis. Com o intuito de evitar qualquer tipo de influência nas avaliações, o piloto irá, com exceção do veículo de referência, testar cada proposta sem a ciência do conteúdo da mesma. Durante as avaliações, caso o piloto ache necessário, o veículo de referência poderá ser reavaliado. É importante que a referência sempre esteja clara e sendo considerada durante as avaliações.

3.3.4.2 Correlação dos dados objetivos e subjetivos

O método de avaliação proposto permite ao piloto de teste obter uma série de impressões ou percepções em relação ao comportamento dinâmico de um veículo. Dentre elas, foram selecionadas algumas que estão diretamente ligadas a um bom comportamento de *handling* de um veículo. É possível que, após avaliação das propostas, outras características do comportamento do veículo também sejam evidenciadas, sendo relatadas posteriormente:

- estabilidade (apoio) lateral;
- subesterço em condições de uso no limite;
- sensação de rolagem do veículo;
- precisão e progressividade dos comandos da direção;
- facilidade de correção do veículo em condições de uso no limite;
- equilíbrio (sintonia) entre suspensões dianteira e traseira;
- inserimento (variação no ângulo de yaw) em manobra de curva;
- saturação dos pneus durante manobras.

A tradução das percepções subjetivas, obtidas durante as avaliações, em valores objetivos é, usualmente, realizada através de questionários ou tabelas de avaliação de desempenho. Ash, em 2002, apresentou sua tese de doutorado em que ele desenvolveu um questionário para correlacionar o comportamento dinâmico subjetivo e objetivo de variadas configurações de veículos. Em seu trabalho, durante a execução de manobras pré-determinadas, foram coletadas avaliações de oito motoristas de testes treinados, utilizando uma escala de classificação numérica, em um questionário que abrange vários aspectos do manuseio de veículos. Com o auxílio de algoritmos genéticos, Ash buscou estabelecer correlações não lineares entre as avaliações de cada motorista e definir faixas de valores para parâmetros objetivos, a fim de produzir um veículo subjetivamente satisfatório.

Uma outra alternativa para a correlação entre percepções subjetivas em valores objetivos é a utilização de escalas de avaliação como a apresentada na Figura 62. Para cada parâmetro subjetivo avaliado, como precisão de trajetória ou progressividade no tempo de resposta ao comando, um valor de 1 a 10 é especificado, de acordo com o subjetivo do avaliador.

		<u>Não Aceitável</u>				<u>Aceitável</u>					
Escala Numérica		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Significado		Muito ruim	Ruim	Pobre	Mediocre	Limite do aceitável	Aceitável	Discreto	Bom	Muito bom	Excelente
Atitudes subjetivas dos clientes face aos parâmetros de julgamento	Percepção	Alta			Moderada			Pequena	Muito Pequena	Nula	
	Deteção	Todos os clientes		Clientes médios			Clientes críticos		Clientes especialistas		
	Sensação	Intolerável			Incômodo		Ligeiro incômodo	Pequenas perturbações		Nenhuma perturbação	Nenhuma sensação
	Relação	Recusa		Protesta			Aceita			Nenhuma	
Ação corretiva necessária		Exige intervenção radical e imediata		Exige intervenção rápida e melhorias			Exige melhorias	Exige atenção		O.K.	

Figura 62 – Escala de avaliação para desempenho

Fonte: FCA FIAT CHRYSLER AUTOMÓVEIS, 2018.

Escalas de avaliação como a apresentada na figura anterior são geralmente utilizadas para comparar e classificar diferentes veículos em variados parâmetros, porém, alterações nos

parâmetros elastocinemáticos da suspensão traseira como as sugeridas neste trabalho podem apresentar mudanças no comportamento do veículo que, quando classificadas em escalas como essa, não apresentam variações. Por serem alterações às vezes sutis, ao submetê-las a um grau de avaliação restrito, elas acabam sendo ignoradas e consideradas “iguais” ao serem avaliadas. Para este estudo, a aplicação de uma escala de avaliação como essa não é viável. Em vez de utilizar uma escala de avaliação, a correlação entre objetivo e subjetivo será realizada através do confronto entre os depoimentos do piloto de teste para cada proposta e os resultados objetivos obtidos durante as análises em múltiplos corpos, identificando as relações entre os parâmetros elastocinemáticos e o comportamento do veículo.

3.4 Definição do bloco padrão de durabilidade para o eixo de torção

A segunda parte do estudo consiste na definição do bloco padrão de durabilidade do eixo de torção. Para realizar essa definição, serão identificados os principais parâmetros estruturais e como eles afetam a resistência estrutural do eixo de torção veículo.

Durante a etapa de caracterização estrutural do veículo de referência (Seção 3.2.2), o sinal de durabilidade, obtido através da coleta experimental no campo de prova de Balocco, foi correlacionado com um sinal de durabilidade virtual, gerado através de um modelo em elementos do veículo completo. Tanto o sinal de durabilidade virtual quanto o modelo em elementos finitos serão utilizados como dados de entrada nas análises de definição do bloco padrão de durabilidade. Como já mencionado, cada componente é submetido a diferentes tipos de solicitações durante sua vida útil e a definição de um bloco padrão para o eixo de torção não necessariamente terá a mesma severidade para outros componentes, sendo este estudo aplicável somente ao eixo de torção.

O primeiro passo para a definição do bloco de fadiga é compreender como o eixo de torção do veículo de referência se comporta ao ser submetido ao sinal de durabilidade correlacionado. A partir da simulação estrutural de fadiga deste eixo, será possível identificar as regiões mais solicitadas do eixo de torção. Através dessa análise, também será possível definir qual conjunto de pistas virtuais gera o maior dano para o eixo.

O segundo passo é o mapeamento dos parâmetros estruturais que afetam a resistência estrutural do eixo. Através de um DOE fatorial completo, será possível obter os principais parâmetros para o dimensionamento do eixo de torção e qual o efeito de variações desses parâmetros na resistência estrutural do eixo. O bloco de durabilidade padrão será definido com base nas informações fornecidas pelo DOE, garantindo, assim, um bloco de durabilidade padrão com a configuração mais crítica do veículo, sendo imune a alterações durante o decorrer do projeto.

3.4.1 Simulação estrutural de fadiga do eixo de torção com o sinal de durabilidade virtual

Uma primeira análise de fadiga do eixo de torção utilizando o sinal de durabilidade virtual, gerado a partir do modelo em elementos finitos e correlacionado com o sinal experimental, foi realizada. O objetivo dessa primeira análise é identificar os pontos críticos do eixo de torção. Esses pontos críticos serão utilizados como pontos de controle para as demais análises.

Simulações numéricas estruturais de fadiga que fazem uso de sinais temporais de durabilidade podem ser realizadas no domínio do tempo ou no domínio da frequência. No domínio do tempo, são utilizadas duas abordagens. A abordagem tradicional envolve o método de análise de tensões quase-estática. Uma segunda abordagem é o método de análise dinâmica transiente.

A análise dinâmica transiente é uma técnica utilizada para o cálculo de tensões e deformações quando a dinâmica da estrutura afeta, de maneira significativa, sua vida a fadiga. Isso acontece quando o componente tem frequências naturais baixas e as cargas de operação aproximam ou passam por uma ou mais frequências naturais (HAIBA, 2002). A primeira frequência natural dos eixos de torção, em geral, varia em uma faixa de 25 a 35 Hz, com um primeiro modo de vibração predominantemente de torção, sendo indicada a utilização da análise dinâmica transiente para a avaliação do eixo de torção. Dentre os métodos disponíveis para avaliação dinâmica transiente, optou-se pelo método de superposição modal.

O código implícito do software Abaqus, versão 6.14-5, da empresa Dassault Systèmes, é utilizado para o processamento da análise. Os sinais de durabilidade gerados pelos oito percursos digitalizados são utilizados como dados de entrada na análise dinâmica transiente. Os resultados gerados pelas análises em ABAQUS são, então, carregados em um software de análise de fadiga. A análise de fadiga é realizada pelo software LMS Virtual Lab, versão 13.2,

da empresa SIEMENS AG. Os sinais gerados pelos percursos de durabilidade apresentam diversos eventos com cargas extremas que podem gerar deformações plásticas nos componentes, por isso, dentre os métodos de avaliação de fadiga disponíveis no LMS Virtual Lab, optou-se por utilizar o método de fadiga controlada por deformação (*Strain Life Fatigue*). No software, são carregados os arquivos de resultados de participação modal para cada percurso e os arquivos de resultados com as frequências naturais do eixo. Os históricos de deformações de cada percurso são obtidos através da combinação entre os dois resultados. A participação modal em cada frequência é combinada à sua respectiva frequência natural. Os históricos de deformações são analisados utilizando as curvas EN dos materiais do eixo de torção e os danos de cada percurso, o dano total e a vida a fadiga são calculados.

3.4.1.1 Análise e definição dos percursos com o maior dano por fadiga para o eixo de torção

Conforme explanado anteriormente, um percurso de durabilidade completo é constituído por diferentes tipos de pistas, cada uma responsável por gerar uma parcela de dano específico. Um número de repetições para cada pista é definido para que se tenha um percurso capaz de representar o dano gerado pela utilização do veículo pelos clientes ao longo da vida inteira do produto. A Figura 63 apresenta um exemplo de percurso digitalizado representado pelo método de elementos finitos.

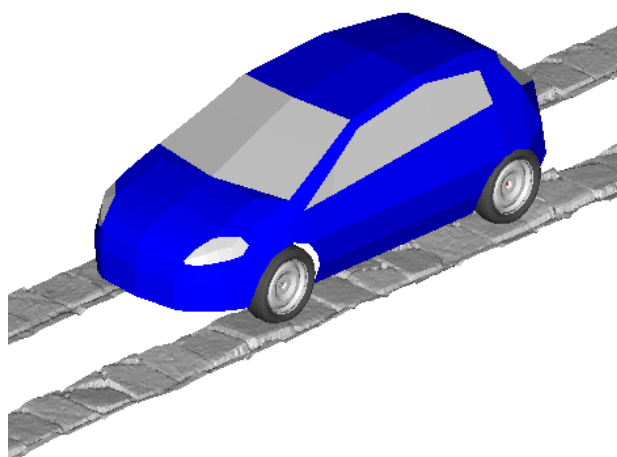


Figura 63 – Pista digitalizada representada pelo método de elementos finitos

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 27 apresentou o conjunto de percursos de durabilidade físicos que são utilizados nas validações de veículos e coleta de dados experimentais. Como mencionado, cada parcela desse conjunto de percursos é responsável por gerar um determinado tipo de dano ao veículo. No intuito de otimizar as avaliações em ambiente virtual, o número de percursos digitalizados é inferior ao total de pistas físicas. A parcela de dano gerado por cada pista física é conhecida e, portanto, é possível equiparar o dano total desejado ao ajustar o número de repetições das pistas disponíveis virtualmente. Os percursos de dirigibilidade, responsáveis pela maior parcela de dano lateral, são substituídos por uma simulação estática de curva de aceleração lateral limite do veículo, assim como a manobra de frenagem, substituída por uma simulação estática com cargas longitudinais.

Para definir os percursos que geram o maior dano por fadiga no eixo de torção, foi utilizado o resultado da simulação estrutural de fadiga do eixo de torção do veículo de referência. Conforme descrito anteriormente, o eixo de torção do veículo de referência foi avaliado considerando o sinal de durabilidade virtual completo e, desta avaliação foram identificados os pontos críticos do eixo.

O dano total acumulado em cada um dos pontos de controle é o somatório do dano gerado por cada uma das pistas multiplicado pelo respectivo número de repetições das mesmas. É possível, portanto, realizar avaliações de fadiga isoladas e obter o dano gerado para cada percurso, com o respectivo número de repetições. A partir da avaliação desses resultados, os percursos cujo somatório de dano representarem um mínimo de 90% do dano total para todos os pontos críticos farão parte do bloco de durabilidade padrão específico para o eixo de torção, sendo as demais pistas desconsideradas das análises futuras. Todas as análises subsequentes de sensibilidade serão avaliadas somente utilizando os percursos definidos nesta etapa.

A não utilização de todos os percursos virtuais acarreta em uma redução de aproximadamente 60% no tempo total de simulação. Além de ser utilizado na análise de DOE, que será realizada a seguir, o bloco de durabilidade compacto específico para o eixo também será utilizado no método proposto de otimização dinâmica e estrutural do eixo de torção, reduzindo o tempo total para a obtenção de um eixo de torção otimizado, sendo o bloco de durabilidade padrão completo utilizado somente para a validação da proposta obtida.

3.4.2 Mapeamento dos parâmetros estruturais que afetam a resistência estrutural do eixo de torção

A grande vantagem da utilização do método virtual de geração de sinais de durabilidade é a possibilidade de se criar um sinal nas etapas iniciais do projeto, sem a necessidade de um protótipo físico do veículo para uma aquisição experimental.

As macrocaracterísticas do projeto, como peso, dimensões totais e tipos de soluções de suspensão, não se alteram durante o andamento do projeto, porém definições como a posição do centro de gravidade, opções disponíveis de dimensões de rodas e pneus podem evoluir ao longo do projeto. Outros parâmetros, como as curvas elásticas das molas e batentes, responsáveis pelo *handling* e conforto dinâmico do veículo, sofrem alterações ao longo de todo o projeto, sendo definidos somente na fase de protótipos.

Todos esses parâmetros podem influenciar o sinal de durabilidade criado. Embora seja possível atualizar o modelo virtual e gerar um sinal de durabilidade atualizado diversas vezes durante o projeto, os componentes mecânicos, como o eixo traseiro, devem ser dimensionados nas fases iniciais, levando-se em conta que a construção das ferramentas de manufatura e dos dispositivos de solda para o eixo consomem uma parcela considerável do tempo do projeto. Por essa razão, o sinal de durabilidade inicial deve ser capaz de absorver essas variações de projeto, sendo severo suficiente para o dimensionamento do eixo.

Para a realização do mapeamento dos parâmetros estruturais, foram selecionados sete parâmetros que comumente sofrem alterações ao longo do desenvolvimento de um projeto. Cada parâmetro irá assumir um valor máximo e um mínimo para a realização do DOE fatorial completo. Os parâmetros selecionados foram:

– Altura do centro de gravidade do veículo

A definição dos valores máximo e mínimo para a altura do centro de gravidade foi realizada considerando os valores estimados no início do desenvolvimento para cada versão de veículo que utiliza o eixo de torção de referência e os valores finais de altura para cada versão após o término de cada desenvolvimento. Entre o valor estimado no início do projeto e o valor final, a variação máxima foi de cerca de 70 mm. Essa diferença foi aplicada no valor nominal de altura

do C.G do veículo de referência e as alturas de centro de gravidade definidas, considerando o carro totalmente carregado, foram 500 e 640 milímetros.

– Dimensões de roda e pneu

A escolha dos conjuntos de pneu e roda “máximo” e “mínimo” considerou as dimensões atualmente comercializadas para o veículo de referência. Cada veículo possui versões “econômicas”, com um custo menor, e versões mais completas, equipadas com uma série de opcionais, com o intuito de diferenciar o produto. É comum, nas versões econômicas, que o conjunto pneu e roda tenha uma dimensão menor e, nas versões completas, conjuntos com a dimensão do aro da roda maior e perfil do pneu mais baixo. Para o veículo de referência, as duas opções de conjuntos pneu e roda foram: 165/65R14 e 205/55R17.

– Pressão de calibragem dos pneus

Para a definição da pressão de calibragem dos pneus, o manual do veículo de referência indica dois valores, 32 Psi para um melhor compromisso entre dirigibilidade, conforto e consumo e 35 Psi para privilegiar o menor consumo.

– Rigidez torcional do eixo de torção

A definição da rigidez torcional do eixo de torção é outro parâmetro importante durante o desenvolvimento de um veículo. Diferentes versões, ou tipos de veículos, que utilizam a mesma suspensão necessitam de valores de rigidez diferentes. Na suspensão dianteira, as molas helicoidais e a barra estabilizadora são os componentes utilizados para a obtenção da rigidez necessária. No eixo de torção, além das molas helicoidais, a adoção de reforços localizados internamente ao eixo ou a variação de espessura do eixo de torção são recursos utilizados para a adequação do eixo à rigidez necessária. Utilizando como base o eixo de torção de referência, a espessura do eixo central foi modificada para um valor inferior e um valor superior, alterando, dessa forma, a rigidez torcional do eixo de torção. As espessuras utilizadas como valor mínimo e máximo foram 5 e 6 milímetros, respectivamente.

– Rigidez da mola posterior

Como mencionado anteriormente, as molas helicoidais são ajustadas para garantir a rigidez torcional necessária às suspensões anterior e posterior. Além disso, a rigidez das molas tem influência direta no conforto dinâmico dos ocupantes do veículo. Sendo assim, durante a fase de afinamento do comportamento dinâmico (*handling* e conforto), esse componente é comumente modificado para a obtenção do comportamento desejado. A escolha dos valores máximo e mínimo considerou a faixa de valores das molas posteriores empregadas atualmente nos veículos em produção pela montadora FCA. Os valores definidos foram 25 e 43,4 N/mm.

– Distância ou luz entre batente posterior e amortecedor

A distância entre o copo superior do amortecedor e o batente superior é denominada luz do batente. Essa distância representa o curso no qual a suspensão se desloca com uma rigidez vertical linear. Quando o contato entre batente e amortecedor ocorre, o batente começa a produzir uma força de reação não linear contrária ao movimento da roda com o intuito de conter esse movimento. O valor de luz de batente é definido de acordo com os objetivos de conforto dinâmico do veículo, considerando o curso total disponível da suspensão. Foi considerado o valor de luz de batente do veículo de referência como valor máximo e, para o valor mínimo, foi considerada uma redução de 20 milímetros na luz. A redução na luz do batente faz com que o batente seja acionado com uma frequência e amplitude de compressão maiores durante a utilização do veículo, gerando cargas de reação elevadas por um período maior. Os valores definidos foram 15,5 e 35,5 milímetros, respectivamente

– Rigidez do batente da suspensão posterior

Assim como a luz do batente, a rigidez do batente da suspensão posterior influencia diretamente no conforto dinâmico do veículo. A definição da curva de rigidez do batente, desde o comprimento total, a rigidez do traço linear e a progressividade do traço não-linear da curva, é realizada durante o afinamento dos componentes elásticos da suspensão nas etapas finais do desenvolvimento. Durante o desenvolvimento do veículo de referência, foram testadas diversas variações da curva de rigidez do batente. Entre as propostas testadas, foram selecionadas as

curvas com a menor e com a maior rigidez. Para um mesmo valor de compressão, as curvas apresentavam uma diferença de 30% na força de reação (Gráfico 8).

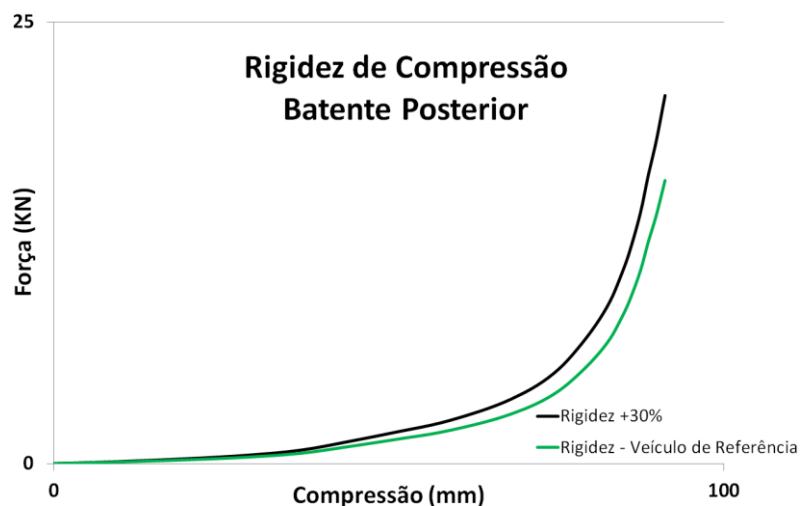


Gráfico 8 – Curvas de rigidez máxima e mínima do batente posterior utilizadas no DOE

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para cada composição de veículo gerada pelo DOE fatorial completo, um sinal de durabilidade virtual será gerado com os percursos identificados anteriormente. Cada sinal gerado será utilizado para avaliar a fadiga estrutural do eixo de torção. A partir dos valores de dano de cada avaliação, será possível realizar o mapeamento dos parâmetros estruturais que afetam a resistência estrutural do eixo, identificando quais parâmetros exercem a maior influência na fadiga eixo de torção e como o eixo de torção se comporta a cada variação.

Após a análise de todos os resultados, será possível criar, para todos novos desenvolvimentos, um bloco de padrão com a severidade necessária para o dimensionamento estrutural de um eixo de torção desde as primeiras fases do projeto.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A apresentação dos resultados seguiu a mesma estruturação do capítulo da metodologia. A partir da correlação dos modelos numéricos, as análises para as definições dos objetivos elastocinemáticos e para a definição do bloco de durabilidade foram realizadas. Os dados e as conclusões obtidas após cada análise serão discutidos ao longo deste capítulo.

4.1 Caracterização do veículo de referência

Conforme citado, para a criação de uma metodologia de desenvolvimento baseada em modelos numéricos, deve-se garantir que esses modelos sejam capazes de reproduzir com exatidão o comportamento físico do componente e do veículo. Esta primeira etapa aborda as análises de correlação entre os dados experimentais e numéricos. Devido à falta de disponibilidade de um campo de provas de durabilidade no polo da montadora FCA no Brasil, optou-se por realizar as medições experimentais de durabilidade e elastocinematismo no polo da montadora na Itália. As medições experimentais, confecções dos modelos numéricos do eixo e do veículo completo e as correlações de cada etapa serão apresentadas neste item.

4.1.1 Caracterização elastocinemática do veículo de referência

4.1.1.1 Medição do elastocinematismo do veículo de referência

O veículo de referência foi enviado para a Itália para as caracterizações elastocinemática e de durabilidade. A primeira avaliação realizada foi a caracterização elastocinemática do veículo. O veículo foi enviado à cidade de Pomigliano, na Itália, onde o banco elastocinemático “MTS Suspension and Compliance Deflection Measurement System”, da MTS Systems Corporation, está instalado. A Figura 64 mostra uma foto do veículo de referência instalado no banco elastocinemático durante a caracterização. Conforme mencionado, nesse banco elastocinemático, a carroceria é fixa na sua região central, enquanto quatro atuadores independentes aplicam deslocamentos e forças controladas nas rodas e sensores medem as variações nos parâmetros da suspensão. É possível observar, na figura, os atuadores verticais

sob as rodas. Além das medições de momentos de inércia e centro de gravidade do veículo, foram realizadas todas as avaliações de uma caracterização completa, avaliando as suspensões dianteira e traseira do veículo.



Figura 64 – Veículo de referência no banco elastocinemático MTS em Pomigliano na Itália

Fonte: FCA, 2016.

Foram selecionadas quatro manobras para serem correlacionadas: deslocamento vertical simétrico, deslocamento vertical assimétrico, carregamento lateral unilateral e carregamento longitudinal unilateral. Os resultados experimentais da caracterização dos principais parâmetros elastocinemáticos de cada manobra foram apresentados a seguir. Para o deslocamento vertical simétrico, foram caracterizadas a rigidez vertical da suspensão, a variação de convergência, a variação de câmbor, a variação de passo e a variação de bitola. O valor de deslocamento vertical empregado nessa manobra considerou o curso total disponível da suspensão.

O elastocinematismo da suspensão posterior, no deslocamento vertical simétrico, é governado pelos pontos geométricos (fixações com a carroceria), eixos de deslocamento das molas e amortecedores, curvas de rigidez dos componentes elásticos e posição vertical do eixo de torção. O perfil do eixo central não exerce influência direta nessa manobra. No gráfico de rigidez vertical (Gráfico 9), é possível identificar o momento no qual os batentes posteriores entram em contato com os amortecedores (± 2500 N), pois o comportamento da curva se torna não linear com um aumento gradual da rigidez vertical. É possível observar, nos resultados da Figura 65, que os valores de variação para as rodas direita e esquerda apresentam diferenças entre si. Isso ocorre devido às tolerâncias de fabricação e montagem dos componentes da

carroceria e suspensão, que geram diferenças dimensionais entre os lados. Além disso, os componentes elásticos, como os mancais elásticos e as molas, também podem apresentar pequenas diferenças nas curvas elásticas.

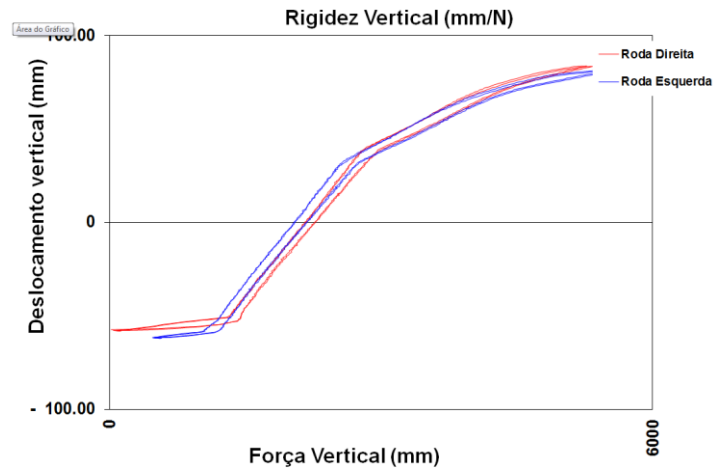


Gráfico 9 – Rigidez torcional no deslocamento vertical simétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

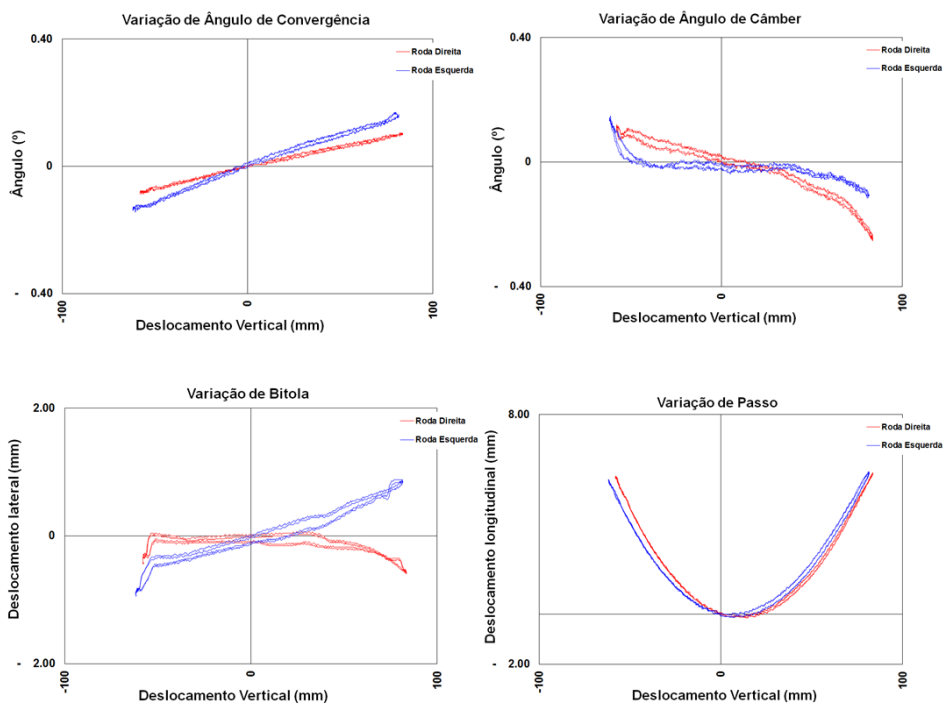


Figura 65 – Gráficos com a caracterização elastocinemática no Deslocamento vertical simétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

A caracterização do deslocamento vertical assimétrico considera os mesmos parâmetros avaliados no deslocamento simétrico. O curso total de cada roda é de 100 mm, porém com sentido de movimentação defasado, conforme a Figura 13 ilustrou. É a manobra na qual se tem a maior influência do perfil do eixo central no resultado. Os gráficos apresentados em seguida contêm o resultado da caracterização da manobra.

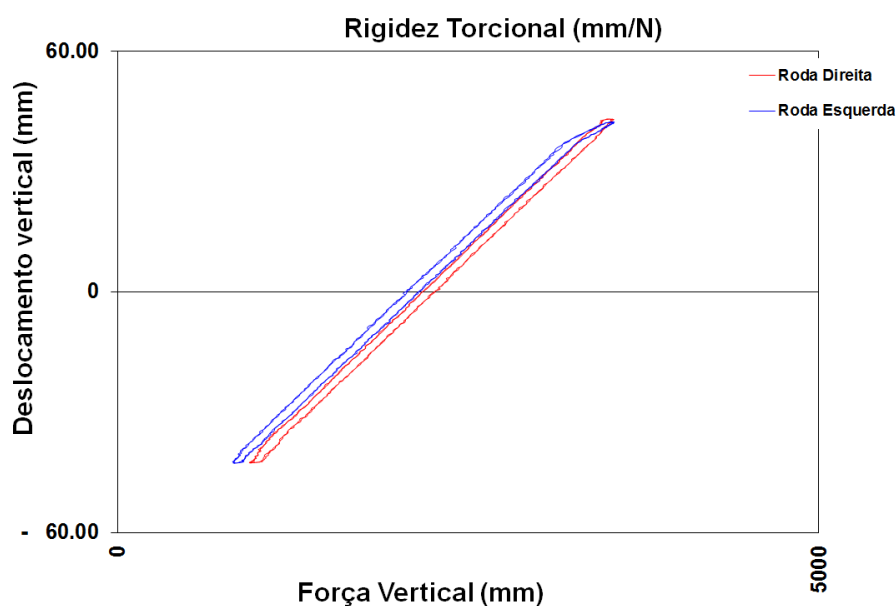


Gráfico 10 – Rigidez torcional no deslocamento vertical assimétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

O Gráfico 10 apresenta o resultado de rigidez torcional no deslocamento assimétrico do eixo de torção. A linearidade observada em quase toda a extensão desse gráfico de rigidez indica que, durante a manobra, o batente só entra em contato com o amortecedor em uma pequena parcela do deslocamento. A rigidez torcional será um dos parâmetros controlados nas avaliações dinâmicas, portanto, para fins de comparação, a rigidez torcional será medida entre a faixa de -10 e 10 milímetros de torção, eliminando, assim, a influência do batente no resultado.

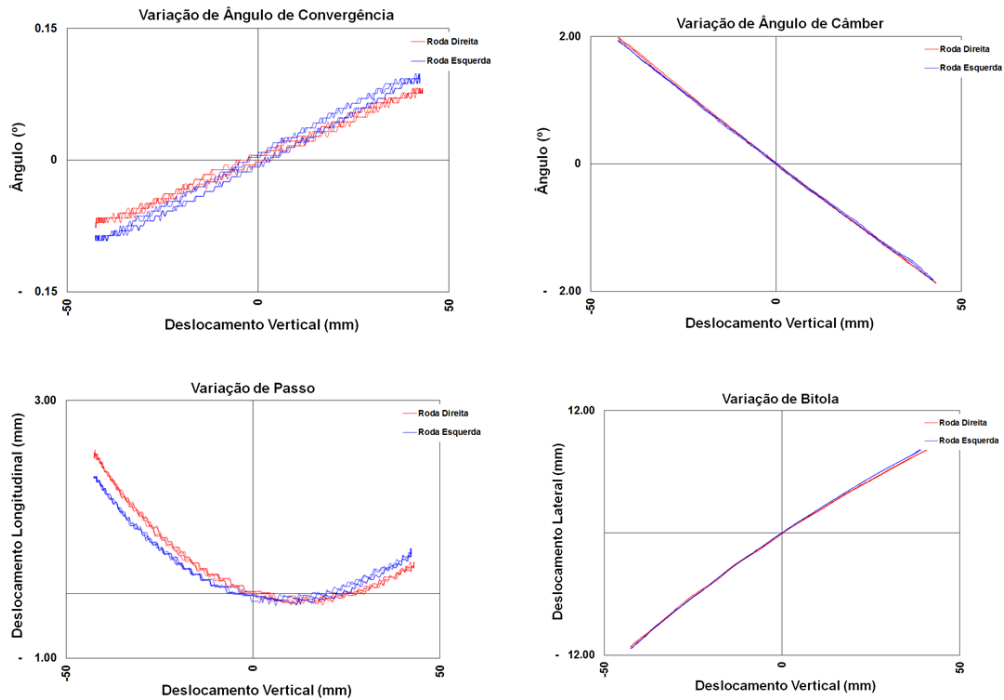


Figura 66 – Gráficos com a caracterização elastocinemática no Deslocamento vertical assimétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 66 apresenta os resultados da caracterização dos demais parâmetros na caracterização do deslocamento vertical assimétrico. Além da rigidez torcional e da altura do centro de rolagem da suspensão, as variações de ângulo de convergência e câmber também serão controladas nas avaliações dinâmicas, portanto, foi definido um ponto de controle nas curvas para fins de comparação. O deslocamento vertical positivo de 40 mm foi escolhido como ponto de controle. As acelerações laterais necessárias para que um eixo de torção sofra torções com essa magnitude (+/- 40 milímetros) se encontram em uma faixa de 0,4 a 0,6 G, dependendo do veículo. Esses valores são comumente obtidos durante a utilização de veículos, justificando a escolha.

A variação de ângulo de convergência durante uma manobra de curva auxilia no subesterço do veículo. Para se obter um comportamento subesterçante, considerado mais seguro para a condução, busca-se valores positivos de variação de ângulo de convergência para a roda externa à curva (deslocamento positivo da roda), comportamento observado no veículo de referência.

O próprio movimento de torção do eixo produz uma variação de ângulo de câmber negativa para a roda externa à curva no veículo e essa variação aumenta a área de contato entre pneu e

solo, aumentando a estabilidade do veículo. O perfil do eixo de torção pode reduzir ou aumentar essa variação, de acordo com o comportamento dinâmico desejado.

Os resultados da caracterização do carregamento lateral unilateral serão apresentados em seguida. Um carregamento variável, de -2000 a 2000 N, é aplicado no ponto de contato entre pneu e solo, simulando a força de reação realizada pelo pneu durante manobras de curva. Para essa manobra, só são correlacionados três parâmetros: rigidez lateral, variação de ângulo de câmber e variação de ângulo de convergência.

A Figura 67 apresenta os resultados da caracterização do carregamento lateral unilateral. A medição dos resultados de variação dos ângulos de convergência e câmber para a roda direita ficaram muito próximos de 0, indicando um erro na medição. Sendo assim, apenas os valores da roda esquerda foram considerados. É possível observar que a variação dos ângulos de convergência e câmber, quando há a presença de uma carga positiva (indicando a roda externa à curva), têm um comportamento contrário ao observado na manobra de deslocamento vertical assimétrico para a mesma roda. Ou seja, a presença de cargas laterais durante uma manobra de curva cria uma tendência de sobresterço do veículo minimizada pela torção do eixo.

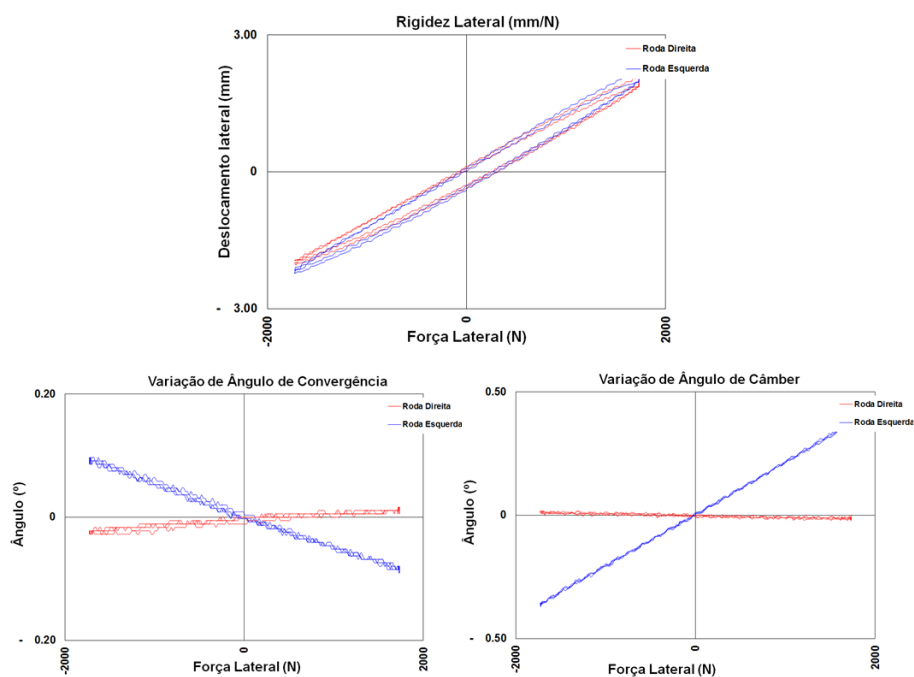


Figura 67 – Gráficos com a caracterização elastocinemática no Carregamento lateral unilateral

Fonte: Elaborado pelo autor.

O carregamento longitudinal unilateral é a última manobra caracterizada para o eixo de torção. Durante a manobra, um carregamento de 1500 N é aplicado no ponto de contato entre pneu e solo. O intuito é obter o comportamento da suspensão em uma manobra de frenagem. O perfil do eixo exerce pouca influência nessa manobra. Os parâmetros caracterizados foram a rigidez longitudinal do eixo de torção e a variação do ângulo de convergência (Figura 68).

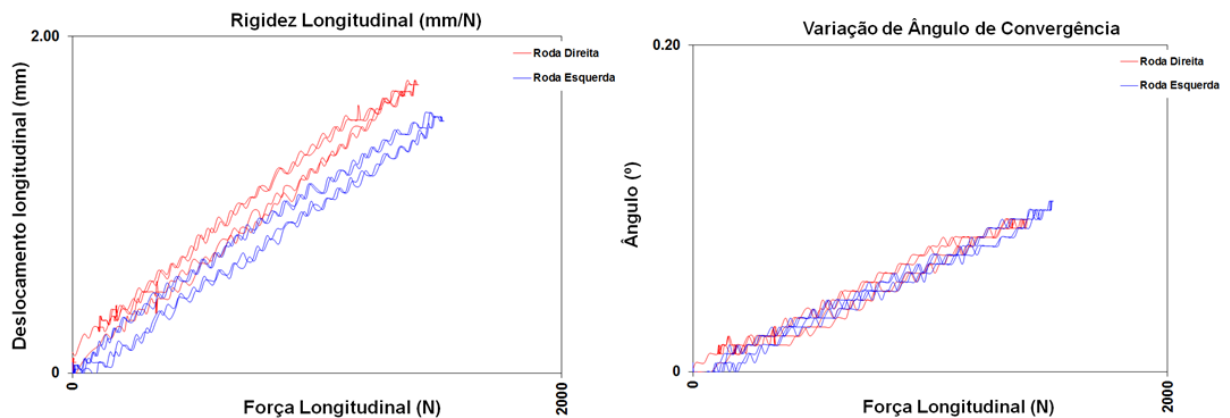


Figura 68 – Gráficos com a caracterização elastocinemática no Carregamento longitudinal unilateral

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os dados coletados em cada manobra servirão como base para a correlação do modelo FEM do eixo de torção confeccionado.

4.1.1.2 Construção do modelo FEM do eixo de torção

O modelo em elementos finitos construído nessa etapa do estudo será utilizado nas análises elastocinemáticas de correlação e nas análises de fadiga posteriores. Além disso, esse modelo servirá como base para o modelo paramétrico utilizado na geração das propostas para as análises de DOE e otimização.

Conforme mencionado, o modelo em elementos finitos foi construído utilizando como pré-processador o software Hypermesh, versão 2017, do pacote Hyperworks da empresa Altair Engineering Inc. Foi utilizada a biblioteca de elementos do software Abaqus, versão 6.14-5, da empresa Dassault Systemes, responsável pelo processamento das análises.

As chapas metálicas foram representadas por elementos de casca, S3 (3 nós) e S4 (4 nós), considerando a superfície média de cada componente. Os elementos elásticos, como molas, amortecedores e rolamentos, foram representados por elementos do tipo connector (CONN3D2), capazes de reproduzir o comportamento elástico de cada componente. Em um primeiro momento, todas as curvas de rigidez dos componentes elásticos foram representadas considerando as curvas nominais de desenho. As curvas de tensão-deformação verdadeiras de cada componente também foram consideradas. Os componentes da roda são representados por elementos 1D tipo barra (B31H). O modelo completo é apresentado na Figura 69.

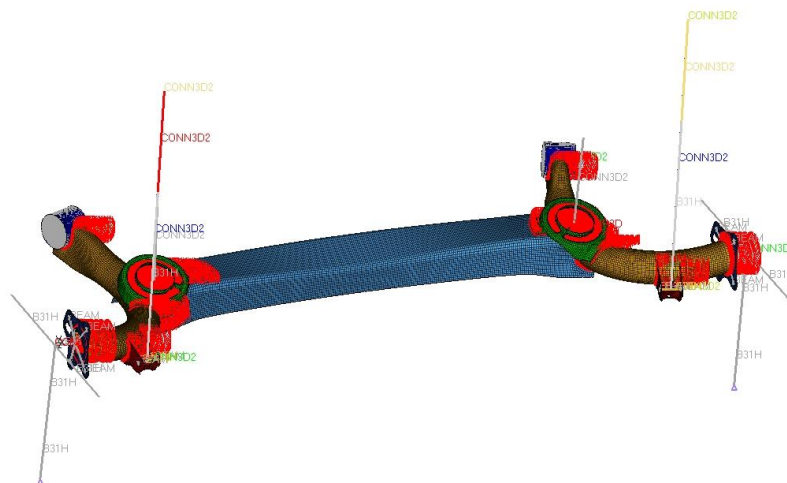


Figura 69 – Eixo de torção completo representado pelo método de elementos finitos

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os cordões de solda, responsáveis por unir os componentes metálicos, são representados por elementos rígidos unidimensionais (BEAM). A modelagem de cada cordão depende das espessuras de cada componente e do tipo de junção (sobrepota, topo ou ângulo). A Figura 70 mostra, em detalhe, a representação dos cordões de solda dos principais componentes.

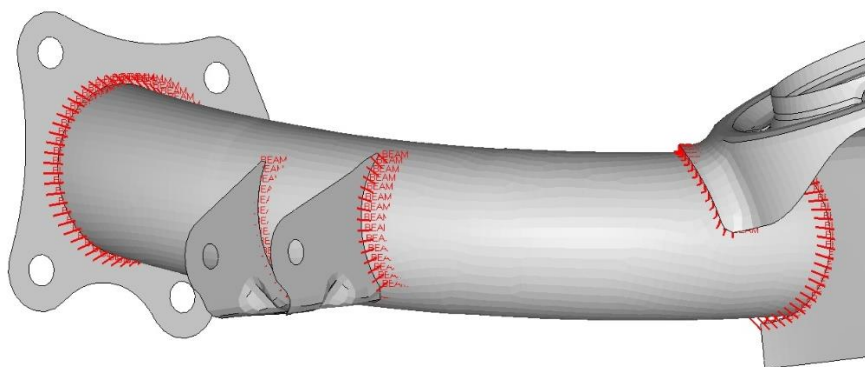


Figura 70 – Detalhe da discretização dos cordões de solda no modelo FEM do eixo de torção

Fonte: Elaborado pelo autor.

Algumas pequenas peças soldadas no eixo de torção, que têm como função apenas servir de fixação para tubulações, como a tubulação de freio, foram desconsideradas na construção do modelo. Os pontos de engaste na carroceria dos mancais elásticos, molas helicoidais e amortecedores foram considerados conforme a geometria de suspensão, assim como a posição vertical do eixo. Ao todo, o modelo é constituído por 38.600 nós e 38.386 elementos. A Tabela 10 apresenta os tipos de elementos com as respectivas nomenclaturas utilizadas pelo software Abaqus.

Tabela 10 – Tipos de elementos utilizados na construção do modelo FEM

Componentes	Tipo de Elemento	Nomenclatura Abaqus
Eixo central elástico	Casca	S3 / S4
Braço oscilante	Casca	S3 / S4
Suporte de fixação amortecedor	Casca	S3 / S4
Suporte de fixação da ponta de eixo	Casca	S3 / S4
Suporte de apoio da mola helicoidal	Casca	S3 / S4
Suporte mancal	Casca	S3 / S4
Rolamento	Connector	CONN3D2
Roda	1D - Barra	B31H
Mancal Elástico	Connector	CONN3D2
Mola Helicoidal	Connector	CONN3D2
Amortecedor	Connector	CONN3D2
Batente elástico	Connector	CONN3D2
Solda	RÍGIDO	BEAM

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.1.3 Correlação do modelo elastocinemático da suspensão traseira

O modelo em elementos finitos foi utilizado para simular as quatro (4) manobras da caracterização elastocinemática realizadas para o eixo de torção. As condições de contorno do modelo virtual, responsáveis por representar os deslocamentos e aplicações de força, além das fixações na carroceria do veículo, foram as mesmas. Ajustes nas curvas dos componentes elásticos dentro das tolerâncias de cada componente foram realizadas para se obter a correlação ideal. Os resultados da correlação foram representados a seguir.

A primeira manobra correlacionada foi o deslocamento vertical simétrico. O Gráfico 11 apresenta o resultado da correlação da rigidez vertical do eixo de torção. O comportamento é bastante similar. O batente elástico da suspensão começa a atuar no mesmo instante de deslocamento, mostrando que a luz do batente está conforme o projeto. O comportamento não linear da curva de rigidez foi um pouco diferente em relação à curva experimental, provavelmente por variações na curva do batente experimental em relação à curva de projeto. Porém, mesmo apresentando essa variação, a curva numérica ficou próxima da curva medida.

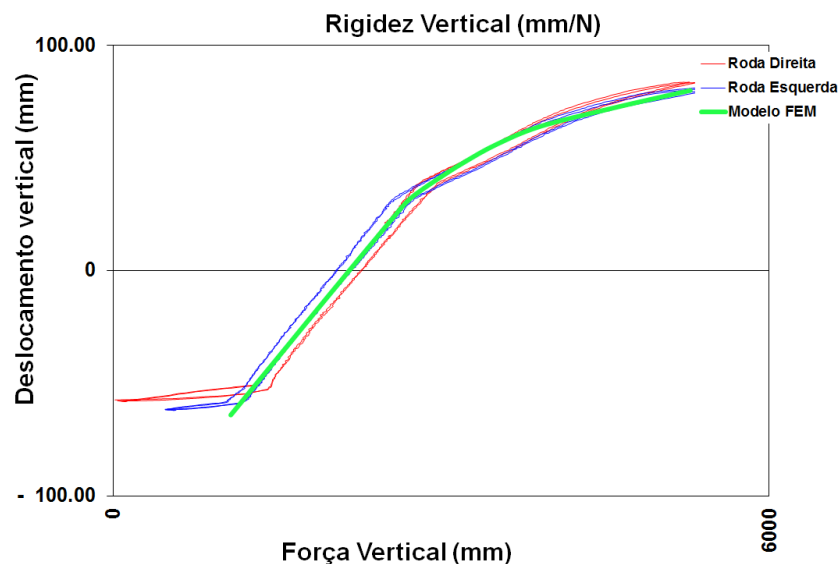


Gráfico 11 – Correlação de rigidez vertical no deslocamento vertical simétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

A correlação da manobra de deslocamento vertical simétrico foi satisfatória. O modelo em elementos finitos foi capaz de reproduzir o comportamento do eixo de torção (Figura 71). A curva numérica se assemelhou às curvas da roda direita do veículo, porém, mesmo que ela apresentasse um comportamento médio entre elas, o resultado seria aceitável devido à pequena diferença entre os valores numéricos e experimentais. Conforme mencionado, o perfil do eixo de torção não exerce influência direta no deslocamento vertical simétrico. Esse resultado tem como o objetivo validar a suspensão completa, ou seja, as fixações, curvas elásticas dos componentes e posição no espaço.

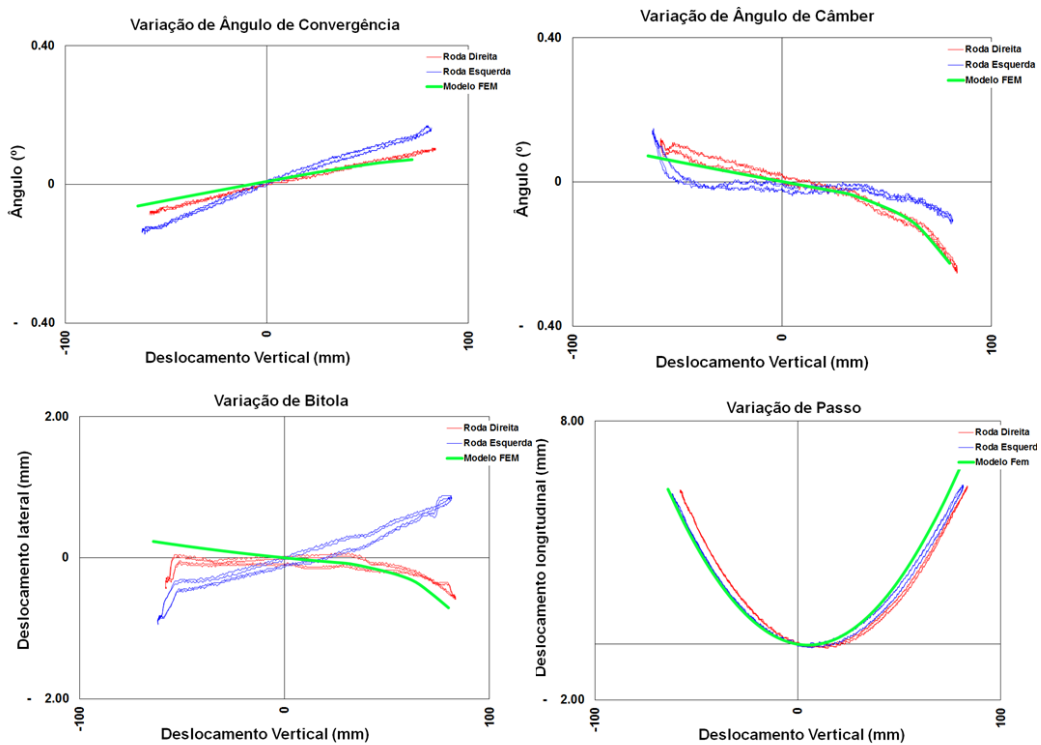


Figura 71 – Correlação dos parâmetros elastocinemáticos no deslocamento vertical simétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

A correlação elastocinemática do deslocamento vertical assimétrico é a parte principal desta etapa. A obtenção de um comportamento elastocinemático similar para essa manobra é fundamental, já que o comportamento dinâmico em curva de um veículo é o resultado da variação dos parâmetros elastocinemáticos da suspensão durante a torção do eixo. O Gráfico 12 apresenta a correlação da rigidez torcional do eixo de torção.

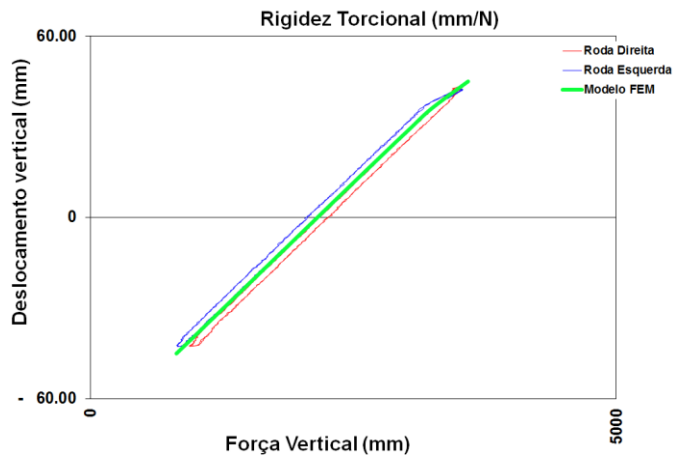


Gráfico 12 – Correlação de rigidez vertical no deslocamento vertical assimétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

As curvas de variações do modelo virtual apresentaram um comportamento idêntico ao encontrado experimentalmente, com exceção de uma pequena diferença nos resultados da variação de passo (Figura 72). Essa pequena variação também foi observada no deslocamento vertical simétrico, indicando uma provável diferença geométrica do componente físico em relação ao projeto. Contudo, como o comportamento da variação de passo foi semelhante entre os resultados experimentais e numéricos, a correlação foi considerada satisfatória.

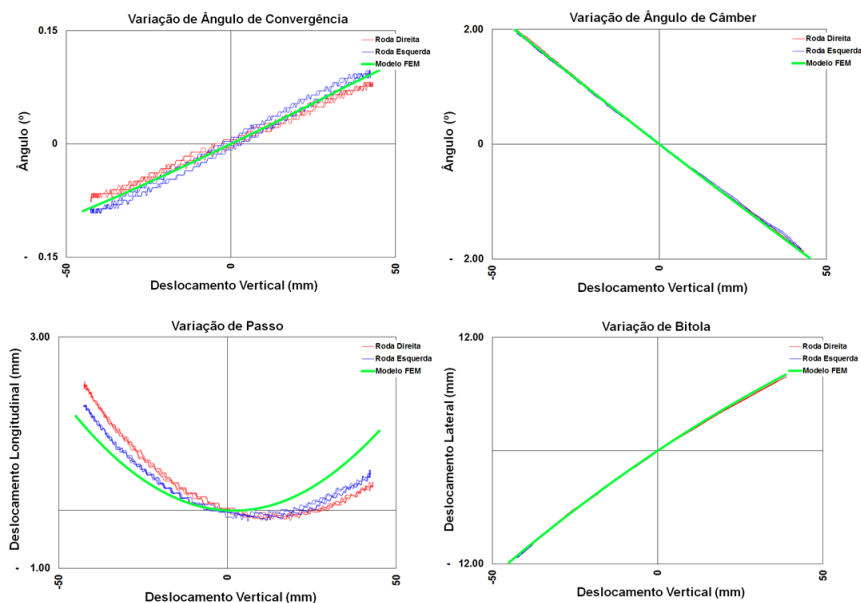


Figura 72 – Correlação dos parâmetros elastocinemáticos no deslocamento vertical assimétrico

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados das correlações das manobras de carregamento lateral unilateral (Figura 73) e carregamento longitudinal unilateral (Figura 74) são apresentados em seguida. Um pequeno ajuste na rigidez radial do rolamento da roda foi necessário para que o comportamento do modelo virtual na manobra de carregamento lateral fosse similar ao encontrado no veículo físico. Como em manobras de curva, além da torção do eixo de torção, há também a presença de cargas laterais, uma boa correlação nessa manobra é essencial. Na manobra de carregamento longitudinal, a influência do perfil do eixo de torção é pequena, sendo a correlação dependente apenas da geometria do componente e das curvas elásticas. O resultado dessa manobra também foi próximo ao obtido experimentalmente.

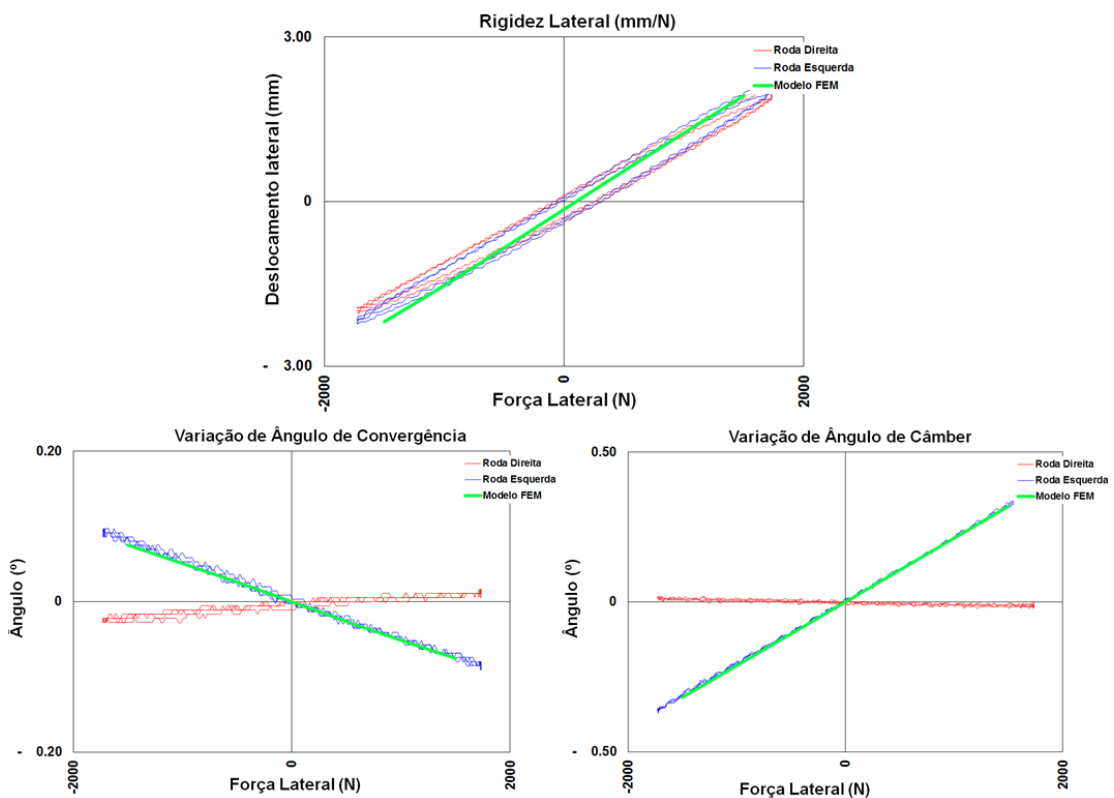


Figura 73 – Correlação dos parâmetros elastocinemáticos no carregamento lateral unilateral

Fonte: Elaborado pelo autor.

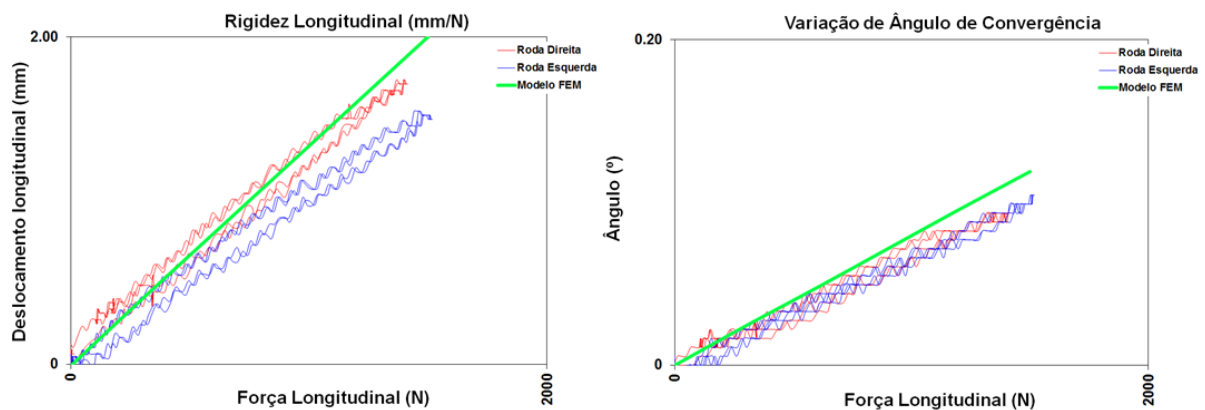


Figura 74 – Correlação dos parâmetros elastocinemáticos no carregamento longitudinal unilateral

Fonte: Elaborado pelo autor.

O modelo em elementos finitos apresentou uma boa correlação com o modelo experimental. Esse modelo será utilizado nas avaliações elastocinemáticas e dinâmicas futuras, assim como nos modelos de geração de cargas.

4.1.2 Caracterização estrutural do veículo de referência

A caracterização estrutural do veículo de referência e a posterior correlação com o modelo virtual irá permitir a geração, com confiabilidade, dos sinais temporais de carregamentos para as diferentes composições de veículo virtual. Somente a partir da geração desses sinais, será possível realizar o mapeamento dos parâmetros estruturais que afetam a resistência estrutural do eixo de torção.

4.1.2.1 Medição do sinal de durabilidade do veículo de referência em percurso de durabilidade completo

Conforme indicado durante a descrição da metodologia, o veículo de referência foi devidamente instrumentado e a coleta dos sinais de aceleração, deslocamentos e forças em cada uma das pistas que compõem o percurso de durabilidade completo foi realizada.

São realizadas três passagens em cada percurso para garantir a coerência do sinal em cada pista. Isso se faz necessário, principalmente, em percursos de mau uso, onde os impactos entre as rodas e obstáculos podem apresentar picos indesejáveis no sinal coletado.

O bloco de durabilidade é composto pela soma dos sinais de cada pista, sendo o número de repetições de cada percurso definido conforme a categoria do veículo projetado a fim de se completar na soma dos percursos, um total de 35.000 quilômetros de rodagem. O dano em cada direção (vertical, lateral e longitudinal) do bloco completo é calculado a partir da soma dos danos de cada percurso multiplicado pelo seu respectivo número de repetições.

Uma das principais pistas para o dano vertical no percurso de durabilidade completo é uma pista de calçamento denominada Pavé. Essa pista tem 400 metros de comprimento e a passagem é realizada com velocidade em torno de 25 a 30 km/h (SPINELLI, 2012). A Figura 75 mostra o perfil de força na direção vertical da roda traseira esquerda na passagem de medição do veículo de referência nessa pista.

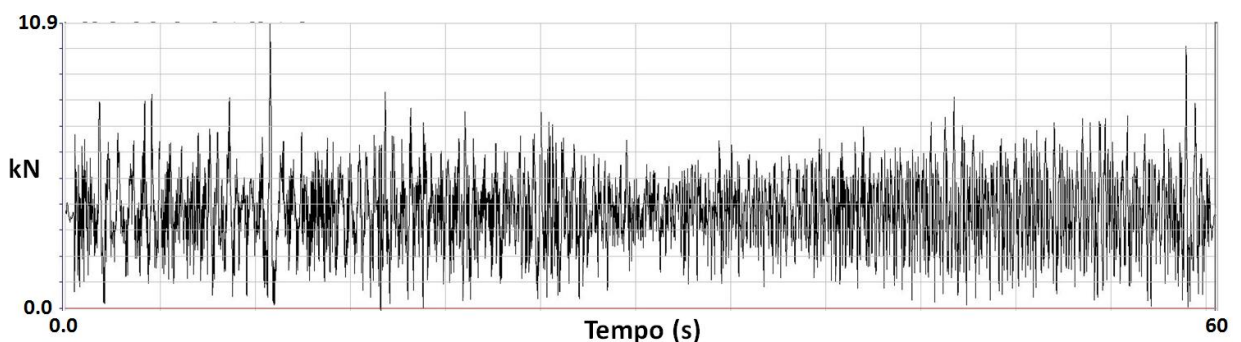


Figura 75 – Perfil de forças verticais na roda traseira esquerda durante passagem em pista de calçamento.

Fonte: Elaborado pelo autor.

As pistas de dirigibilidade, responsáveis pela maior parte do dano lateral do veículo, são compostas por circuitos com curvas de diferentes raios e que devem ser realizadas com a velocidade máxima que o limite de aderência do veículo suporta. A Figura 76 mostra o perfil de aceleração lateral obtido durante a passagem do veículo de referência por um trecho de um percurso de dirigibilidade.

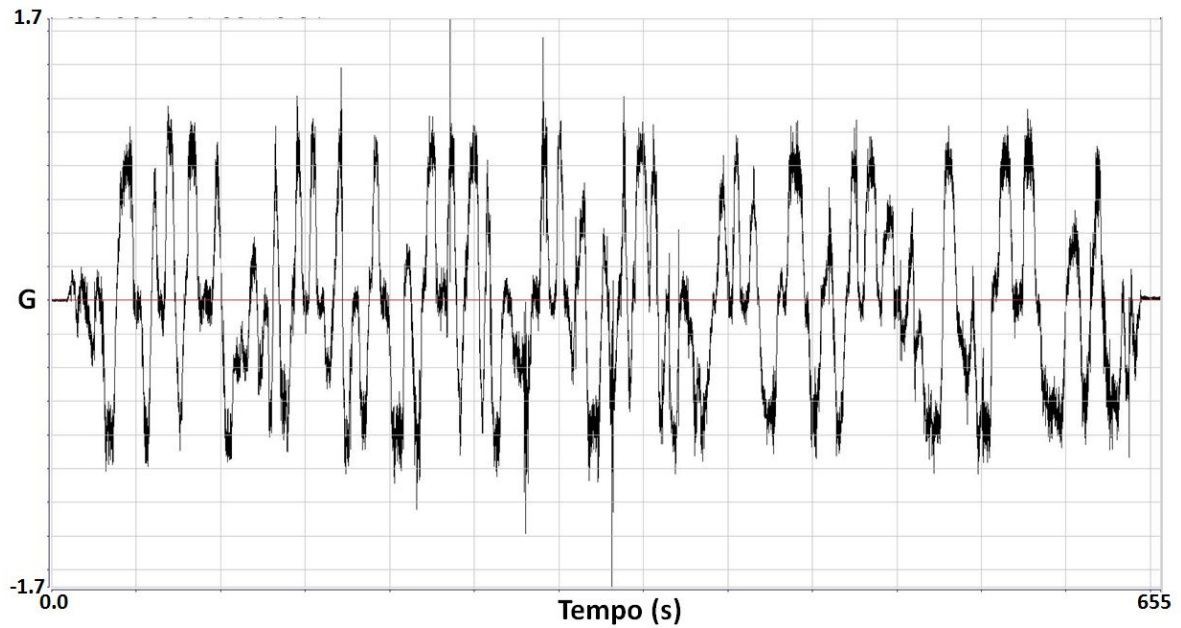


Figura 76 – Perfil de aceleração lateral obtido durante a passagem do veículo de referência por um trecho de um percurso de dirigibilidade

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os percursos de mau uso buscam representar situações semelhantes a que um cliente está sujeito em terrenos acidentados. Pequenos impactos em obstáculos, como buracos ou ondulações, geram altas cargas longitudinais e torções elevadas da carroceria e da suspensão. Um evento comum, representado por um percurso denominado “*Pot Hole*”, é o impacto do pneu em um buraco, conforme já ilustrado pela Figura 32.

A Figura 77 mostra o perfil de carga longitudinal no centro das rodas dianteira e traseira em uma passagem do veículo de referência pelo “*Pot Hole*”. Os picos de forças são defasados e essa defasagem varia de acordo com o passo do veículo e sua velocidade.

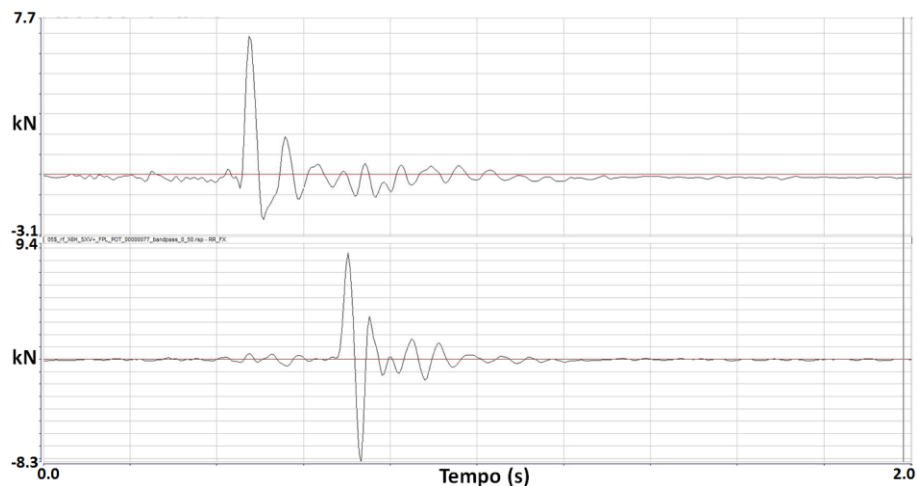


Figura 77 – Perfil de carga longitudinal no centro das rodas dianteira e traseira no Pot Hole

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para cada pista, são coletadas as forças geradas em cada direção, conforme ilustrado anteriormente. Utilizando-se a curva de Wohler genérica com $K=5$ (Gráfico 13), o dano de cada sinal é calculado e multiplicado pelo número de repetições respectivo de cada percurso. O somatório dos danos de cada percurso que compõe o bloco de durabilidade completo representa o dano total para cada direção. O valor de dano é calculado para todas as direções em cada uma das rodas do veículo. Os danos para os eixos anterior e posterior são obtidos a partir da média entre os valores das rodas direita e esquerda de cada eixo.

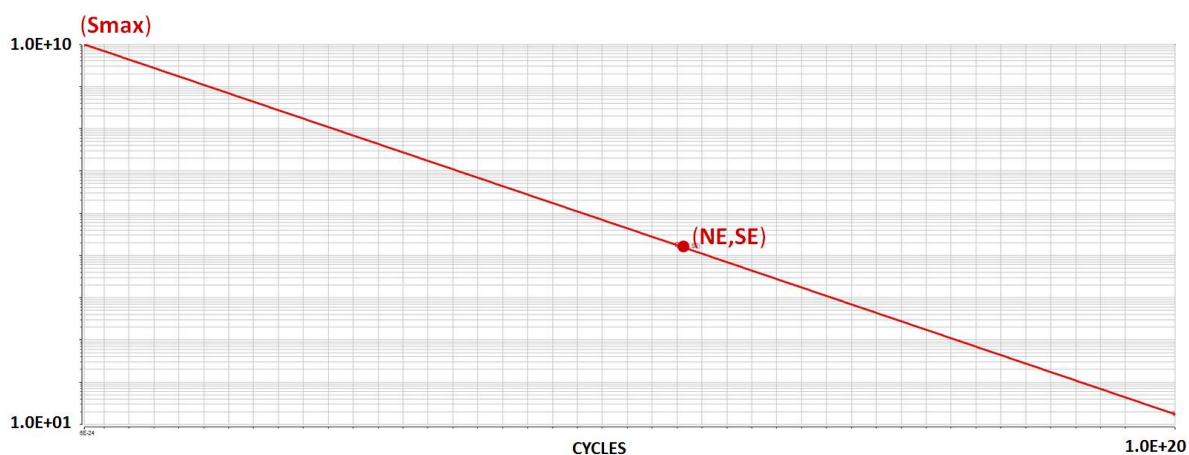


Gráfico 13 – Curva de Wohler genérica $K=5$

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.2.2 Construção do modelo FEM do veículo completo

A construção do modelo FEM do veículo completo é realizada conforme a descrição presente no Item 3.2.2.2. O modelo da suspensão dianteira do veículo em múltiplos corpos, criado no ambiente do software ADAMS, é transformado para a linguagem do software Abaqus e incorporado ao modelo. O modelo da suspensão traseira utiliza as mesmas curvas elásticas do modelo FEM de elastocinematismo correlacionado no item anterior. A malha em elementos finitos é refeita, tornando-a menos refinada, com o intuito de diminuir o tempo de processamento das análises. A Figura 78 mostra a diferença de discretização das malhas do modelo FEM elastocinematático e do modelo do eixo de torção para as análises de geração de cargas.

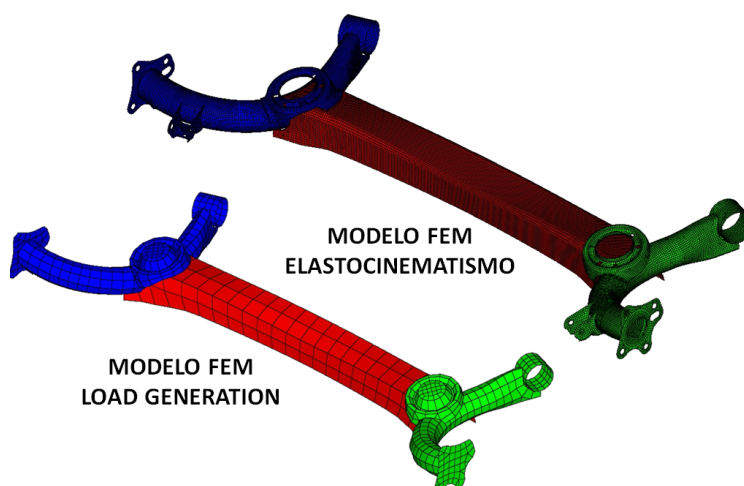


Figura 78 – Discretização das malhas dos modelos FEM elastocinematático e de geração de cargas

Fonte: Elaborado pelo autor.

As curvas dinâmicas dos componentes elásticos (buchas e mancais da suspensão) e dos amortecedores dianteiro e traseiro também são inseridas no modelo. Conforme já mencionado, o estudo apresentado por Shankar, em 2017, evidenciou a influência dos amortecedores na geração de cargas e, por esse motivo, os amortecedores utilizados na medição do bloco de durabilidade foram caracterizados e as curvas obtidas inseridas no modelo do veículo completo.

O Gráfico 14 apresenta o gráfico de força por velocidade do amortecedor traseiro utilizado na caracterização do veículo de referência.

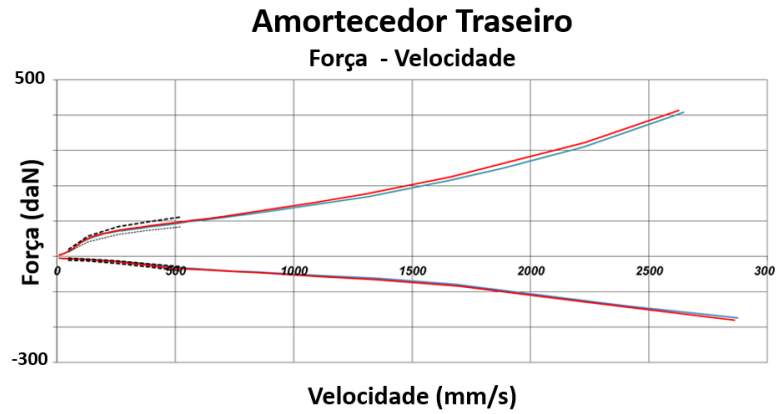


Gráfico 14 – gráfico de força por velocidade do amortecedor traseiro do veículo de referência

Fonte: Elaborado pelo autor.

Por último, os dados de peso e altura de centro de gravidade do veículo são ajustados para coincidir com os valores presentes no veículo de referência. A coleta dos sinais de durabilidade é realizada com o veículo totalmente carregado. Os dados do veículo de referência estão presentes na Tabela 11.

Tabela 11 – Dados principais do veículo de referência

Veículo		XXXXXXX
Configuração		XXXXXXXXXXXXXXXX
Condição de carga		5p + 50kg
Pneu		205/55 R16
Peso	Dianteiro	853 kg
	Traseiro	788 kg
	Total	1641 kg
Motor		1.8 Manual

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.1.2.3 Correlação do sinal de durabilidade

A correlação do sinal de durabilidade é feita considerando três (3) parâmetros: o comportamento dos sinais, o número de eventos e amplitudes de cada pista e o dano total em cada direção.

Como, das 17 pistas presentes no programa de durabilidade de Balocco, apenas oito pistas se encontram disponíveis numericamente, duas análises estáticas foram adicionadas ao bloco virtual para auxiliar na obtenção do dano medido experimentalmente. A manobra de curva é um evento quase-estático, portanto, os percursos de dirigibilidade, compostos por um número elevado de curvas, foram substituídos por uma manobra de curva quase-estática, com aceleração lateral limite do veículo. O número de repetições da manobra virtual é definido de acordo com os resultados experimentais, objetivando a obtenção do mesmo dano lateral encontrado experimentalmente. O mesmo procedimento é realizado para a obtenção do dano longitudinal proveniente das manobras de frenagem experimentais. Uma manobra quase-estática de frenagem limite é simulada e o número de repetições ajustado para se obter o mesmo resultado físico.

A correlação dos danos vertical, lateral e longitudinal coletados nas pistas de durabilidade e mau uso é obtida a partir do ajuste do número de repetições dos sinais obtidos através da análise virtual, considerando as oito pistas digitalizadas. O sinal virtual de cada pista digitalizada é comparado com o resultado experimental. Tanto o comportamento quanto as amplitudes das forças e danos são comparados. A correlação de cada pista possibilita a posterior utilização das mesmas para complementar o dano em alguma direção para a obtenção do valor total.

O Gráfico 15 mostra a correlação de carregamentos na direção lateral da roda traseira esquerda no percurso Rampa Alta, percurso de mau uso com grandes valores de torção de carroceria. É possível observar que, embora o comportamento do sinal numérico seja similar ao experimental, os valores de forças no modelo virtual são superiores.

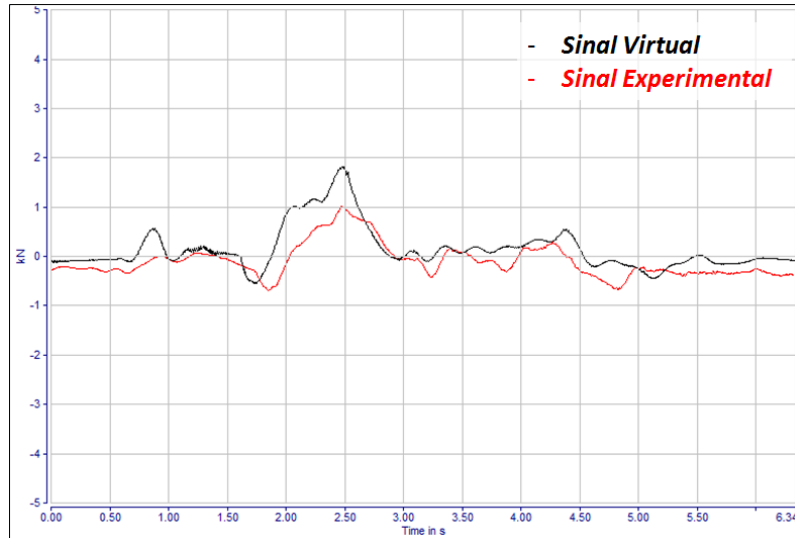


Gráfico 15 – Correlação inicial do perfil de forças laterais na roda traseira esquerda durante passagem na pista Rampa Alta

Fonte: Elaborado pelo autor.

Esse comportamento também é observado na comparação entre cargas longitudinais e verticais, como pode ser observado no Gráfico 16 e no Gráfico 17. A representação dos componentes da suspensão e da carroceria, como componentes rígidos, é a principal responsável por este fenômeno.

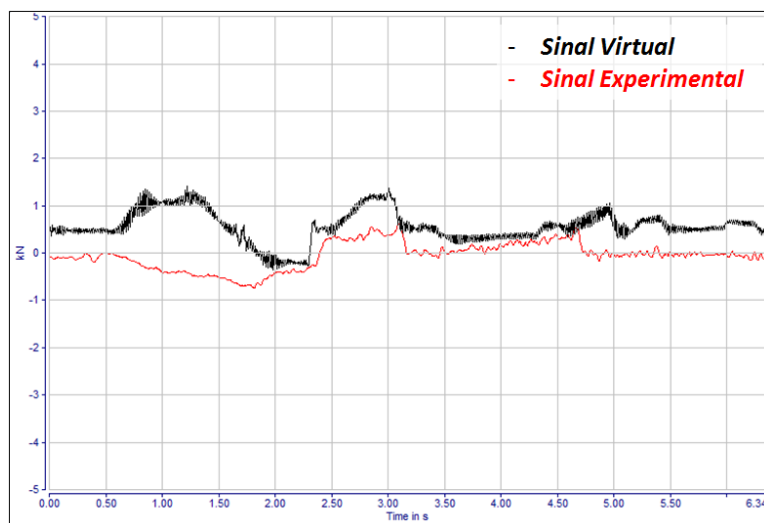


Gráfico 16 – Correlação inicial do perfil de forças longitudinais na roda traseira esquerda durante passagem na pista Rampa Alta

Fonte: Elaborado pelo autor.

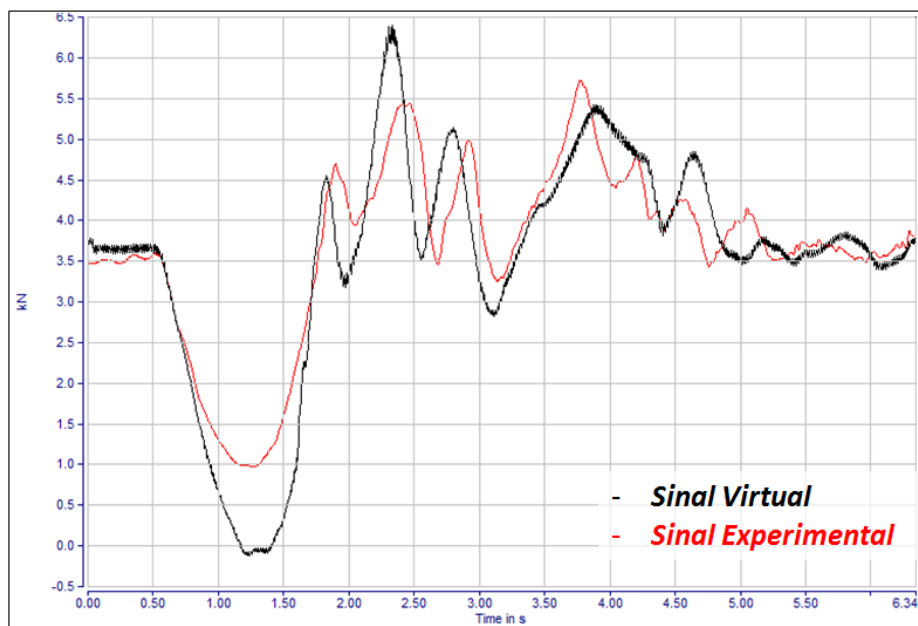


Gráfico 17 – Correlação inicial do perfil de forças verticais na roda traseira esquerda durante passagem na pista Rampa Alta

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 79 apresenta o comparativo de *Level Crossing* das cargas laterais nas quatro rodas do veículo. A curva verde representa o *Level Crossing* virtual e a curva vermelha representa o experimental. O *Level Crossing*, gerado a partir da contagem de ciclos dos sinais numérico e físico, evidencia, com clareza, as diferenças observadas em relação a amplitude dos carregamentos. Cada *Level Crossing* representa as cargas laterais em uma das rodas. O gráfico LF (*Left Front*) mostra o comparativo da roda dianteira esquerda e o gráfico LR (*Left Rear*) apresenta o comparativo da roda traseira esquerda. Os gráficos RF (*Right Front*) e RR (*Right Rear*) mostram os confrontos entre as contagens de ciclos do lado direito do veículo.

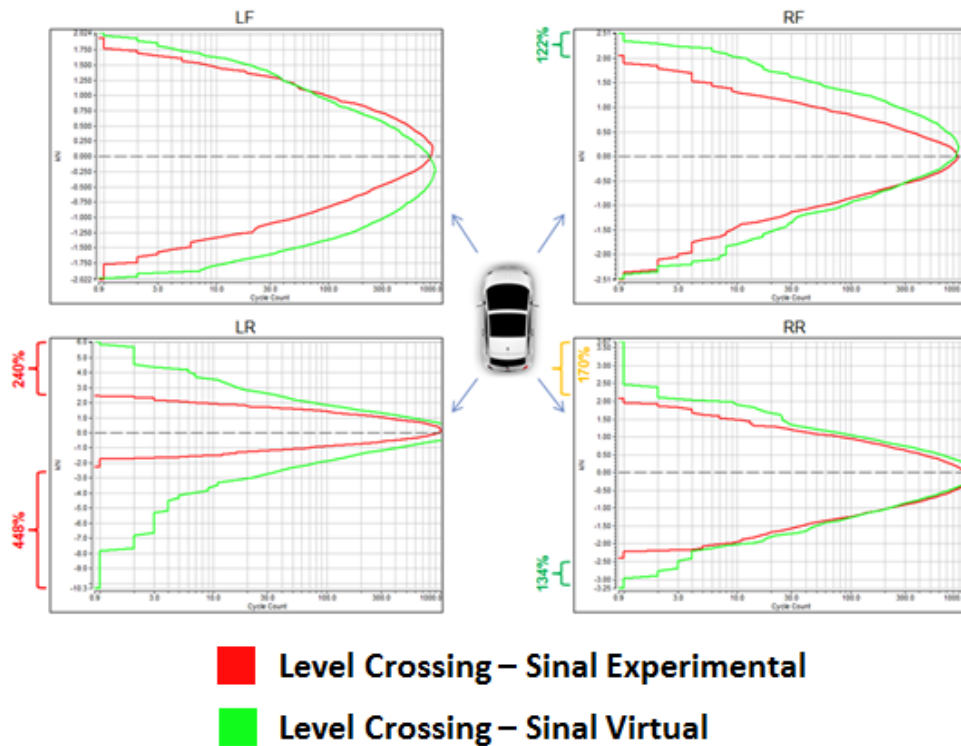


Figura 79 – Confronto do Level Crossing virtual e experimental das cargas laterais dos sinais de durabilidade gerados

Fonte: Elaborado pelo autor.

As maiores diferenças são observadas nas rodas do eixo traseiro do veículo, justamente o eixo do qual serão extraídos os carregamentos para a geração do bloco de durabilidade virtual padrão para o eixo de torção. O *Level Crossing* da roda traseira esquerda ainda apresentou valores de forças superiores quando comparado com a roda traseira direita. Por consequência, os valores de dano acumulado para as direções vertical, lateral e longitudinal do sinal de durabilidade numérico apresentaram uma severidade superior à tolerância aceitável quando comparado com os valores experimentais. A Figura 80 apresenta o comparativo de dano acumulado entre os sinais virtual e experimental nas rodas traseiras. Na roda traseira esquerda (LR), o dano experimental representa 1% do dano do sinal virtual e, na roda traseira direita (RR), o valor de dano é próximo a 40% do dano encontrado numericamente, sendo uma correlação próxima do valor mínimo desejado.

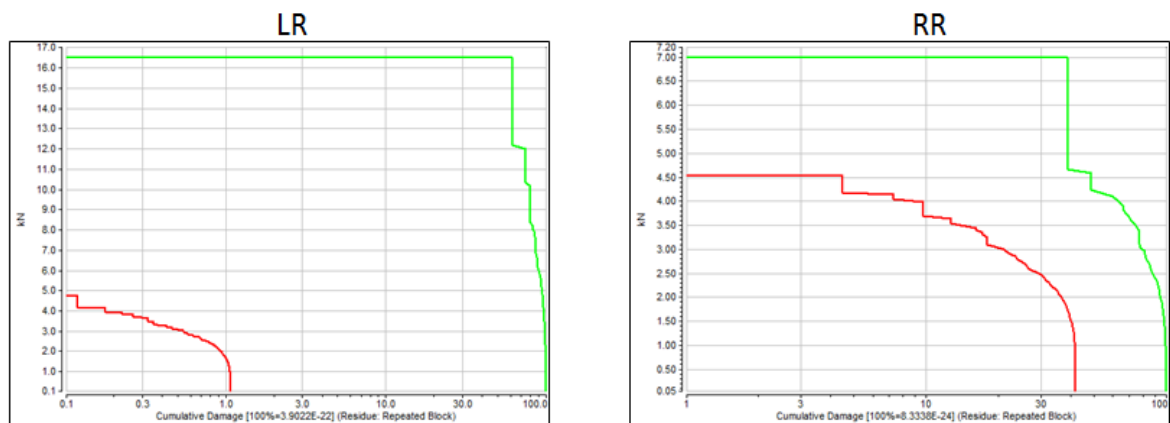


Figura 80 – Comparativo entre o dano acumulado do sinal de durabilidade experimental e o sinal numérico

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados iniciais evidenciaram a necessidade de ajustes no modelo virtual. Sendo assim, duas alterações foram propostas no modelo em elementos finitos do veículo completo com o intuito de obter uma melhor correlação entre os resultados numérico e experimental. A primeira alteração proposta no modelo foi a redução dos valores de rigidez radial dos elementos que representam os rolamentos das rodas, compensando, assim, a rigidez adicional proveniente dos componentes da suspensão representados por corpos rígidos. A segunda alteração foi a inclusão, através de elementos unidimensionais do tipo connector, dos valores de rigidez da carroceria nos pontos de fixação dos componentes das suspensões dianteira e traseira. A Figura 81 realça os pontos de fixação das suspensões dianteira e traseira. No primeiro modelo, a rigidez da carroceria foi desconsiderada e, desta forma, a rigidez local da carroceria nesses pontos de fixação dos componentes das suspensões também foi desconsiderada. Através de uma simulação estática da carroceria isolada, foram aplicadas forças unitárias em cada direção em cada um desses pontos e coletados os valores de deslocamento na mesma direção da carga. Com esses valores foi possível calcular a rigidez pontual de cada fixação. Esses valores foram inseridos no modelo, adicionando uma flexibilidade maior ao mesmo.

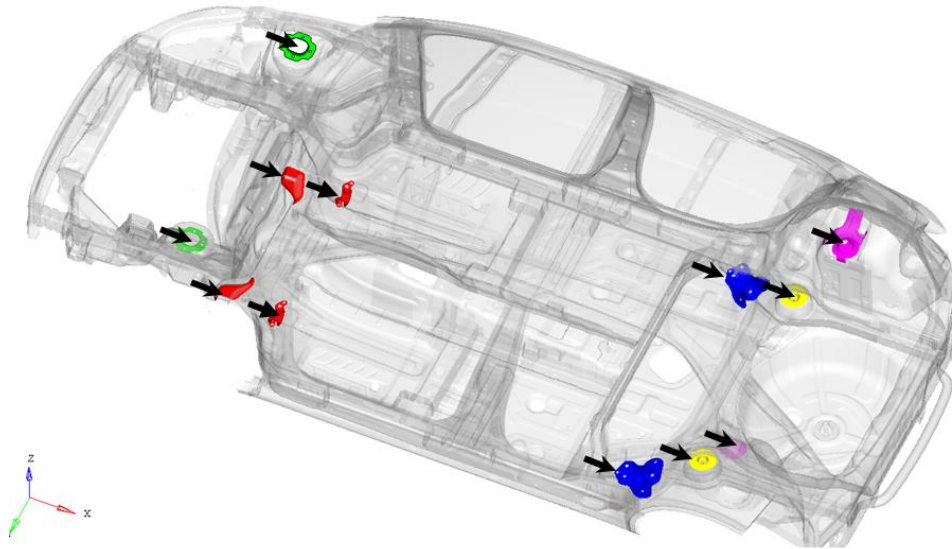


Figura 81 – Pontos de fixação das suspensões na carroceria

Fonte: Elaborado pelo autor.

As alterações realizadas no modelo FEM do veículo completo, com o intuito de adicionar uma maior flexibilidade ao mesmo, geraram uma redução nos valores de forças obtidos a partir da análise numérica. Com essa redução, o sinal numérico ficou menos severo que o sinal experimental, porém, mais próximo do que os valores encontrados anteriormente. Tanto no *Level Crossing* como no somatório de danos em todas as direções, os resultados obtidos apresentaram uma correlação satisfatória com o sinal medido. As figuras 82 e 83 mostram os resultados da correlação para as forças e dano lateral para a roda traseira esquerda. Conforme mencionado, houve uma redução dos valores de cargas encontradas em relação ao primeiro sinal numérico, embora ainda exista uma diferença nos valores numérico e experimental (Figura 82). O dano acumulado do novo sinal numérico (curva verde) representa 52% do dano do modelo experimental, valor dentro da faixa de tolerância aceitável (Figura 83).

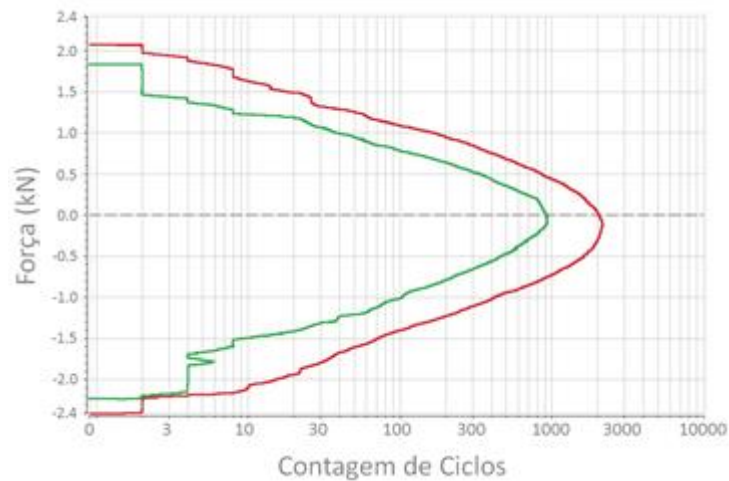


Figura 82 – Confronto do Level Crossing virtual e experimental das cargas laterais da roda traseira esquerda do novo sinal de durabilidade gerado

Fonte: Elaborado pelo autor.

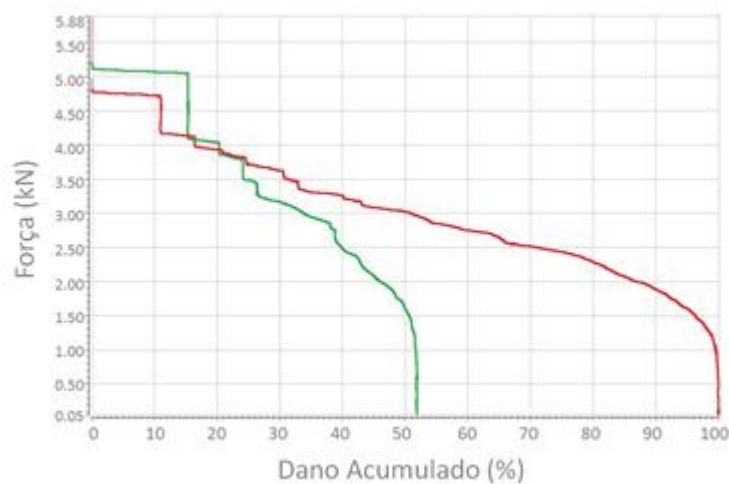


Figura 83 – Comparativo entre o dano acumulado do novo sinal de durabilidade numérico e o sinal experimental

Fonte: Elaborado pelo autor.

As figuras 84 e 85 mostram os resultados da correlação para as forças e dano longitudinal para a roda traseira esquerda. Os valores das forças longitudinais ficaram mais próximos com o novo modelo, embora o *Level Crossing* das forças longitudinais do sinal numérico (curva verde) apresente uma leve defasagem quando comparado com a curva experimental, como pode ser observado na Figura 84. Esse fenômeno também ocorreu no primeiro modelo, conforme visto

no Gráfico 16. Essa defasagem sugere uma possível “pré-carga” no modelo, tendo em vista que a defasagem está presente em todo o sinal. Porém, para o cálculo do dano acumulado, essa defasagem não altera a amplitude dos carregamentos, possibilitando o seu uso. A Figura 85 mostra o comparativo de dano acumulado entre o sinal de durabilidade numérico (verde) e o sinal experimental. O sinal de durabilidade numérico representa cerca de 70% do sinal experimental, valor considerado satisfatório para a correlação.

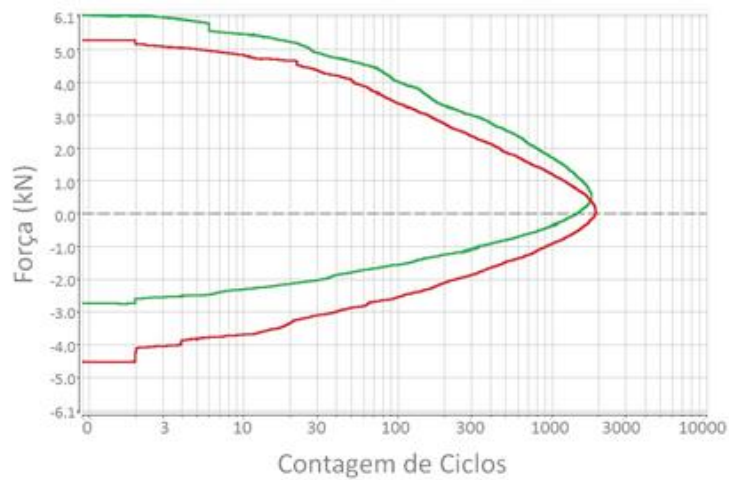


Figura 84 – Confronto do Level Crossing virtual e experimental das cargas longitudinais da roda traseira esquerda do novo sinal de durabilidade gerado

Fonte: Elaborado pelo autor.

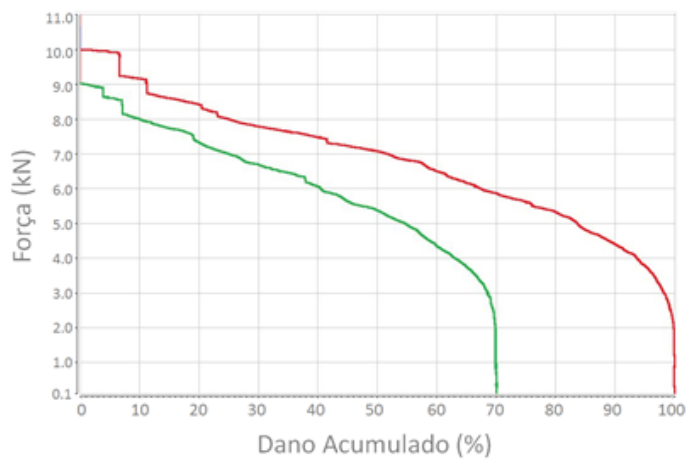


Figura 85 – Comparativo entre o dano acumulado do novo sinal de durabilidade numérico e o sinal experimental

Fonte: Elaborado pelo autor.

De acordo com os resultados descritos, o modelo FEM do veículo completo modificado apresentou resultados dentro da faixa de tolerância definida quando comparado com o sinal de durabilidade experimental. O modelo virtual correlacionado será utilizado na definição do bloco padrão de durabilidade e o sinal de durabilidade correlacionado será utilizado para a avaliação estrutural do eixo de torção do veículo de referência. Com o resultado dessa análise, será possível identificar as regiões críticas do eixo de torção e os percursos que geram o maior dano para o eixo. O modelo FEM correlacionado será o modelo-base para a geração dos sinais de durabilidade para cada uma das configurações de veículo, com alterações nos parâmetros estruturais que afetam a resistência estrutural do eixo de torção.

4.2 Avaliação objetiva e subjetiva dos parâmetros elastocinemáticos no comportamento dinâmico do veículo

4.2.1 Criação do modelo FEM paramétrico do eixo de torção

Utilizando como base o modelo em elementos finitos do eixo de torção correlacionado, foi realizada a parametrização do eixo elástico central. A ferramenta Hypermorph, do software Hypermesh, foi utilizada para a realização da parametrização. Utilizando o Hypermorph, o eixo elástico central é dividido em regiões denominadas domínios, e cada domínio é governado por pontos denominados “*handles*”. Ao alterar a posição de um “*handle*”, a malha em elementos finitos dos domínios ao qual esse “*handle*” pertence é modificada de forma a se ajustar à nova posição, como a Figura 53 ilustrou anteriormente.

A Figura 86 mostra o resultado da parametrização do eixo de torção do veículo de referência. Como pode ser visto, o eixo elástico foi subdividido entre as superfícies planas e os raios. Além disso, o braço oscilante na região do acoplamento com o eixo central também foi parametrizado, permitindo que os elementos do cordão de solda que faz a ligação entre os dois componentes se movimentem junto com as variações do eixo central sem que haja uma distorção excessiva na região.

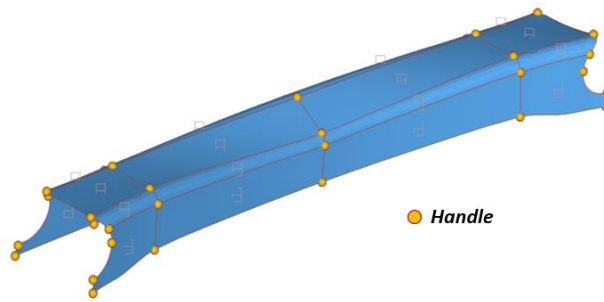


Figura 86 – Eixo elástico central parametrizado pela ferramenta Hypermorph

Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir do modelo parametrizado, foram criadas as variáveis de design mencionadas anteriormente. As Figuras 87 a 91 mostram como cada variável de design criada se comporta quando assumem um valor diferente de 0.

– Raios das bordas anterior e posterior

A Figura 87 mostra a variável de design criada a partir da modificação das bordas do eixo central. Com essa variável de design, é possível alterar o perfil da borda adicionando um raio na mesma.

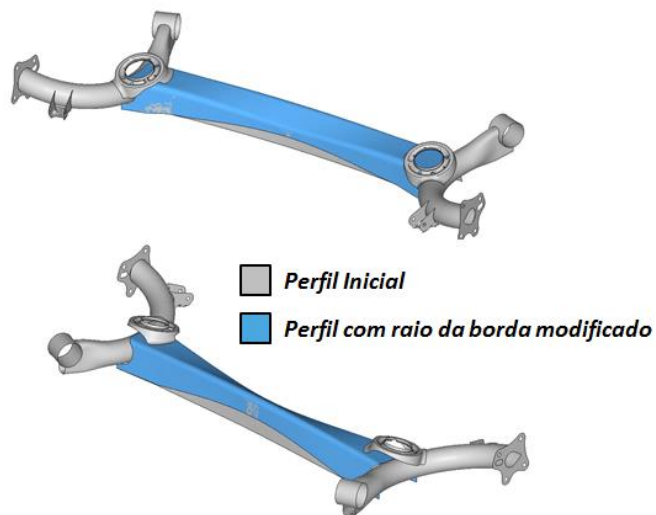


Figura 87 – Variáveis de design: Raios das bordas anterior e posterior

Fonte: Elaborado pelo autor.

– *Larguras anterior e posterior*

A largura do eixo também foi parametrizada. As paredes verticais do eixo elástico central foram parametrizadas permitindo a movimentação no sentido longitudinal positivo ou negativo (Figura 88). Para a criação dessa variável de design, os braços longitudinais também foram parametrizados para garantir que o acoplamento entre eixo central e braço oscilante se mantivesse o mesmo durante as movimentações.

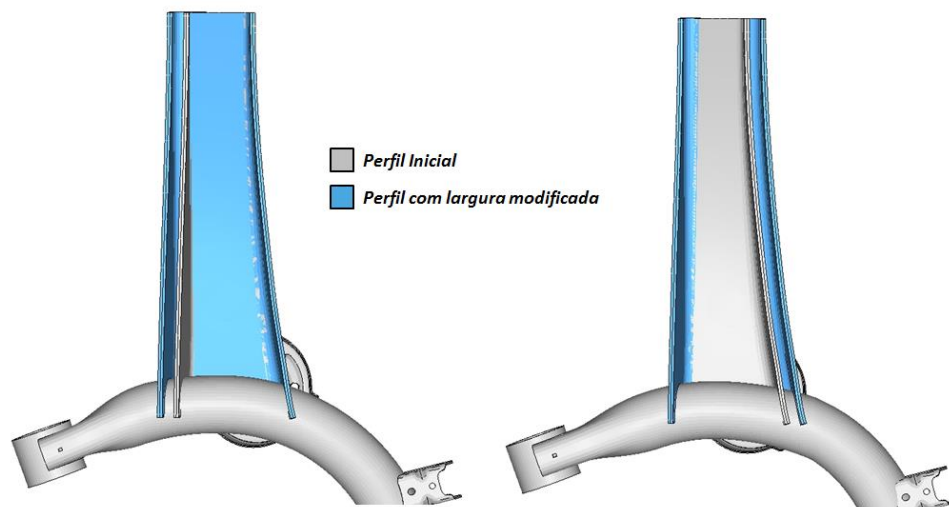


Figura 88 – Variáveis de design: Larguras anterior e posterior (Vista inferior)

Fonte: Elaborado pelo autor.

– *Alturas anterior e posterior*

Para variar a altura do eixo central elástico, o eixo foi dividido em domínios de modo a permitir a movimentação vertical independente das paredes verticais anterior e posterior (Figura 89). Apenas a altura da região central é modificada, formando um raio entre parte central e as extremidades.

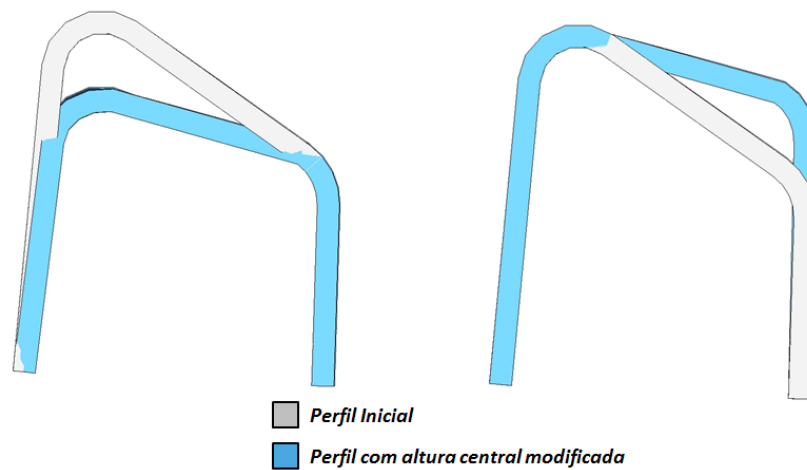


Figura 89 – Variáveis de design: Altura central anterior e posterior

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Raios anterior e posterior

As variáveis de design dos raios (Figura 90) foram criadas de maneira semelhante às variáveis de altura. Os raios anterior e posterior da região central foram parametrizados permitindo a alteração dos seus respectivos valores. Os raios das extremidades foram inalterados.

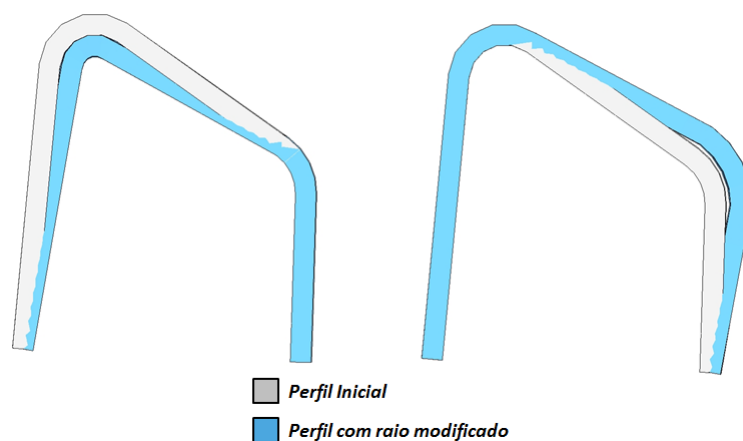


Figura 90 – Variáveis de design: Raios anterior e posterior

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Raio das larguras anterior e posterior

As variáveis de design das larguras e dos raios das larguras têm comportamento semelhante, porém, ao modificar somente o raio das larguras anterior e/ou posterior, o acoplamento entre eixo central e braço oscilante se mantém na mesma posição, modificando somente a região central do eixo elástico (Figura 91).

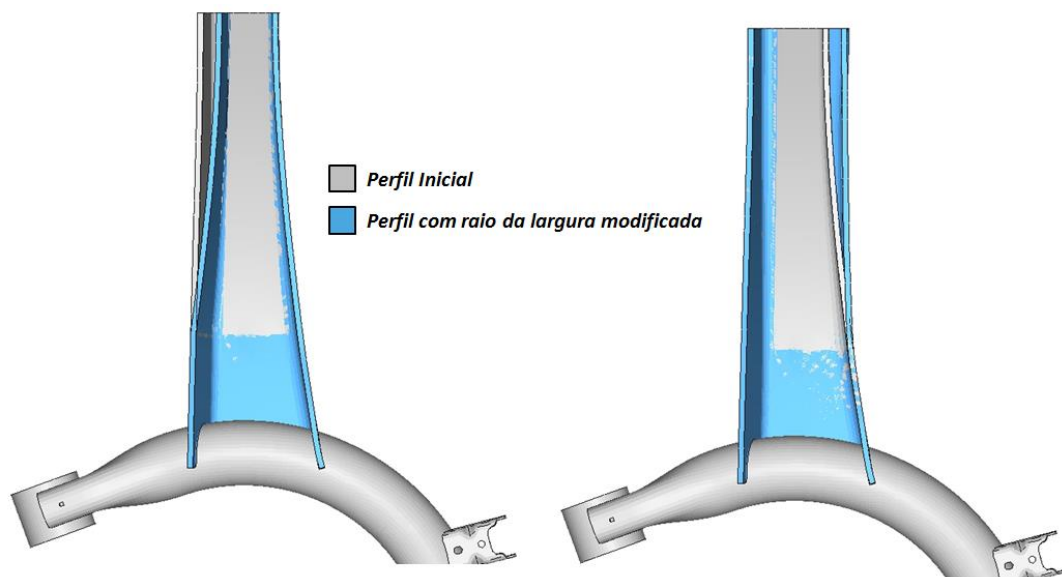


Figura 91 – Variáveis de design: Raio das larguras anterior e posterior (Vista inferior)

Fonte: Elaborado pelo autor.

Essa diferença entre as variáveis fornece diferentes alternativas para otimizar não só o elastocinematismo mas também a resistência estrutural do componente, já que, conforme mencionado, as regiões de acoplamento por juntas soldadas experimentam altos níveis de tensão durante eventos de torção do eixo.

Embora as figuras só apresentem a movimentação em um sentido para cada variável, as variáveis de design têm a liberdade de se movimentar em ambos os sentidos. O limite para as movimentações é a qualidade dos elementos da malha, que são ajustados para absorver as mudanças de forma.

4.2.2 Análise DOE

O DOE fatorial completo gerado nessa etapa foi composto por 2.592 propostas. Para cada proposta, uma avaliação elastocinemática de deslocamento vertical assimétrico foi realizada e os resultados foram processados. A Tabela 12 apresenta a nomenclatura utilizada para a identificação de cada parâmetro geométrico.

Tabela 12 – Nomenclatura utilizada no software Hyperstudy

Variável de Design	Nomenclatura HyperStudy
Raio Borda Anterior	Borda_2.S
Raio Borda Posterior	Borda_1.S
Largura Anterior	Lado_2.S
Largura Posterior	Lado_1.S
Altura Anterior	Altura_2.S
Altura Posterior	Altura_1.S
Raio Posterior	Raio_1.S
Raio da Largura Anterior	Largura_2.S
Raio da Largura Posterior	Largura_1.S

Fonte: Elaborado pelo autor.

O primeiro passo foi a avaliação dos diagramas de Pareto para cada parâmetro elastocinemático. Através da análise de um diagrama de Pareto, é possível identificar quais parâmetros geométricos têm a maior influência nos parâmetros elastocinemáticos estudados. As figuras 92 a 95 apresentam os diagramas de Pareto de cada parâmetro.

A Figura 92 apresenta a influência dos parâmetros geométricos na altura de centro de rolagem (HCR). Quatro (4) parâmetros se destacam: Altura 1, Altura 2, Largura 1 e Lado 1. As variáveis de design das alturas 1 e 2 mostram que quanto maior for a altura das paredes verticais, maior será a altura de centro de rolagem. A Largura 1 e Lado 1 são as parametrizações referentes ao lado posterior do eixo de torção e indicam que quanto maior for a distância entre a parede vertical posterior e o centro da roda, maior será a altura de centro de rolagem.

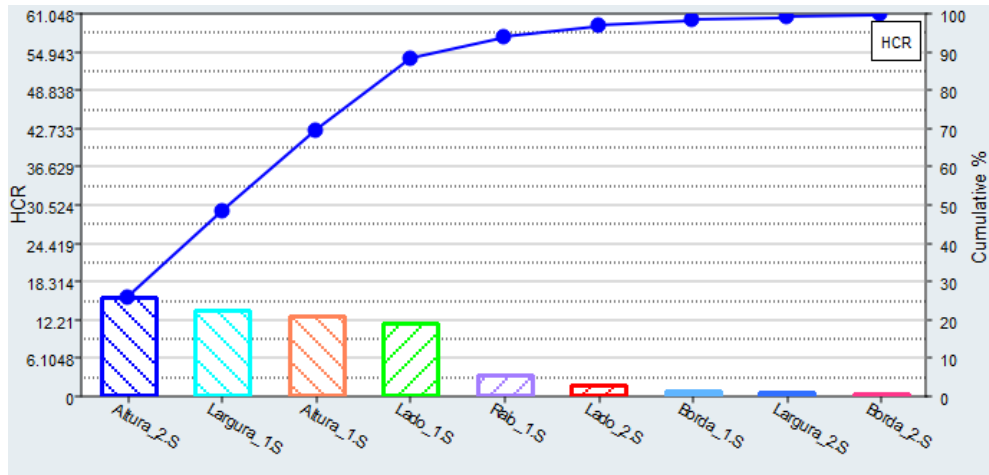


Figura 92 – Diagrama de Pareto da Altura de Centro de Rolagem traseiro

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os parâmetros que mais influenciam na variação de convergência são as alturas e a Largura 1, assim como na altura de centro de rolagem (Figura 93). O modo como as variáveis de design influencia na variação de convergência também é similar ao encontrado na altura de centro de rolagem. Quanto maior os valores de altura, maior a variação de convergência encontrada.

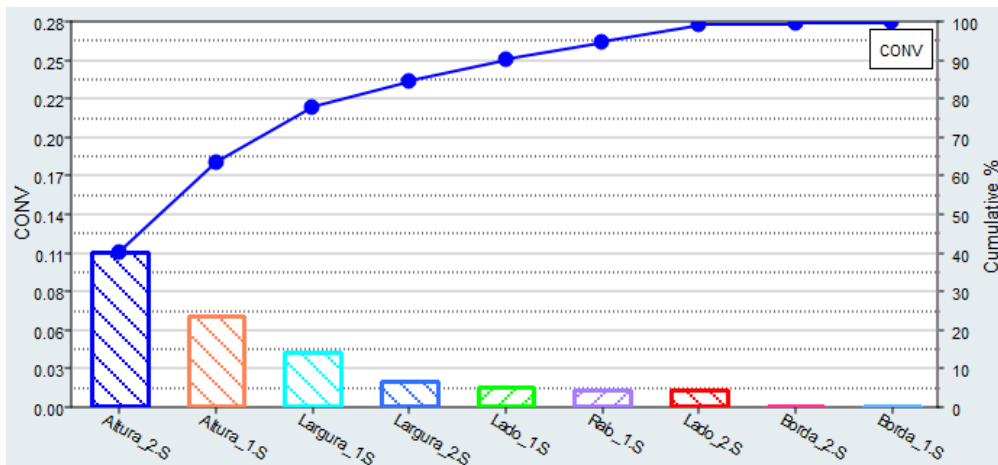


Figura 93 – Diagrama de Pareto da Variação de Convergência

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os parâmetros que mais afetam a variação de câmbio são o Lado 1 e a Largura 1. O Lado 2 também apresenta uma maior influência nesse parâmetro (Figura 94).

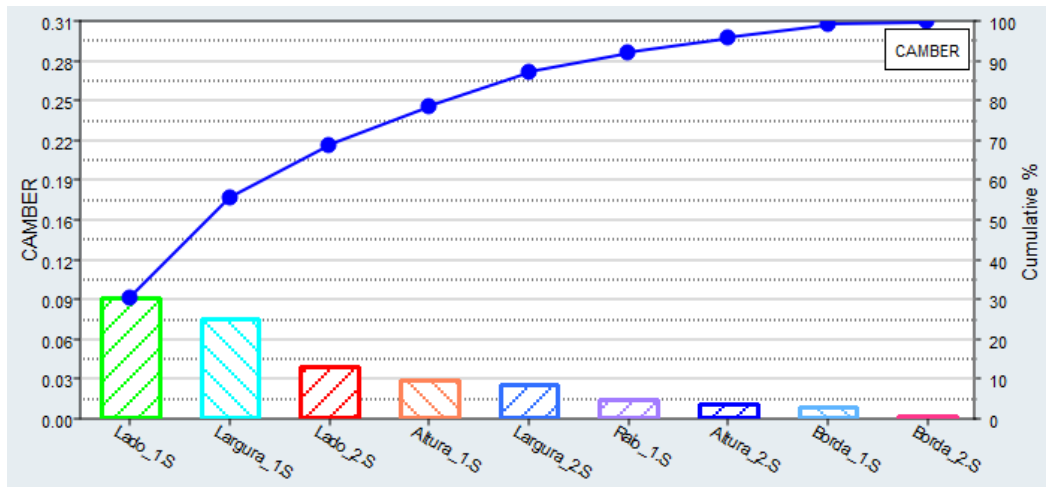


Figura 94 – Diagrama de Pareto da Variação de Câmbor

Fonte: Elaborado pelo autor.

A rigidez de rolagem pode ser modificada alterando somente a espessura do eixo de torção, porém, as variáveis de design também podem contribuir com a mudança de rigidez de rolagem do eixo de torção. As duas variáveis que mais afetam a rigidez torcional são os Lados 1 e 2. O aumento da largura do eixo de torção, proporcionado pela variação desses dois parâmetros, aumenta a secção transversal do eixo, aumentando a rigidez torcional.

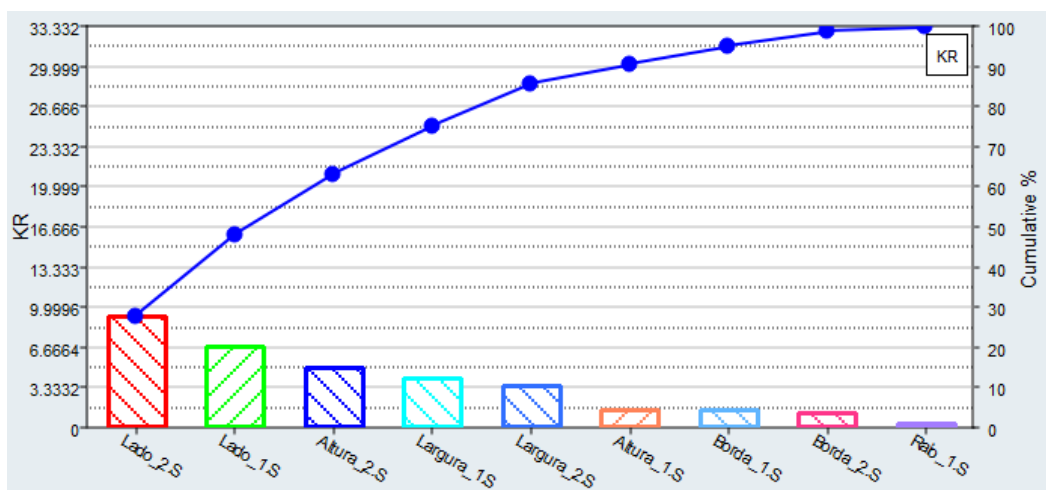


Figura 95 – Diagrama de Pareto da Rigidez Torcional traseira

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os resultados apresentados nos diagramas de Pareto mostram que, quando as variações dos parâmetros geométricos são combinadas, cada parâmetro elastocinemático reage de uma forma diversa. Com exceção das variáveis de design dos raios das bordas anterior e posterior (Borda_2.S e Borda_1.S) e do raio posterior (Raio_1.S), que apresentaram pouca influência em todos os parâmetros elastocinemáticos avaliados, os outros parâmetros geométricos alteram de forma significativa pelo menos um dos parâmetros elastocinemáticos. Um exemplo é o parâmetro geométrico da Largura anterior (Lado_2.S), que exerce uma influência considerável na rigidez torcional, porém, nos outros parâmetros, o seu efeito é reduzido. Este é o primeiro passo para a construção de um eixo de torção otimizado, pois a partir dessa primeira análise, é possível identificar quais modificações são necessárias no eixo de torção para a obtenção do comportamento elastocinemático desejado.

Além disso, a partir da análise da nuvem de resultados, foi evidenciada uma correlação entre os parâmetros elastocinemáticos. Considerando que apenas o eixo elástico central possa ser modificado para alterar o elastocinematismo de um componente, a alteração de um parâmetro elastocinemático sempre acarretará a alteração de pelo menos um segundo parâmetro, lembrando que essa avaliação não considera a alteração de espessura do eixo central. Alterando a espessura, é possível alterar de forma isolada a rigidez torcional da suspensão. A Tabela 13 mostra o grau de relação entre os parâmetros elastocinemáticos. As colunas e linhas da tabela estão preenchidas com os parâmetros elastocinemáticos. Um valor é calculado para cada cruzamento entre os parâmetros. A altura de centro de rolagem (HCR) apresenta o maior grau de relação com os outros parâmetros. Uma variação positiva da variação de convergência (CONV), por exemplo, gera um aumento em uma menor proporção da variação de câmbor (CAMBER), por exemplo, gera um aumento em uma menor proporção da variação de câmbor (0.26) e em uma maior proporção da altura de centro de rolagem (0.88). Quanto menor o valor da relação entre os parâmetros, mais espaçada será a nuvem de pontos da população.

Tabela 13 – Relação de proporcionalidade entre os Parâmetros Elastocinemáticos

	\mathcal{I}_x 10	\mathcal{I}_x 11	\mathcal{I}_x 12	\mathcal{I}_x 13
\mathcal{I}_x KR (10)	1.00	0.49	0.48	0.26
\mathcal{I}_x HCR (11)	0.49	1.00	0.88	0.69
\mathcal{I}_x CONV (12)	0.48	0.88	1.00	0.26
\mathcal{I}_x CAMBER (13)	0.26	0.69	0.26	1.00

Fonte: Elaborado pelo autor.

A tabela acima destaca duas relações de proporcionalidade: a primeira entre a altura de centro de rolagem e a variação de convergência (0.88) e a segunda entre a altura de centro de rolagem e a variação de câmber (0.69). Isso significa que, a partir de uma primeira proposta de eixo de torção, caso seja necessária a modificação da altura de centro de rolagem, essa modificação será acompanhada por uma mudança na variação de convergência ou por uma alteração na variação de câmber. Com exceção da rigidez torcional (quando modificada através da variação de espessura do eixo elástico central), não é possível alterar somente um parâmetro elastocinemático.

O Gráfico 18 mostra a relação de proporcionalidade entre a altura de centro de rolagem e variação de convergência. Embora haja uma faixa de valores de altura de centro de rolagem para cada valor de variação de convergência, é possível identificar a tendência do aumento da altura de centro de rolagem quando a variação de convergência aumenta.

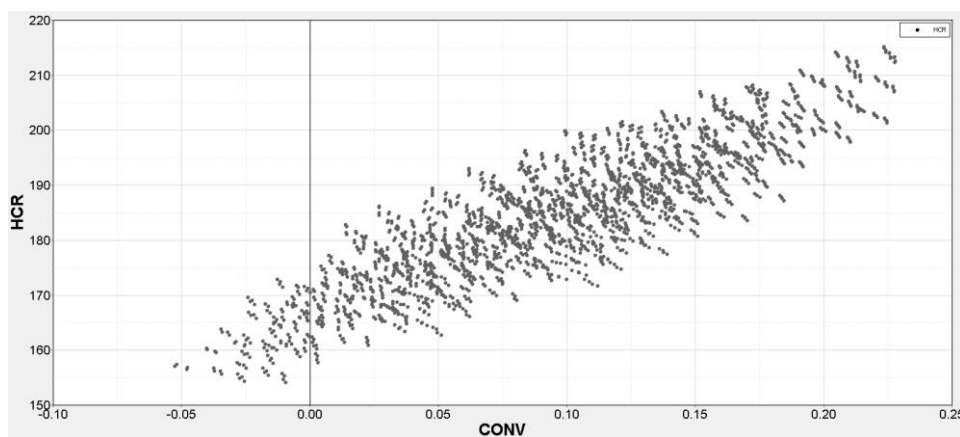


Gráfico 18 – Relação de proporcionalidade entre Altura de centro de rolagem e Variação de Convergência

Fonte: Elaborado pelo autor.

A relação entre a variação de câmber e a altura de centro de rolagem apresentou um grau de relação menor do que a apresentada acima (0.69 x 0.88). Uma tendência semelhante, porém, com pontos mais espaçados, como pode ser observado no Gráfico 19. Para um mesmo valor de variação de convergência, a altura de centro de rolagem chega a variar cerca de 25 milímetros. A mesma avaliação, considerando a variação de câmber, mostra que a altura de centro de

rolagem varia quase 40 milímetros. Quanto mais fraca a relação entre duas variáveis, maior será a faixa de valores que um parâmetro poderá assumir para um mesmo valor do outro parâmetro.

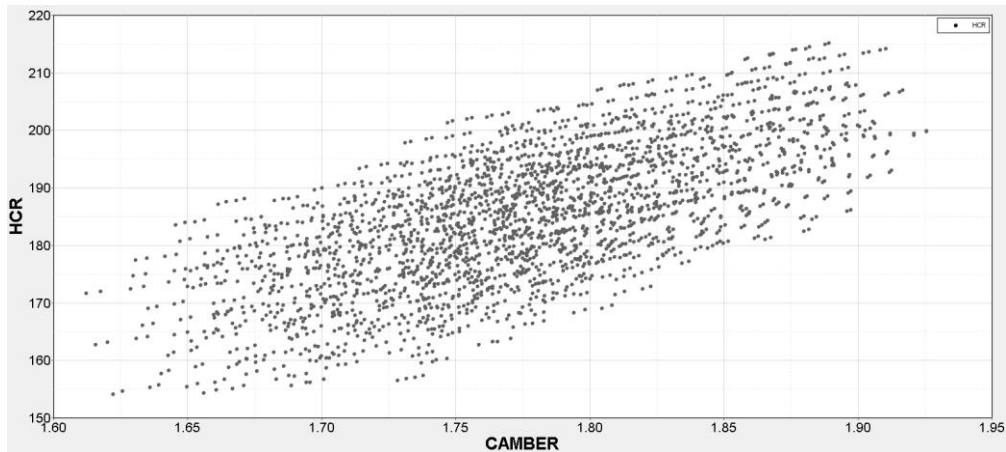


Gráfico 19 – Relação de proporcionalidade entre Altura de centro de rolagem e Variação de Câmbio

Fonte: Elaborado pelo autor.

Entre todas as propostas da população de análises do DOE, oito (8) designs de eixo de torção apresentaram o mesmo comportamento elastocinemático do veículo de referência. Isso indica que é possível obter diferentes soluções de perfil de eixo de torção para um mesmo comportamento elastocinemático. Essas diferentes soluções são chamadas de soluções locais e cada uma apresenta uma particularidade em relação às demais.

A Figura 96 apresenta a secção central dos diferentes designs com o mesmo comportamento elastocinemático, obtidos através da análise de DOE. Comparando as massas das oito propostas, tem-se uma variação de 0,86 quilos entre a proposta mais pesada e a mais leve (10,33 x 9,47). Isso evidencia a necessidade de se buscar a otimização dos componentes através de ferramentas de otimização numérica.

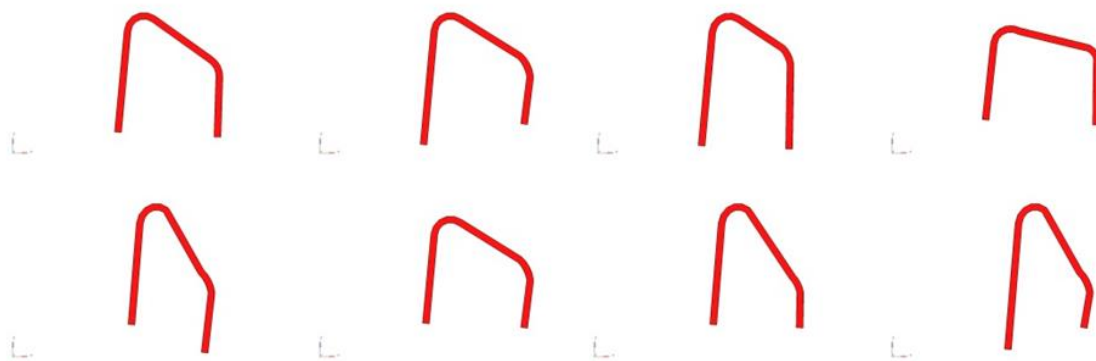


Figura 96 – Perfis de eixo elástico central com o mesmo comportamento elastocinemático do veículo de referência

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2.3 Avaliação dinâmica objetiva de Handling

4.2.3.1 Geração de propostas a partir da otimização do modelo FEM paramétrico

Para a geração das propostas de eixo de torção com diferentes comportamentos elastocinemáticos, o modelo FEM paramétrico foi utilizado. Assim como no DOE, as propostas de otimização foram confeccionadas com o auxílio do software Hyperstudy da empresa Altair Engineering Inc.

O algoritmo de otimização GRSM (*Global Response Surface Method* ou Método de Superfície de Resposta Global) foi empregado para a execução das otimizações. Além das variáveis de design consideradas no DOE, a espessura do eixo de torção foi adicionada como uma nova variável de design nessa etapa do estudo, permitindo, dessa forma, a variação da rigidez torcional da suspensão traseira de forma isolada, sem alterar o restante dos parâmetros elastocinemáticos.

Para cada proposta, uma nova função objetivo foi definida e a definição dos objetivos e restrições considerou as relações observadas durante a análise de DOE. Sendo assim, sempre que se objetivou a variação de um parâmetro, pelo menos um outro parâmetro tinha a liberdade de variar, proporcionando, assim, a obtenção do resultado almejado.

A Tabela 14 contém os resultados elastocinemáticos das setenta e duas (72) propostas elaboradas para a avaliação dinâmica objetiva. O Gráfico 20 mostra as curvas de variação de convergência no deslocamento vertical assimétrico de cada proposta confeccionada. Conforme descrito anteriormente, o valor de variação presente na Tabela 14 é referente ao valor de variação de convergência no instante em que a roda se encontra na posição vertical de 40 milímetros positivo.

Tabela 14 – Propostas de eixo de torção geradas para a avaliação dinâmica objetiva

	<i>TOE</i>	<i>CAMBER</i>	<i>KR</i>	<i>HCR</i>		<i>TOE</i>	<i>CAMBER</i>	<i>KR</i>	<i>HCR</i>
1	0.030	-1.816	56.140	-179.760	37	0.049	-1.620	56.943	-163.153
2	0.168	-1.712	57.443	-189.467	38	-0.001	-1.754	57.143	-168.200
3	0.099	-1.7	56.342	-175.689	39	0.144	-1.693	63.247	-183.973
4	0.134	-1.74	56.54	-185.936	40	0.074	-1.837	60.245	-187.681
5	0.0726	-1.78	56.542	-184.181	41	0.158	-1.881	57.243	-204.421
6	0.107	-2.0466	58.944	-212.738	42	0.210	-1.867	60.145	-211.059
7	0.216	-1.543	56.142	-181.508	43	-0.04841	-1.575	74.356	-144.44
8	-0.168	-1.792	58.944	-142.97	44	-0.1	-1.8986	70.052	-166.029
9	0.302	-1.8106	56.74	-220.01	45	-0.08	-1.86561	49.937	-166.615
10	0.1028	-1.7971	99.37	-188.03	46	0.26	-1.6598	69.9527	-198.8125
11	0.1071	-1.8048	47.03	-190.2	47	0.0982	-2.001	45.134	-207.482
12	0.1347	-1.4824	56.04	-164.03	48	-0.01611	-1.67496	67.55	-157.807
13	0.155	-1.719	56.14	-186.51	49	0.1144495	-1.6610104	63.947783	-177.01501
14	0.05196	-1.7902	57.64	-180.25	50	0.0280274	-1.6809722	48.936566	-165.2388
15	0.0999	-1.4606	56.14	-156.42	51	0.0914137	-1.8724834	49.837239	-193.36168
16	0.072	-2.053	59.044	-208.13	52	0.1281454	-1.8882913	70.152419	-200.37166
17	0	-2.0191	59.044	-193.93	53	0.1767896	-1.7966524	48.836491	-198.77391
18	0.10123	-1.8071	63.64	-189.08	54	0.1276778	-1.6912	71.954	-181.58864
19	0.1023	-1.8161	69.052	-189.559	55	-0.03	-1.4723	48.5	-137.77
20	0.1016	-1.8194	51.6389	-189.48	56	-0.03	-1.9504	49.5	-182.8
21	-0.05	-1.511	55.94	-138.09	57	-0.06942	-1.92	78.058	-173.665
22	-0.0499	-1.9476	59.04	-179.37	58	0.04	-1.5412	73.955	-154.67
23	0.1583	-2.0421	59.04	-220.028	59	0.05188	-1.7903	68.051	-179.91
24	-0.1531	-1.81	58.94	-148.02	60	-0.071	-1.6567	69.85	-148.37
25	0.0343	-1.4777	56.04	-147.96	61	0.167	-1.7098	71.45	-189.54
26	0.243	-2.01	59.04	-229.9	62	0.035	-1.8072	71.45	-179.64
27	0.1884	-1.487	56.14	-172	63	0.1618	-1.718	46.53	-189.22
28	-0.004	-1.489	56.14	-143.38	64	0.03	-1.8109	46.63	-179.32
29	0.1978	-1.7139	57.14	-194.63	65	0.0798	-1.7	41.43	-170.82
30	0.2263	-1.7153	56.84	-199.04	66	0.0844	-1.697	65.64	-175.51
31	0.3158	-1.73	51.13	-214.48	67	0.1219	-1.811	75.75	-192.56
32	0.308	-1.726	62.94	-212.55	68	0.1223	-1.810	52.03	-193.43
33	0.104	-1.731	57.243	-181.462	69	0.122	-1.658	48.836	-179.98
34	0.106	-1.739	57.343	-182.670	70	0.1211	-1.6755	67.35	-179.69
35	0.104	-1.751	58.444	-183.606	71	0.08	-1.864	67.45	-190.05
36	0.102	-1.770	57.743	-185.348	72	0.0797	-1.858	50.03	-189.54

Fonte: Elaborado pelo autor.

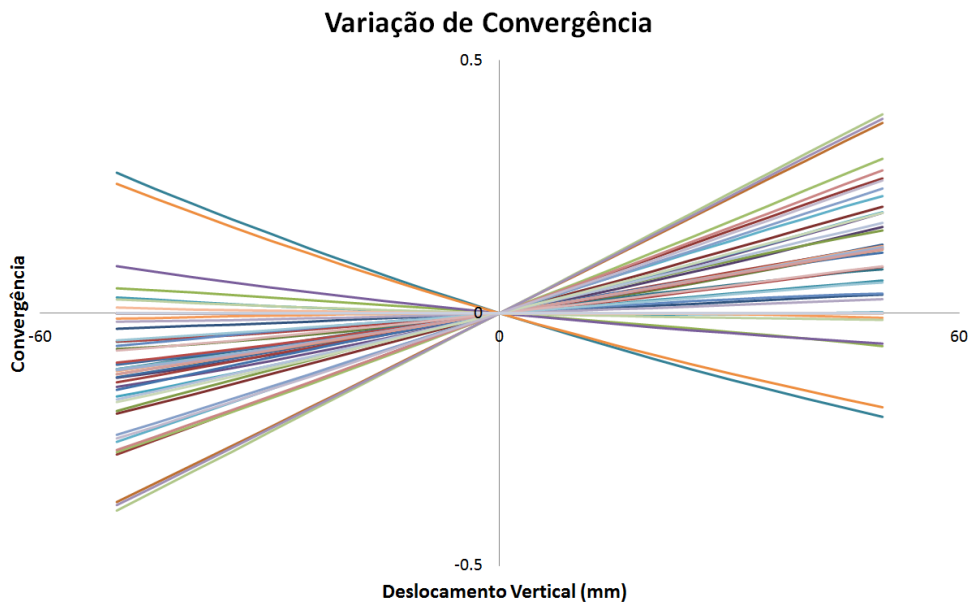


Gráfico 20 – Variação de convergência das 72 propostas avaliadas

Fonte: Elaborado pelo autor.

Durante a confecção das propostas, a distribuição de valores que cada parâmetro elastocinemático assumiu foi controlada para evitar que valores discrepantes pudessem influenciar na avaliação dos resultados. A Proposta 10 foi a única exceção. Nessa proposta, objetivou-se o maior valor possível de rigidez torcional do eixo sem que os outros parâmetros fossem alterados.

A distribuição dos valores pode ser vista na Figura 97. É possível observar que a mediana, área composta por 50% do número total de propostas (área verde escura), tem uma área reduzida em relação ao total da faixa. Essa maior concentração de valores para cada parâmetro ocorre próxima ao valor do modelo de referência para cada parâmetro. Isso ocorre devido ao fato de que 50% das propostas foram geradas mantendo pelo menos dois parâmetros elastocinemáticos inalterados. Alguns valores dos parâmetros elastocinemáticos ficaram fora dos limites inferior e superior dos Quartis, porém, como, com exceção da Proposta 13, a diferença observada entre esses valores e a faixa é pequena, as propostas foram consideradas.

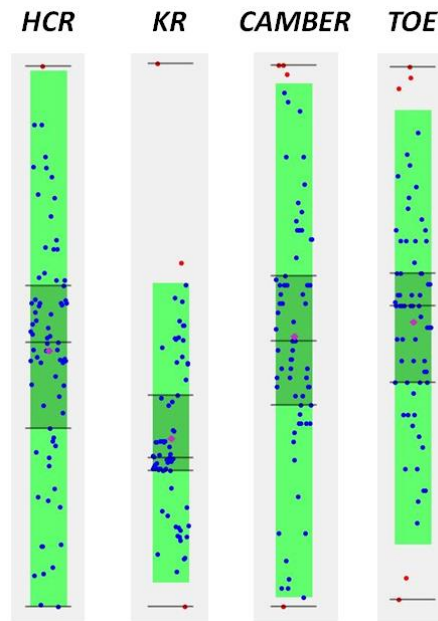


Figura 97 – Distribuição de valores para os parâmetros elastocinemáticos avaliados

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os valores máximos e mínimos atribuídos a cada parâmetro elastocinemático foram delimitados pelas variáveis de design. Embora a factibilidade do eixo elástico tenha sido desconsiderada, foram evitadas, ao definir os limites das variáveis de design, possíveis interferências entre o eixo elástico e o restante dos componentes da suspensão e distorções excessivas da malha em elementos finitos.

4.2.3.2 Análise dos resultados e definição das propostas para avaliação subjetiva de handling

As 72 propostas de suspensão traseira foram convertidas em arquivos MNF e inseridas no modelo em múltiplos corpos do veículo completo.

A ISO 7401 (*Road Vehicles – Lateral transient test methods – Open loop test methods*) é a normativa criada para padronizar testes para a avaliação do comportamento dinâmico lateral. As propostas foram avaliadas considerando duas manobras presentes nessa normativa, a manobra *Slow Ramp Steer* (rampa de esterçamento lento) e a *Frequency Sweep Steer* (varredura de frequência de esterçamento).

O comportamento de ambas as manobras é descrito por curvas de variação de parâmetros, assim como no elastocinematismo da suspensão traseira. Após a realização da manobra do modelo em múltiplos corpos, os resultados são pós-processados pelo software Whands e as curvas de parâmetros dinâmicos criadas. A Figura 98 apresenta algumas das curvas que descrevem o comportamento do veículo durante a manobra de *Slow Ramp Steer*. Os gráficos da figura abaixo mostram como os parâmetros variam com o aumento da aceleração lateral do veículo durante a manobra. Parâmetros como o subesterço (*Understeering SWA*), o gradiente de subesterço (*Gradient KSWA*), o ângulo de deriva traseiro (*SSA*) e o ângulo de rolagem (*Roll Angle*) são calculados para que se tenha um retrato do comportamento dinâmico do veículo nessa manobra.

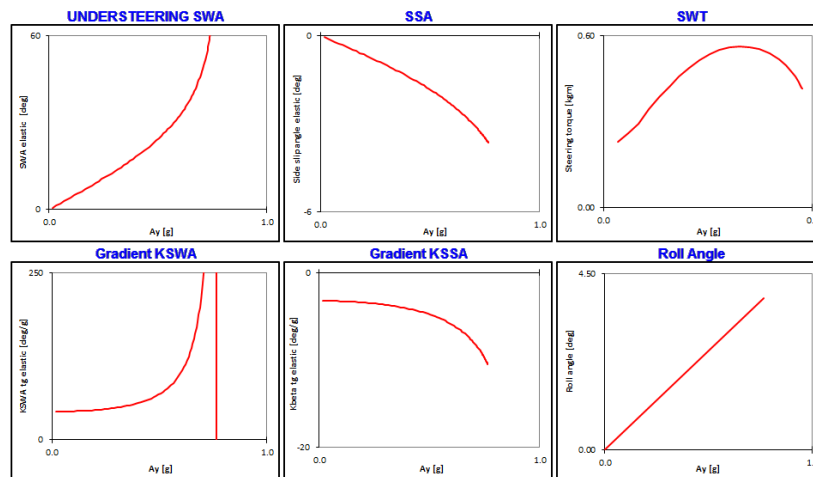


Figura 98 – Manobra de Slow Ramp Steer do veículo de referência

Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme mencionado anteriormente, o *Slow Ramp Steer* é ideal para avaliar o comportamento dinâmico do veículo em curva em condição quase-estática, tanto para baixas quanto para altas acelerações laterais, sendo possível avaliar o comportamento do veículo em manobras de curvas usuais (0,3 a 0,4 G) ou em curvas mais próximas do limite de estabilidade do veículo (0,5 a 0,8 G).

O *Frequency Sweep Steer* detalha o comportamento do veículo em relação à velocidade de ângulo de volante. Ou seja, é possível prever como o veículo irá se comportar em uma mudança de faixa usual, que varia em torno de 0,5 a 0,7 Hz, como também em uma manobra brusca de desvio de obstáculo (1,0 a 1,2 Hz) e, assim como o *Slow Ramp Steer*, tem seu comportamento

avaliado por curvas de variação de parâmetros dinâmicos, como pode ser visto na Figura 99. Os gráficos da figura abaixo mostram como os parâmetros dinâmicos variam com diferentes velocidades na execução de uma manobra (velocidade de ângulo de volante). Os ganhos de aceleração lateral (A_y/SWA), ângulo de *yaw* ($Yawrate/SWA$) e ângulo de deriva traseiro (SSA/SWA) por ângulo de volante são alguns dos parâmetros avaliados nessa manobra.

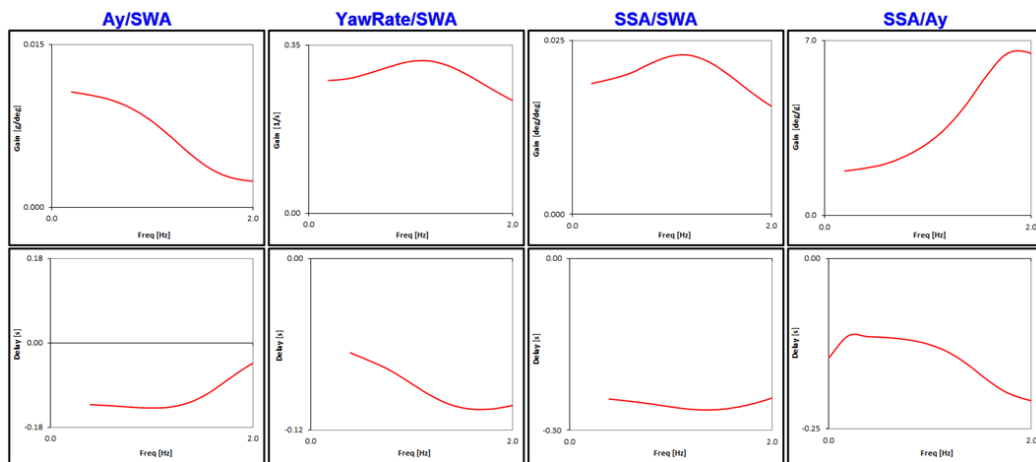


Figura 99 – Manobra de Frequency Sweep Steer do veículo de referência

Fonte: Elaborado pelo autor.

Quando é necessária a avaliação comparativa de mais de uma proposta, são definidos pontos nos gráficos dos parâmetros dinâmicos selecionados e os valores obtidos são compilados em uma tabela. A Tabela 15 mostra o resultado encontrado para o veículo de referência, assim como para 4 propostas avaliadas, e o percentual de variação de cada proposta em relação a referência. A primeira parte da tabela mostra valores do elastocinematismo do eixo traseiro. Os quatro (4) parâmetros elastocinemáticos são confrontados com os resultados encontrados nas propostas. A segunda parte mostra os resultados da manobra de *Slow Ramp Steering* (SRS). As quatro primeiras linhas são referentes ao veículo e não se alteram. As linhas subsequentes mostram os resultados dos parâmetros dinâmicos obtidos em um instante da manobra. Dados como a aceleração máxima (A_{YMAX}), gradiente de subesterço (K_{SWA}) e rolagem da carroceria são compilados. A última parte da tabela contém os resultados na manobra de *Frequency Sweep Steer* (SWEEP).

Tabela 15 – Tabela com os resultados do Elastocinematismo e das Manobras dinâmica objetivas

	REF	R08	Δ	R11	Δ	R12	Δ	R13	Δ
HCR	184.7	181.51	-1.7%	142.97	-22.6%	220.01	19.1%	188.03	1.8%
Kroll	57.54	56.14	-2.4%	58.94	2.4%	56.74	-1.4%	99.37	72.7%
Toe	0.1038	0.22	108.1%	-0.17	-261.8%	0.30	190.9%	0.10	-1.0%
Camber	1.7625	1.54	-12.6%	1.79	1.6%	1.81	2.7%	1.80	2.1%

SRS	Parameter	unit	REF	R08	Δ	R11	Δ	R12	Δ	R13	Δ
	Front Weight	[kg]	768	768	0%	768	0%	768	0%	768	0%
Rear Weight	[kg]	502	502	0%	502	0%	502	0%	502	0%	
% front Weight	[%]	60.5	60.5	0%	60.5	0%	60.5	0%	60.5	0%	
Steering Ratio (Tau)	[-]	16.3	16.3	0%	16.3	0%	16.3	0%	16.3	0%	
AY-linear	[g]	0.352	0.337	-4%	0.347	-1%	0.350	-1%	0.346	-2%	
Ay @ 85% Ay max	[g]	0.697	0.689	-1%	0.695	0%	0.698	0%	0.690	-1%	
AYMAX	[g]	0.821	0.810	-1%	0.817	0%	0.821	0%	0.812	-1%	
SWA_EL @ Ay 85% Aymax	[deg]	51.8	53.30	3%	45.30	-13%	54.10	4%	45.90	-11%	
KSWA_EL_tg @ Ay 0.4g	[deg/g]	65.2	69.90	7%	57.30	-12%	68.70	5%	59.40	-9%	
KSWA_EL_sec @ Ay 0.4g	[deg/g]	51.1	54.20	6%	43.70	-14%	55.60	9%	50.60	-1%	
KSWA_EL_tg @ Ay 85% Ay max	[deg/g]	186.3	183.50	-2%	166.40	-11%	185.80	0%	156.80	-16%	
SSA_EL 85% Aymax	[deg]	2.81	2.60	-7%	3.17	13%	2.61	-7%	3.08	10%	
KSSA_EL_tg @ Ay 0.4g	[deg/g]	3.73	3.51	-6%	4.24	14%	3.42	-8%	4.11	10%	
KSSA_EL_sec @ Ay 0.4g	[deg/g]	3.09	2.94	-5%	3.58	16%	2.81	-9%	3.23	5%	
KSSA_EL @ Ay 85% Ay max	[deg/g]	8.12	7.69	-5%	9.10	12%	7.95	-2%	9.70	19%	
KROLL	[deg/g]	5.31	5.348	1%	5.366	1%	5.23	-1%	4.43	-17%	

SWEEP	Vehicle Parameters	Unit	REF	R08	Δ	R11	Δ	R12	Δ	R13	Δ
	Front Weight	[kg]	768	768	0%	768	0%	768	0%	768	0%
Rear Weight	[kg]	502	502	0%	502	0%	502	0%	502	0%	
% front	[%]	60.5	60.5	0%	60.5	0%	60.5	0%	60.5	0%	
Wheel base	[m]	2.52	2.52	0%	2.52	0%	2.52	0%	2.52	0%	
Steering ratio	[-]	16.3	16.3	0%	16.3	0%	16.3	0%	16.3	0%	
Identified Parameters	unit	REF	R08	Δ	R11	Δ	R12	Δ	R13	Δ	
	KSSA	[deg/g]	3.084	2.93	-5%	3.556	15%	2.813	-9%	3.218	4%
KSWA	[deg/g]	52.336	55.337	6%	44.562	-15%	56.451	8%	45.346	-13%	
Kfront	[N/rad]	68577	68250	0%	68631	0%	68784	0%	71955	5%	
Krear	[N/rad]	91489	96295	5%	79346	-13%	100314	10%	87698	-4%	
Iz	[kg*m ²]	1841.5	1886.3	2%	1714.6	-7%	1909.7	4%	1794.1	-3%	
Front relaxation lenght	[m]	0.727	0.688	-5%	1.036	43%	0.686	-6%	0.783	8%	
Rear relaxation lenght	[m]	0.804	0.83	3%	0.684	-15%	0.78	-3%	0.686	-15%	
tau	-	16.3	16.3	0%	16.3	0%	16.3	0%	16.3	0%	
Kroll	[N*m/rad]	76673	75887	-1%	75800	-1%	77878	2%	91248	19%	
Ix	[Kg*m ²]	335.8	335.9	0%	335.8	0%	336	0%	335.8	0%	
Croll	[N*m ² /rad]	1445	1435	-1%	1444	0%	1451	0%	1570	9%	
Yaw rate	G0 Yawrate/SWA	[1/s]	0.2553	0.2478	-3%	0.277	8%	0.2451	-4%	0.2746	8%
	f(Gmax)	[Hz]	1.15	1.15	0%	0.96	-17%	1.16	1%	1.15	0%
	Gmax/G0	-	1.18	1.2	2%	1.15	-3%	1.17	-1%	1.11	-6%
	Delay Yawrate/SWA (1.0Hz)	[s]	-0.089	-0.085	-4%	-0.1	12%	-0.085	-4%	-0.095	7%
Roll	G0 THETA/AY	[deg/g]	5.12	5.17	1%	5.18	1%	5.04	-2%	4.3	-16%
	G1 THETA/AY	[deg/g]	5.59	5.64	1%	5.66	1%	5.52	-1%	4.68	-16%
	Gmax/G0	-	2.52	2.46	-2%	2.29	-9%	2.75	9%	2.84	13%
	f(Gmax)	[Hz]	2.52	2.53	0%	2.49	-1%	2.55	1%	2.81	12%
	Delay THETA/SWA (0.5Hz)	[s]	-0.159	-0.153	-4%	-0.183	15%	-0.146	-8%	-0.16	1%
	Delay THETA/AY (0.5 Hz)	[s]	-0.030	-0.032	7%	-0.032	7%	-0.028	-7%	-0.023	-23%
Gmax	[deg/g]	12.91	12.72	-1%	11.85	-8%	13.85	7%	12.23	-5%	
Delays	Delay YawRate/SWA (1Hz)	[s]	-0.089	-0.085	-4%	-0.100	12%	-0.085	-4%	-0.095	7%
	Delay AY/SWA (1Hz)	[s]	-0.142	-0.136	-4%	-0.161	13%	-0.130	-8%	-0.145	2%
	Delay YawRate/AY (1Hz)	[s]	0.053	0.051	-4%	0.061	15%	0.045	-15%	0.050	-6%
	Delay SSA/SWA (1Hz)	[s]	-0.243	-0.235	-3%	-0.263	8%	-0.234	-4%	-0.255	5%
SWT	G0 SWT/SWA	[1/s]	33.65	34.59	3%	30.91	-8%	35.16	4%	32.02	-5%
	f(Gmax)	[Hz]	4	4	0%	4	0%	4	0%	4	0%
	Gmax/G0	-	2.48	2.43	-2%	2.64	6%	2.41	-3%	2.58	4%
	Delay SWT/SWA (1.0Hz)	[s]	0.076	0.072	-5%	0.089	17%	0.067	-12%	0.075	-1%

Fonte: Elaborado pelo autor.

A análise feita por meio da Tabela 15 permite uma primeira avaliação dos impactos da variação do comportamento elastocinemático no comportamento dinâmico do veículo. As propostas R11 e R12, por exemplo, têm comportamentos elastocinemáticos opostos quando comparados com o veículo de referência. Esse mesmo comportamento oposto é observado quando são confrontados os parâmetros dinâmicos em cada manobra.

Para auxiliar nas análises, foram selecionados seis parâmetros dinâmicos. Esses parâmetros foram mencionados anteriormente, na Seção 3.3.3.3, e os mesmos se encontram realçados em amarelo na Tabela 15.

Conforme demonstrado, não é possível, através de modificações no perfil do eixo elástico central, alterar isoladamente apenas um parâmetro elastocinemático (com exceção da rigidez torcional). Assim, uma avaliação isolada do impacto da variação de um parâmetro elastocinemático no comportamento dinâmico do veículo é inviável. Uma alternativa é a execução de um DOE semelhante ao realizado para as avaliações elastocinemáticas. Porém, a definição do conjunto de experimentos (propostas) a serem avaliados se torna mais restrita. Uma alternativa para a construção deste DOE é utilizar as 72 propostas disponíveis geradas anteriormente, conforme a Tabela 14.

Além de identificar como os parâmetros dinâmicos se comportam com as variações dos parâmetros elastocinemáticos, a análise através do DOE irá identificar qual parâmetro elastocinemático tem a maior influência em cada parâmetro dinâmico.

Para cada parâmetro dinâmico foi gerado um diagrama de Pareto. Os resultados serão apresentados a seguir.

O subesterço descreve o ângulo de volante necessário para manter o veículo em uma trajetória de curva com raio constante considerando variações na velocidade e aceleração lateral do veículo. O Gráfico 21 mostra o subesterço do veículo de referência na manobra de *Slow Ramp Steering* a 80 Km/h. Durante a manobra, o ângulo de volante é alterado e a aceleração lateral medida. Esse gráfico determina o ângulo de volante necessário para o veículo realizar uma curva com determinada aceleração lateral considerando a velocidade constante. Para avaliar o impacto das alterações do elastocinematismo em manobras de curvas usuais e, também, em manobras de curva próximas ao limite de estabilidade do veículo, o subesterço foi avaliado considerando duas acelerações laterais: 0.4 e 0.7 G.

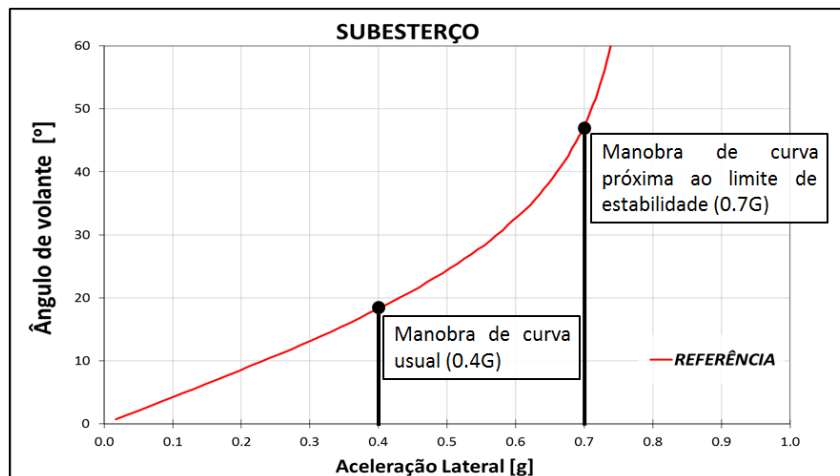


Gráfico 21 – Subesterço do veículo de Referência

Fonte: Elaborado pelo autor.

O diagrama de Pareto do Gráfico 22 mostra como os parâmetros elastocinemáticos influenciam e qual parâmetro tem a maior influência no gradiente de subesterço para a aceleração lateral de 0.4 G.

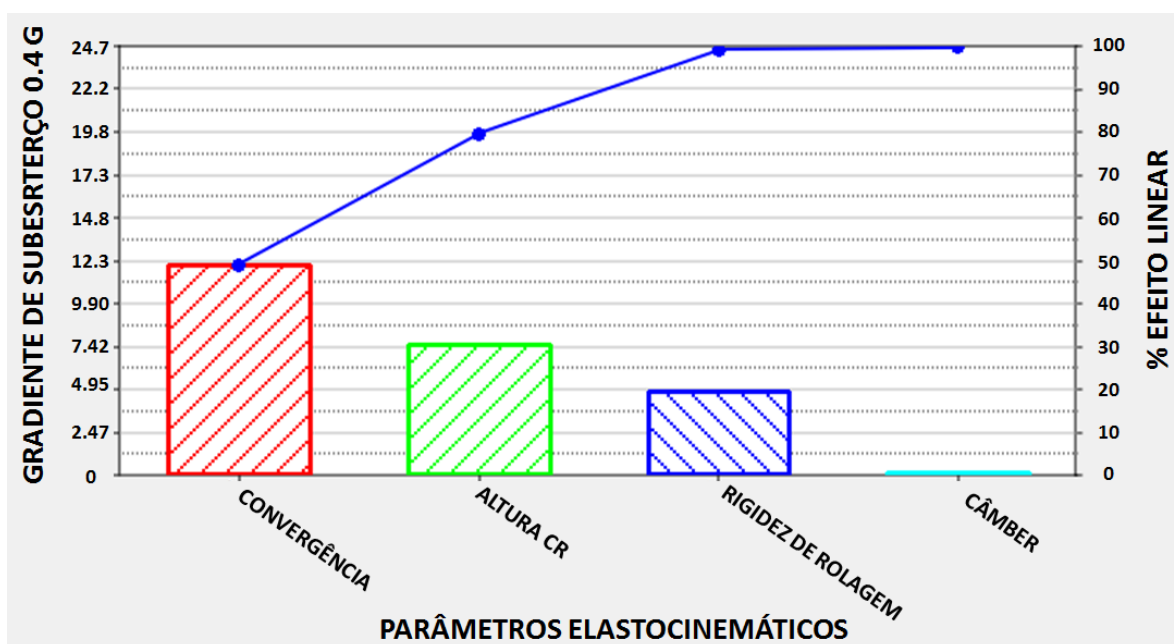


Gráfico 22 – Diagrama de Pareto Gradiente de Subesterço 0.4G

Fonte: Elaborado pelo autor.

Dentro de cada coluna, linhas diagonais indicam como o comportamento dinâmico varia de acordo com a variação do parâmetro elastocinemático. Linhas diagonais crescentes da esquerda para a direita, como apresentado na variação de convergência, indicam que à medida que a variação de convergência aumenta, o gradiente de subesterço varia positivamente. E, quando as linhas diagonais decrescem, como na rigidez de rolagem, o gradiente de subesterço diminui quando há um aumento da rigidez de rolagem.

A variação de convergência é o parâmetro que mais influencia no gradiente de subesterço. A variação de convergência vai no sentido contrário do ângulo de deriva do eixo traseiro, sendo assim, quando há um aumento da variação de convergência, o ângulo de deriva diminui, consequentemente aumentando a rigidez de deriva traseira e o subesterço.

O diagrama de Pareto do gradiente de subesterço apresentou um resultado diferente do esperado para a variação da altura do centro de rolagem. Com o aumento da altura do centro de rolagem, uma maior transferência de carga ocorre entre as rodas direita e esquerda (Eqs. 6 e 7), acarretando o aumento do ângulo de deriva (*sideslip angle*). O aumento do ângulo de deriva reduz o gradiente de subesterço, porém o que é observado no diagrama é o oposto.

Mesmo com o aumento da altura do centro de rolagem, o gradiente de subesterço também aumenta. A nuvem de pontos dos valores de gradiente de subesterço pela altura do centro de rolagem confirmam o que é observado no diagrama de Pareto (Gráfico 23).

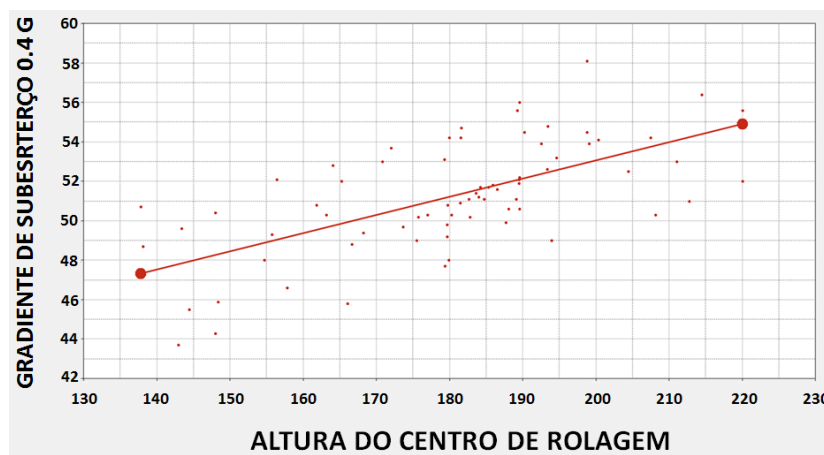


Gráfico 23 – Nuvem de pontos Gradiente de subesterço x Altura de centro de rolagem

Fonte: Elaborado pelo autor.

Ao avaliar o elastocinematismo das propostas de eixo de torção na Tabela 14, é possível observar o grau de relação entre a variação de convergência e a altura do centro de rolagem, já identificada anteriormente. Uma variação na altura de centro de rolagem foi acompanhada por uma variação na convergência na maioria das propostas. Isso indica que o efeito da variação de convergência no gradiente de subesterço se sobrepõe ao efeito gerado pela altura de centro de rolagem, sendo predominante.

O aumento da rigidez de rolagem também produz um aumento na transferência de carga entre as rodas direita e esquerda. Esse aumento de transferência de carga produz o aumento do ângulo de deriva, reduzindo o gradiente de subesterço. A variação de câmbor não produz um efeito significativo na variação do gradiente de subesterço.

Com o aumento da aceleração lateral para um valor próximo ao limite de estabilidade do veículo, o modo como o gradiente de subesterço se comporta com as variações no elastocinematismo se modifica (Gráfico 24).

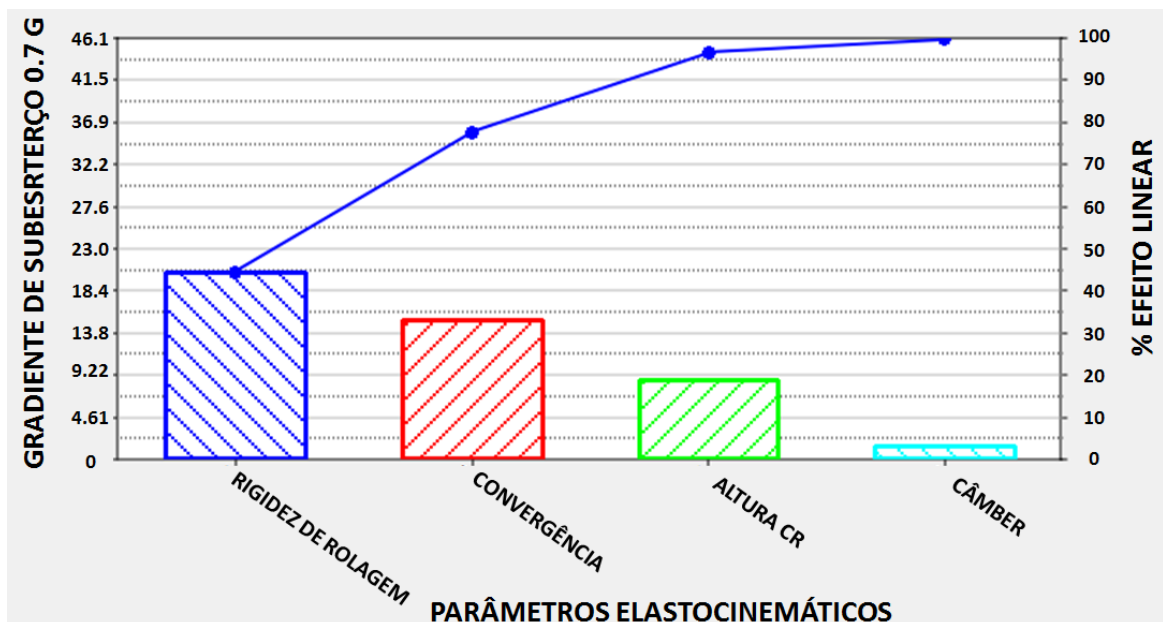


Gráfico 24 – Diagrama de Pareto Gradiente de Subesterço 0.7G

Fonte: Elaborado pelo autor.

A rigidez de rolagem começa a ter uma influência maior que a variação de convergência, provocando uma diminuição do gradiente de subesterço com aceleração lateral de 0.7 G. O aumento da variação de convergência continua a provocar um aumento no gradiente de subesterço, se mantendo predominante em relação à altura de centro de rolagem. A variação de câmber continua com uma influência significativa na variação do gradiente de subesterço.

O ângulo de deriva traseiro é outro parâmetro dinâmico avaliado pelo DOE realizado. Assim como para o gradiente de subesterço, o ângulo de deriva traseiro foi avaliado em duas acelerações laterais: 0.4 e 0.7 G.

Conforme demonstrado na Equação 6, o gradiente de subesterço é a subtração do ângulo de deriva dianteiro (F_f/C_{α_f}) pelo ângulo de deriva traseiro (F_r/C_{α_r}). Conseqüentemente, um aumento do ângulo de deriva traseiro provoca uma redução no gradiente de subesterço e uma redução desse ângulo gera um aumento do subesterço.

$$K = \frac{F_f}{C\alpha_f} - \frac{F_r}{C\alpha_r} \quad (6)$$

Esse fenômeno é observado quando o diagrama de Pareto do ângulo de deriva traseiro a 0.4 G é avaliado (Gráfico 25). O resultado encontrado mostra o mesmo grau de influência dos parâmetros elastocinemáticos, porém com o sentido das linhas diagonais internas a cada parâmetro inverso. A variação de aumento de convergência também aparece como o parâmetro elastocinemático que tem a maior influência sobre o ângulo de deriva traseiro. O aumento da variação de convergência reduz o ângulo de deriva gerando o aumento no gradiente de subesterço, conforme visto anteriormente.

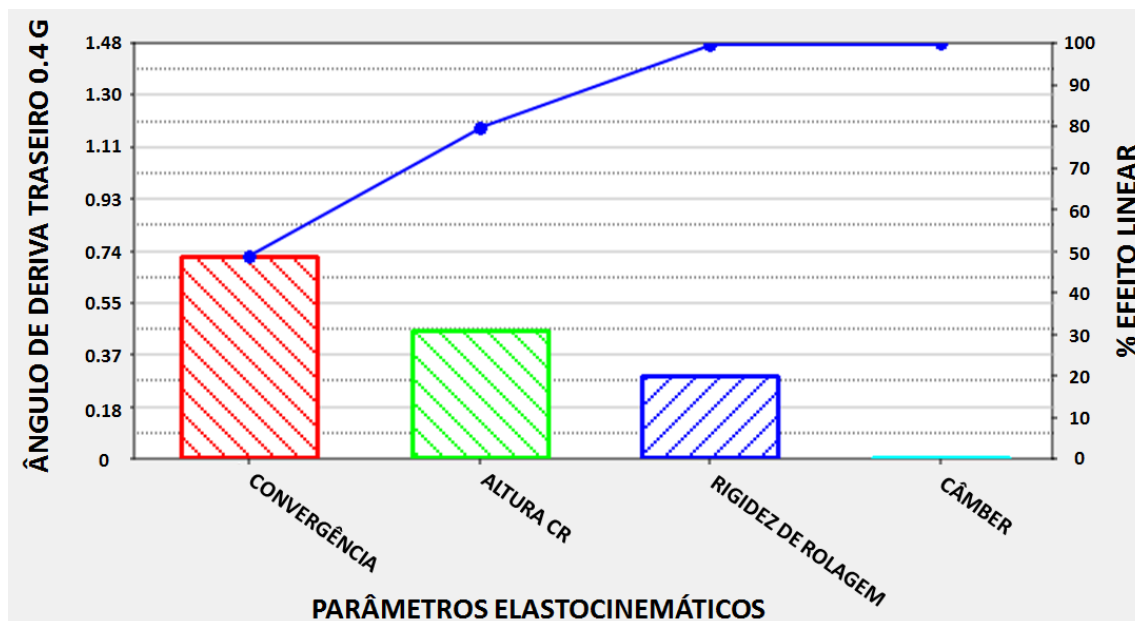


Gráfico 25 – Diagrama de Pareto do Ângulo de deriva traseiro a 0.4G

Fonte: Elaborado pelo autor.

O ângulo de deriva traseiro a 0.7 G tem um comportamento um pouco diferente do esperado quando comparado com o gradiente de subesterço a 0.7G (Gráfico 26). A rigidez de rolagem apresenta uma maior influência quando comparado com o resultado com a aceleração lateral a 0.4 G, porém, ao contrário do observado no gradiente de subesterço a 0.7 G, a variação de convergência continua sendo o parâmetro dinâmico mais predominante. O motivo pelo qual a rigidez de rolagem é o parâmetro predominante na variação do gradiente de subesterço a 0.7G e não no ângulo de deriva traseiro a 0.7G é explicado pela transferência de carga entre os eixos. Enquanto a variação de convergência do eixo de torção, quando modificada, altera somente o ângulo de deriva traseiro, uma alteração na rigidez de rolagem impacta nas transferências de carga do eixo dianteiro e traseiro. Um aumento na rigidez de rolagem aumenta a transferência de carga no eixo posterior, aumentando o ângulo de deriva traseiro. Além disso, diminui a transferência de carga do eixo dianteiro, reduzindo o ângulo de deriva dianteiro e, consequentemente, reduzindo ainda mais o gradiente de subesterço.

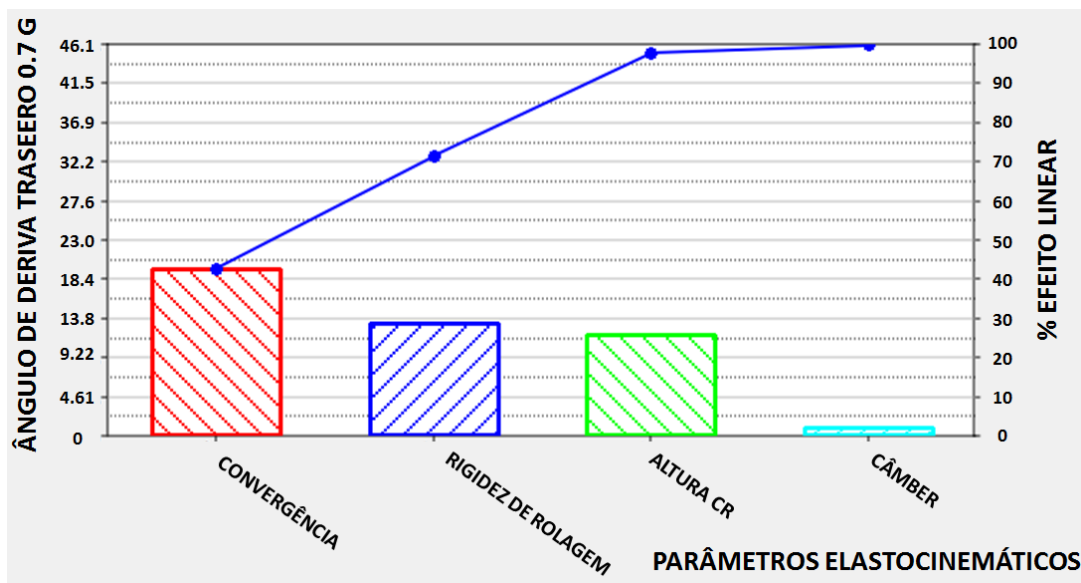


Gráfico 26 – Diagrama de Pareto do Ângulo de deriva traseiro 0.7G

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os dois primeiros parâmetros avaliados foram retirados da manobra de *Slow Ramp Steer*, realizada para avaliar o comportamento dinâmico do veículo em curva em condição quase-estática tanto para baixas quanto para altas acelerações laterais.

Para a análise de *Frequency Sweep Steer* foram avaliados os ganhos de rolagem ($G0$ e $G1$ THETA/AY), ganho de inserimento ($G0$ Yawrate/SWA) e o tempo de resposta entre inserimento e aceleração lateral (*Delay YawRate - AY*). A aceleração lateral considerada na manobra foi de 0,5 G.

O ganho inicial de rolagem por aceleração lateral ($G0$ THETA/AY) e o ganho de rolagem a 1Hz por aceleração lateral ($G1$ THETA/AY) avaliam o comportamento de rolagem do veículo em regime permanente e em uma manobra de desvio de trajetória, respectivamente.

Tanto em regime permanente (Gráfico 27) quanto para 1 Hz (Gráfico 28), a rigidez de rolagem é o parâmetro que tem a maior influência. Quanto maior a rigidez de rolagem, mais contido será o movimento de rolagem da carroceria. Uma variação positiva da altura de centro de rolagem produz um efeito “barra de torção” na suspensão traseira, limitando a rolagem, porém, considerando que a faixa de variação da altura do centro de rolagem é próxima a 80 milímetros, essa influência pode ser considerada desprezível. Para as variações de câmber e convergência, o efeito foi similar ao encontrado na altura de centro de rolagem.

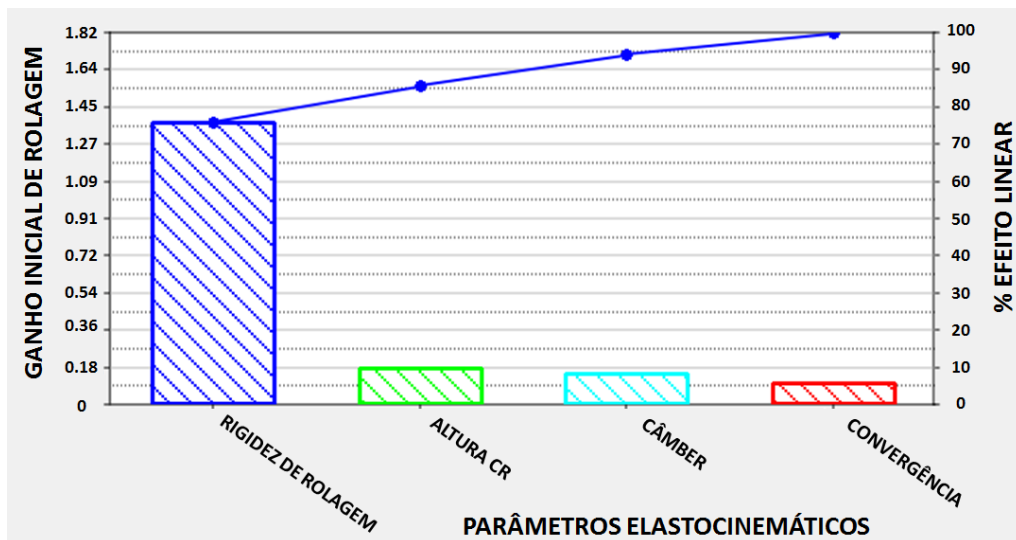


Gráfico 27 – Diagrama de Pareto do ganho inicial de rolagem por aceleração lateral

Fonte: Elaborado pelo autor.

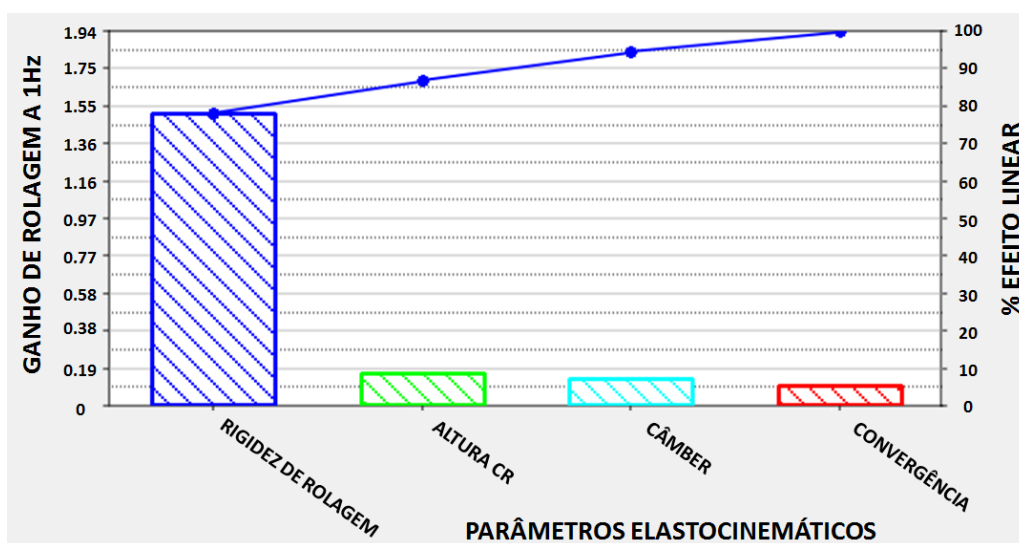


Gráfico 28 – Diagrama de Pareto do ganho de rolagem a 1Hz por aceleração lateral

Fonte: Elaborado pelo autor.

O ganho inicial de inserimento por ângulo de volante (G_0 Yawrate/SWA) mede o quanto o veículo rotaciona em relação ao eixo vertical em uma curva em regime permanente (Gráfico 29).

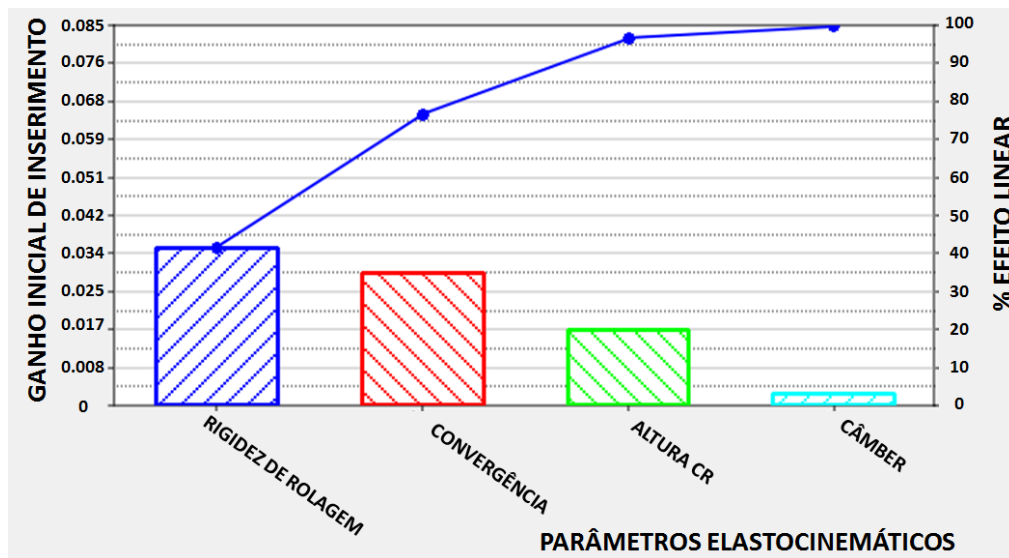


Gráfico 29 – Diagrama de Pareto do ganho inicial de inserimento

Fonte: Elaborado pelo autor.

O aumento da taxa de inserimento ocorre à medida em que a distância entre os valores de rigidez de deriva dianteira e traseira diminui. Tendencialmente, a rigidez de deriva traseira sempre apresenta valores maiores que a dianteira. Por isso, para se obter um maior ganho inicial de inserimento é necessário o aumento da rigidez de deriva dianteira ou a redução da rigidez de deriva traseira. Conforme observado durante as avaliações do gradiente de substerço e do ângulo de deriva traseira, à medida que a rigidez de rolagem assume valores maiores, a transferência de carga no eixo traseiro aumenta e a transferência no eixo dianteiro diminui, aumentando a rigidez de deriva dianteira e reduzindo a rigidez de deriva traseira. É por esse motivo que a rigidez de rolagem tem a maior influência no ganho inicial de inserimento. O aumento da variação de convergência acarreta um aumento da rigidez de deriva traseira, reduzindo o ganho de inserimento. Para esse parâmetro, a variação de convergência também se sobrepõe às variações da altura de centro de rolagem. A variação de câmber não altera esse parâmetro.

Por último, o Gráfico 30 apresenta a avaliação do atraso na resposta de aceleração lateral e inserimento a 1Hz ($Delay\ YawRate/AY$). Esse parâmetro mede o tempo que o veículo demora para iniciar a curva (aceleração lateral) após ter iniciado o movimento de inserimento.

Normalmente, é associada ao tempo de resposta do veículo. Quanto maior essa última for, mais tempo o veículo leva para mudar a trajetória dado um input de volante.

Embora todos os parâmetros reduzam a diferença entre o tempo de resposta de inserimento por aceleração lateral, a variação de convergência afeta diretamente a rigidez de deriva e é a que tem a maior influência no tempo de resposta. O principal motivo é que, embora o inserimento e a aceleração lateral sejam afetados, a aceleração lateral tem influência direta no tempo de resposta da suspensão traseira e é a mais afetada pela variação de deriva da rigidez traseira.

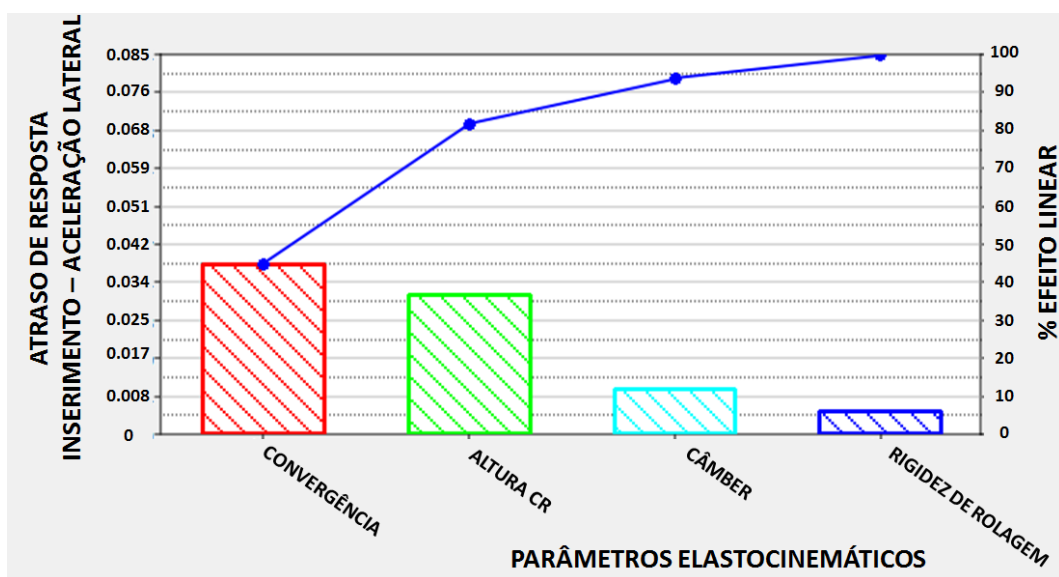


Gráfico 30 – Diagrama de Pareto do Atraso no tempo de resposta entre inserimento e aceleração lateral

Fonte: Elaborado pelo autor.

Cada parâmetro dinâmico avaliado se comporta de uma forma distinta quando o elasto-cinematismo do eixo de torção é alterado. A avaliação do gradiente de subesterço e do ângulo de deriva traseiro com diferentes acelerações laterais evidenciou que a influência dos parâmetros elasto-cinemáticos no comportamento dinâmico do veículo podem variar à medida que a aceleração lateral também varia.

A análise dos resultados também mostrou a predominância da variação de convergência em relação à altura de centro de rolagem como efeito para a maior parte dos parâmetros dinâmicos

avaliados, tendo em vista que, na maior parte das propostas, quando a variação de convergência era alterada, a altura de centro de rolagem também sofria uma modificação.

A variação de câmber foi o parâmetro elastocinemático que apresentou o menor impacto nas avaliações do comportamento dinâmico objetivo. O motivo que explica esse resultado é a reduzida faixa de variação permissível para esse parâmetro. Modificando apenas o eixo de torção, os valores da variação de câmber alternaram em uma faixa de $\pm 16\%$. Se for considerada, também, a presença de um ângulo inicial de câmber estático, a faixa é ainda mais reduzida.

A variação de um parâmetro elastocinemático produz um efeito diverso em cada um dos parâmetros dinâmicos avaliados. Essa avaliação identificou o efeito global no comportamento dinâmico de uma modificação elastocinemático. Um aumento da variação de convergência, objetivando um aumento do gradiente de subesterço, reduzirá o atraso de resposta do veículo, mas terá, em contrapartida, uma redução no ganho do inserimento.

4.2.3.3 Definição das propostas para a avaliação subjetiva

Considerando as limitações identificadas nas análises elastocinemáticas do modelo paramétrico, não é possível criar propostas de eixo de torção modificando-se apenas um parâmetro elastocinemático.

Para obter um número de amostras reduzido que englobasse diferentes tipos de comportamento elastocinemático, foram utilizadas as mesmas relações de proporção identificadas anteriormente. As propostas foram separadas em dois grupos: oito propostas com comportamentos elastocinemáticos variados, mas com a mesma rigidez de rolagem do veículo de referência. E quatro propostas com modificações em todos os parâmetros elastocinemáticos.

A Tabela 16 mostra as propostas que consideram a mesma rigidez de rolagem. Como pode ser observado, as propostas foram divididas em pares. No primeiro par, a variação de câmber e a altura de centro de rolagem são alteradas. No segundo par, convergência e câmber foram os parâmetros modificados. No terceiro, a altura de centro de rolagem e a variação de convergência foram alteradas. E, por último, os três parâmetros foram modificados nos dois sentidos. Para cada par de análises, foram selecionadas as propostas que apresentaram as mínimas e máximas variações de cada parâmetro. Ou seja, a proposta P1 tem uma maior altura de centro de rolagem

e uma maior variação de câmbor quando comparada com o veículo de referência. A proposta P2 é o contrário da proposta P1. Em ambas as propostas, a variação de convergência e a rigidez de rolagem se mantiveram inalteradas.

Tabela 16 – Propostas de eixo de torção com a mesma rigidez de rolagem

<i>Parâmetros Elastocinemáticos</i>	<i>P1</i>	<i>P2</i>	<i>P3</i>	<i>P4</i>	<i>P5</i>	<i>P6</i>	<i>P7</i>	<i>P8</i>
Altura de Centro de Rolagem	+	-	=	=	-	+	-	+
Varição de Convergência	=	=	+	-	-	+	-	+
Varição de Câmbor	+	-	-	+	=	=	-	+
Rigidez de Rolagem	=	=	=	=	=	=	=	=

Fonte: Elaborado pelo autor.

A Tabela 17 apresenta as propostas que consideraram, também, a variação da rigidez de rolagem. O raciocínio utilizado para a construção desta tabela foi semelhante ao utilizado na tabela anterior. As quatro (4) propostas abaixo consideram, além das variações na altura de centro de rolagem, câmbor e convergência, variações na rigidez de rolagem, interligando os efeitos dos quatro (4) parâmetros no comportamento dinâmico do veículo.

Tabela 17 – Propostas de eixo de torção com alteração na rigidez de rolagem

<i>Parâmetros Elastocinemáticos</i>	<i>P9</i>	<i>P10</i>	<i>P11</i>	<i>P12</i>
Altura de Centro de Rolagem	-	+	-	+
Varição de Convergência	-	+	-	+
Varição de Câmbor	+	-	-	+
Rigidez de Rolagem	-	+	+	-

Fonte: Elaborado pelo autor.

Com esse conjunto de propostas, é possível avaliar os limites das variações do comportamento dinâmico quando considerado variações no comportamento elastocinemático do veículo.

Ao confrontar as curvas dinâmicas de cada par de propostas com o veículo de referência, foi possível observar que o comportamento elastocinemático oposto presente em cada par também é visto nos resultados das avaliações objetivas. O Gráfico 31 mostra um exemplo desse comportamento em relação ao veículo de referência. O ângulo de deriva traseiro, apresentado no gráfico abaixo, mostra o quanto a suspensão traseira do veículo aponta para fora da curva durante uma manobra. O aumento do ganho de ângulo de deriva traseiro gera uma maior instabilidade do veículo. O eixo de torção da proposta P3 tem uma maior variação de convergência e uma menor variação de câmbier. Essas duas variações combinadas contribuem para um menor ângulo de deriva traseiro. A proposta P4 tem variações opostas dos mesmos parâmetros elastocinemáticos quando comparada à proposta P3 e apresenta um comportamento oposto também no comportamento dinâmico.

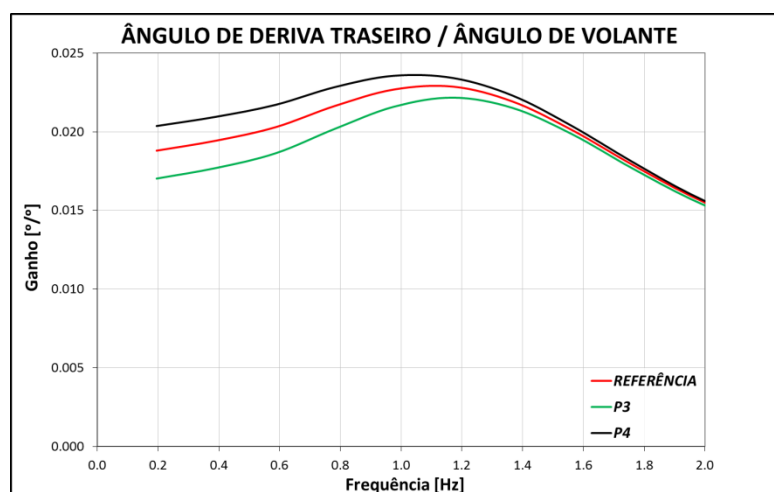


Gráfico 31 – Ângulo de deriva traseiro por ângulo de volante

Fonte: Elaborado pelo autor.

4.2.4 Avaliação subjetiva utilizando o simulador de dinâmica veicular

As avaliações dinâmicas objetivas utilizadas neste estudo só são capazes de avaliar uma pequena parcela do comportamento dinâmico lateral do veículo. Além de correlacionar os resultados obtidos nas avaliações objetivas com o comportamento dinâmico lateral subjetivo do veículo, a utilização do simulador de dinâmica veicular auxiliou na compreensão da

influência das variações do elastocinematismo no comportamento global do veículo. Manobras onde acelerações laterais e longitudinais interagem foram realizadas para que fosse possível obter uma avaliação completa do comportamento dinâmico de cada proposta.

A partir das avaliações subjetivas, tornou-se possível a interpretação dos dados objetivos através das percepções subjetivas do piloto de teste. Em outras palavras, a avaliação subjetiva permitiu quantificar objetivamente o impacto de uma variação em uma curva de um parâmetro dinâmico quando comparado com uma referência.

O piloto de teste, durante a avaliação subjetiva de cada proposta, considerou o modelo de referência como ponto de partida para uma avaliação comparativa. As avaliações objetivas foram realizadas de maneira semelhante. Isso permitiu a realização de um paralelo entre as percepções do piloto com os gráficos de variação dos parâmetros dinâmicos, ou seja, foi possível identificar nos gráficos, as variações responsáveis pelas diferentes percepções obtidas pelo piloto na avaliação de cada proposta. Conforme mencionando anteriormente, as avaliações subjetivas das propostas foram realizadas sem que o piloto de teste tivesse ciência do conteúdo das mesmas.

Para a avaliação subjetiva, foi adotado o seguinte procedimento:

- Uma volta no circuito completo (circuito atual da Fórmula 1) de Hockenheim fazendo *soft handling*;
- Uma volta no circuito curto (com mais curvas de baixa e média velocidades) fazendo *soft handling*;
- Duas voltas no circuito curto fazendo *hard e limit handling*;
- Uma volta no circuito completo fazendo *hard e limit handling*.

Soft handling é o termo utilizado para uma condução mais próxima do usual, *hard handling* é a condução mais esportiva do veículo e *limit handling* é a condução que avalia os limites do veículo.

A Figura 100 mostra um veículo durante uma manobra de mudança de faixa durante uma das avaliações subjetivas realizadas.



Figura 100 - Veículo durante a avaliação subjetiva no simulador

Fonte: Elaborado pelo autor.

A percepção subjetiva do piloto de teste foi confrontada com os dados objetivos, tendo sempre como base o veículo de referência, com o objetivo de identificar nos gráficos as variações responsáveis pelas mudanças no subjetivo da condução.

A avaliação subjetiva de cada proposta com os comentários do piloto de teste e os resultados da avaliação objetiva são apresentados a seguir.

– Modelo P1

Elastocinematismo

Altura de Centro de Rolagem: +15,2%

Variação de Câmbio: +16,3%

Percepções Subjetivas

(+) Ligeira melhoria no inserimento (parte inicial)

(+) Substerço equivalente ao modelo de referência

(-) Rolagem com afundamento da frente

“Carro em curva, quando começa a rolar, apresenta uma tendência a afundar a frente. Parte traseira do veículo mais parada. Insere mais e sustenta melhor no limite. Melhor apoio na suspensão traseira. Limite de estabilidade um pouco maior.”

Essa proposta contempla modificações nos dois parâmetros que apresentaram o menor impacto nas avaliações dinâmicas objetivas: a variação de câmbor e a altura de centro de rolagem. Por consequência, a proposta 1 apresentou pequenas diferenças em relação ao modelo de referência quando são comparados os gráficos das análises múltiplos corpos. O Gráfico 32 mostra o subesterço da Proposta P1 em relação ao veículo de referência. Ficou evidenciada apenas uma redução no subesterço com acelerações laterais superiores a 0.6 G. No subjetivo, essa diferença não foi detectada.

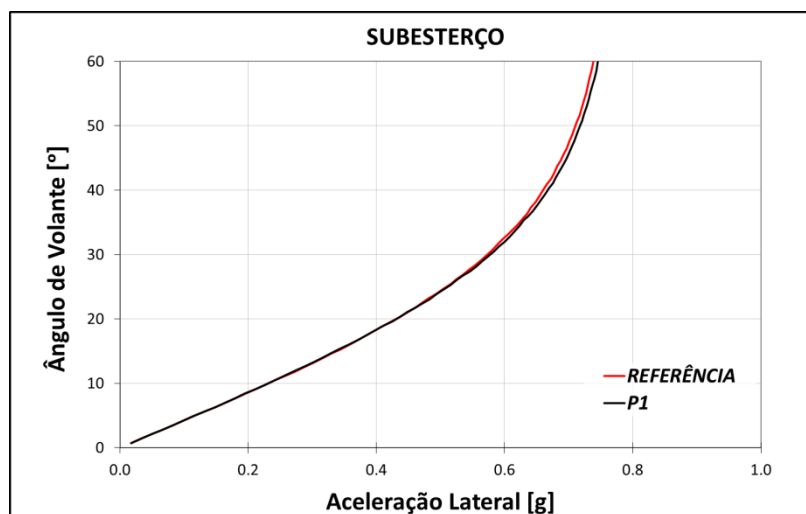


Gráfico 32 – Subesterço – Referência x P1

Fonte: Elaborado pelo autor.

No gráfico de rigidez de deriva posterior (Gráfico 33), há um leve aumento no valor de rigidez de deriva da proposta em acelerações inferiores a 0.3 G, variação que não foi detectada durante a avaliação subjetiva.

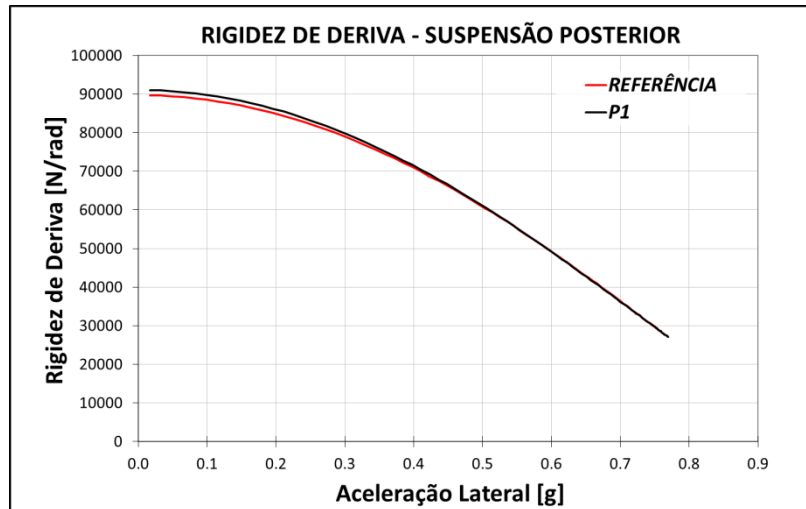


Gráfico 33 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P1

Fonte: Elaborado pelo autor.

O aumento da altura de centro de rolagem aumenta a inclinação do eixo de rolagem, justificando a percepção do afundamento da frente e da sensação da parte traseira mais parada. No geral, as mudanças encontradas no comportamento dinâmico foram subjetivas.

– Modelo P2

Elastocinematismo

Altura de Centro de Rolagem: -15,3%

Variação de Câamber: -17,2%

Percepções Subjetivas

- (+) Apoio traseiro mais progressivo/limite mais controlável
- (+) Mais estável em freadas
- (-) Rolagem com afundamento da traseira
- (-) Sensação de maior subesterço próximo ao limite

“Carro com atitude de rolagem contrária à da proposta P1. Afundamento da traseira com manobras mais rápidas. Subesterço mais perto do limite é pior.”

Assim como na Proposta 1, as alterações na variação de câmbor e na altura de centro de rolagem geraram pequenas modificações no comportamento dinâmico objetivo. O gráfico de subesterço (Gráfico 34) mostra um maior subesterço com acelerações superiores a 0.6 G. Esse efeito foi observado, pelo piloto de teste, perto do limite de estabilidade. O afundamento da traseira se deve à redução do eixo de rolagem do veículo, sendo as principais mudanças observadas apenas no subjetivo.

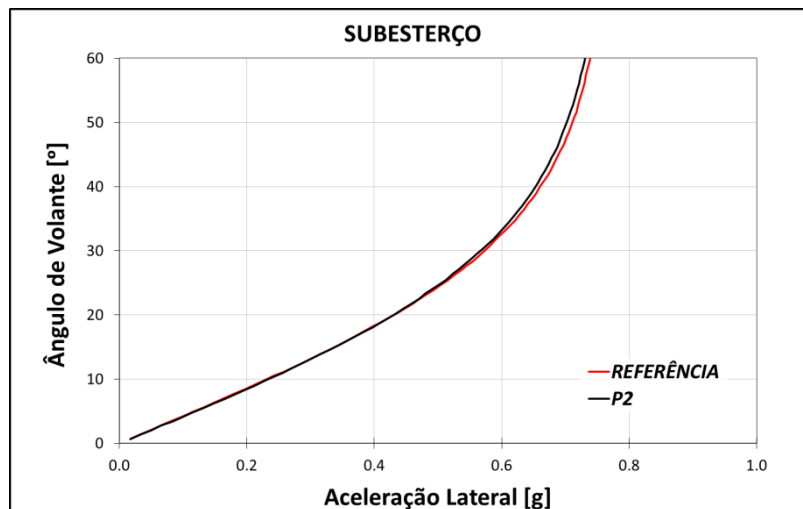


Gráfico 34 – Subesterço – Referência x P2

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Modelo P3

Elastocinematismo

Variação de Convergência: +108,1%

Variação de Câmbor: -12,6%

Percepções Subjetivas

- (+) Progressividade no apoio traseiro
- (+) Roll paralelo/adequado
- (-) Início do movimento de apoio traseiro mais rápido (mas apoia em seguida)

“Substerço não chama atenção. Dá para abusar da progressividade da traseira. Consegue controlar bem no limite.”

A principal diferença observada no comportamento dinâmico subjetivo do veículo foi a progressividade do apoio durante uma manobra de curva. O aumento da variação de convergência provoca um aumento da rigidez de deriva posterior ao longo de toda a faixa de aceleração lateral (Gráfico 35).

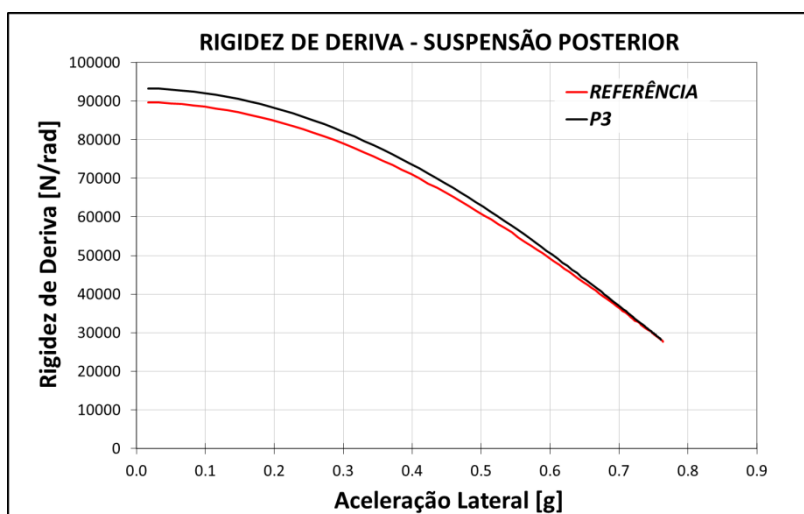


Gráfico 35 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P3

Fonte: Elaborado pelo autor.

Conseqüentemente, o ângulo de deriva traseira é menor do que o apresentado no veículo de referência (Gráfico 36). Quando existe uma redução do ângulo de deriva traseira, o gradiente de substerço é pouco afetado, e isso gera uma sensação de progressividade maior.

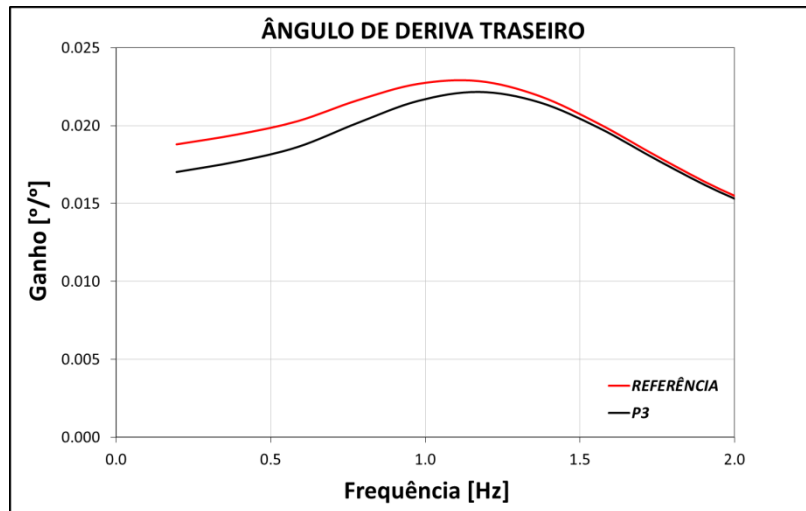


Gráfico 36 – Ângulo de Deriva traseiro – Referência x P3

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Modelo P4

Elastocinematismo

Varição de Convergência: -100,0%

Varição de Câmbor: +14,6%

Percepções Subjetivas

- (+) Limite de estabilidade maior
- (+) Inserimento bom
- (+) Melhor possibilidade de correção de substerço
- (-) Limite da traseira mais violento

“Inserimento um pouco melhor do que o veículo de referência. Limite um pouco mais violento embora mais alto. Não é fácil controlar como o modelo P3.”

No gráfico de ganho inicial de inserimento (Gráfico 29), ficou evidenciado que a redução na variação de convergência provocava um aumento do inserimento do veículo. A mudança nesse comportamento pode ser observada no Gráfico 37, no qual o ganho de inserimento da proposta P4 é maior que no veículo de referência.

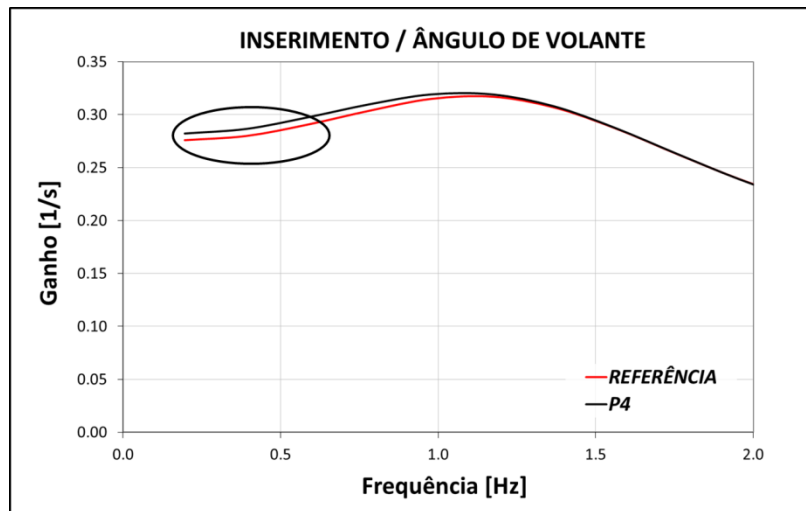


Gráfico 37 – Inserimento por ângulo de volante – Referência x P4

Fonte: Elaborado pelo autor.

A dificuldade de controle do veículo em relação à proposta anterior é justificada pela redução da rigidez de deriva traseira, também provocada pela variação de convergência menor (Gráfico 38). A rigidez de deriva está relacionada diretamente com o apoio do pneu em curva. Quanto menor for a rigidez de deriva, menor o apoio do pneu e, conseqüentemente, maior a dificuldade do controle do veículo. O Gráfico 38 mostra que, para acelerações laterais de até 0.6 G, o valor de rigidez de deriva da proposta P4 é menor que o do modelo de referência, contribuindo para a dificuldade no controle do veículo.

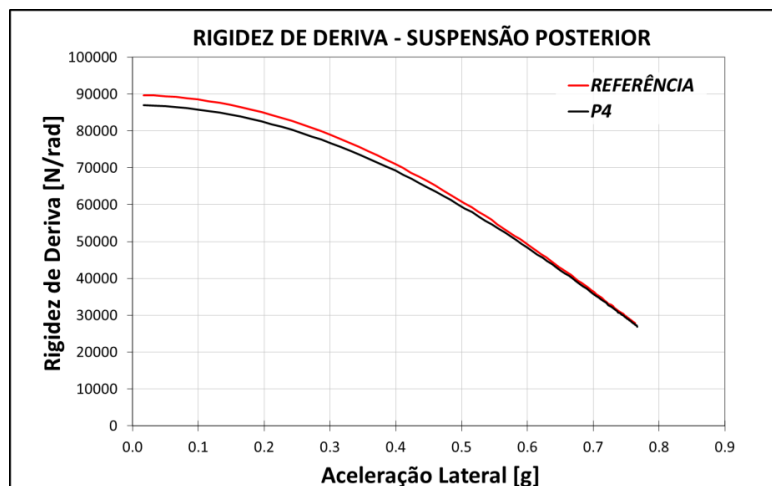


Gráfico 38 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P4

Fonte: Elaborado pelo autor.

O limite de estabilidade com uma aceleração lateral um pouco maior é visto no gráfico de substerço (Gráfico 39). Nesse gráfico, é possível observar que, com maiores ângulos de volante (entre 50 e 60 graus), o modelo P4 tem valores maiores de aceleração lateral quando comparado ao o modelo de referência. Essa mesma percepção, de um maior limite, foi observada na Proposta 1. Em ambos os modelos a variação de câmbor é maior em relação ao veículo de referência. O aumento da variação de câmbor provoca um aumento da área de apoio do pneu no solo durante manobras de curva, o que justifica o aumento do limite.

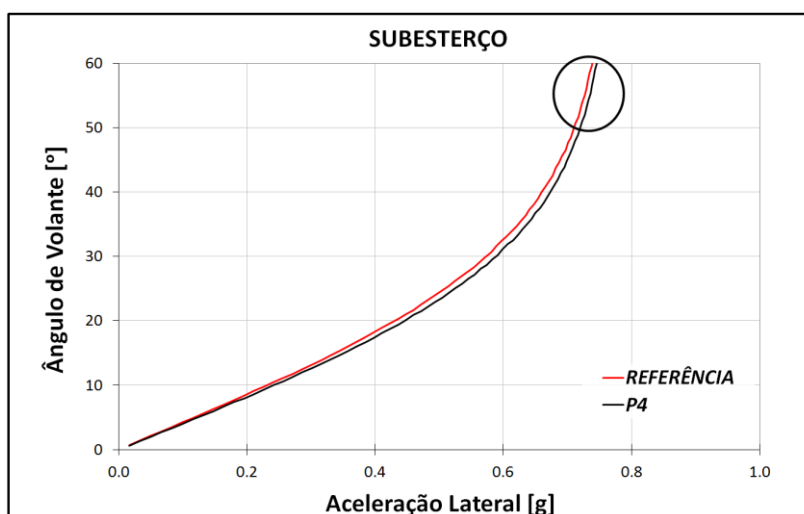


Gráfico 39 – Substerço – Referência x P4

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Modelo P5

Elastocinematismo

Altura de centro de rolagem: -17.7%

Variação de Convergência: -227.2%

Percepções Subjetivas

(+) Melhoria no inserimento

(+) Subesterço no limite aparece depois em relação ao veículo de referência

(+) Melhoria na linearidade do comportamento em manobras lentas (acelerações laterais até 0,5 G)

(-) Maior escorregamento da traseira no limite (maior dificuldade de controle)

“Em mudança de direção em curvas com acelerações laterais até 0,5 G, girando o volante devagar ele é mais linear em especial na frente do carro. Sem diferença na rolagem. No limite, quando tem transferência de carga mais rápida, o limite é menor, maior dificuldade para controlar.”

A redução combinada de altura de centro de rolagem e variação de convergência aumenta a linearidade do subesterço em curvas com acelerações laterais até 0.5 G. Essa região está indicada no Gráfico 40. Porém, a partir de uma aceleração lateral de 0,5 G, o subesterço aumenta com uma maior taxa, o que justifica a sensação de subesterço maior no limite do veículo.

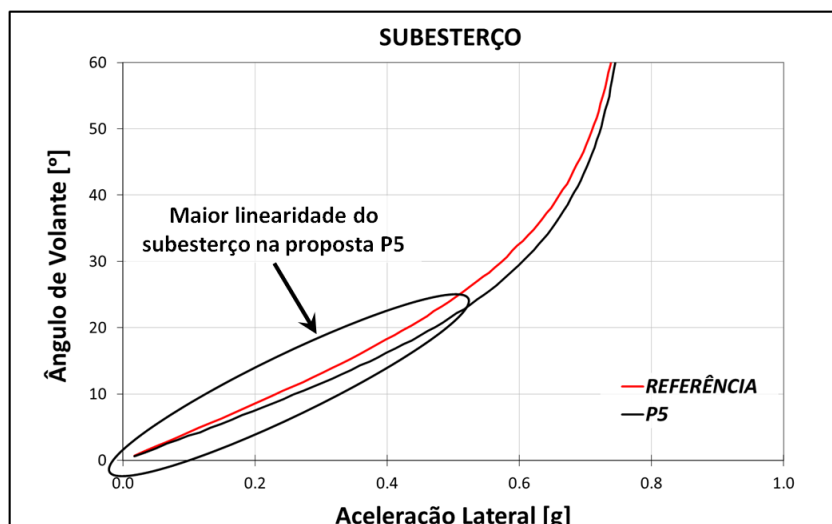


Gráfico 40 – Subesterço – Referência x P5

Fonte: Elaborado pelo autor.

O Gráfico 41 mostra a rigidez de deriva traseira da proposta em relação ao modelo de referência. A proposta P5 tem valores inferiores de rigidez de deriva em toda a faixa de aceleração lateral avaliada. O maior escorregamento da traseira no limite é devido a essa menor rigidez de deriva traseira. Um menor valor de rigidez de deriva reduz o apoio da suspensão em acelerações laterais maiores, provocando o escorregamento da traseira apontado pelo piloto de teste (Gráfico 41) e, assim como no modelo P4, a redução da variação de convergência provoca um aumento no ganho de inserimento inicial.

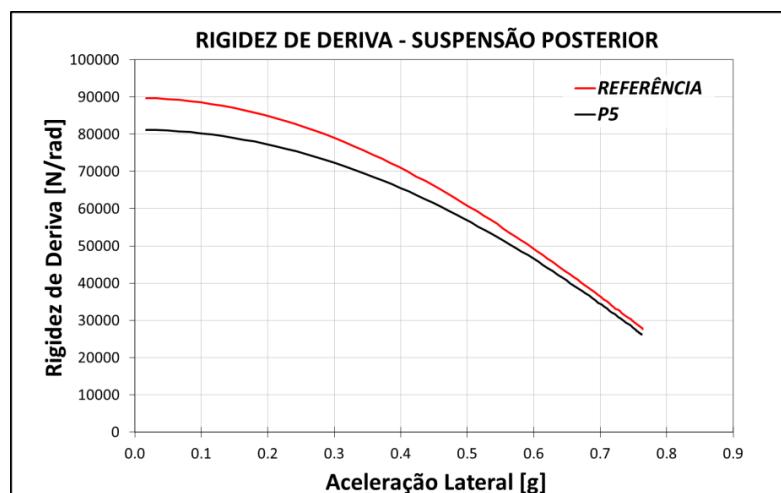


Gráfico 41 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P5

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Modelo P6

Elastocinematismo

Altura de centro de rolagem: +19,1%

Variação de Convergência: +190.9%

Percepções Subjetivas

- (+) Apoio da suspensão traseira
- (-) Subesterço elevado/dificuldade de correção
- (-) Tempo de resposta elevado

“Carro é calmo. Subesterço é maior, é difícil corrigir o subesterço em curva. Parte traseira do veículo mais parada. Movimento de rolagem contido. Veículo bem lerdo para fazer curva. ”

Ao contrário do observado no modelo P5, o modelo P6 apresenta um aumento da rigidez de deriva traseira (Gráfico 42). Esse efeito é provocado pelo aumento da variação de convergência. Esse fenômeno aumenta o apoio da suspensão traseira.

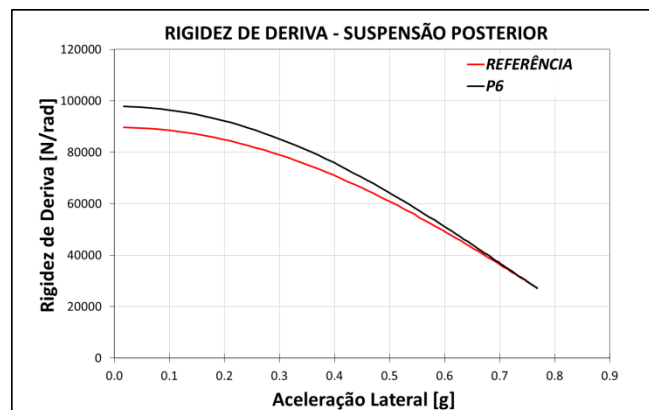


Gráfico 42 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P6

Fonte: Elaborado pelo autor.

O aumento da rigidez de deriva também gera um aumento do subesterço do veículo, comportamento observado no Gráfico 43. Entre 0.2 G e 0.7 G, o valor de subesterço do modelo P5 é superior ao encontrado no veículo de referência, mas, no limite, os subesterços dos dois modelos são equivalentes.

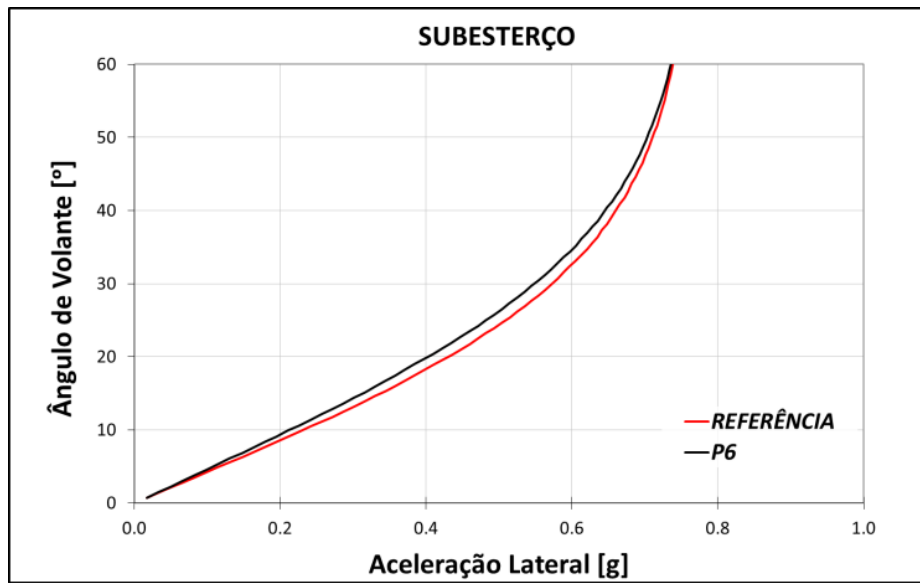


Gráfico 43 – Subesterço – Referência x P6

Fonte: Elaborado pelo autor.

O aumento da variação de convergência também reduz o ganho de inserimento do veículo, que pode ser observado no Gráfico 44. Somado a isso, o aumento da altura de centro de rolagem aproxima o eixo de rolagem do veículo do centro de gravidade, reduzindo o movimento de rolagem da carroceria (Gráfico 45). A combinação desses efeitos gera um veículo lento, com dificuldade na execução de manobras. A dificuldade de correção percebida ocorre em situações onde é necessário corrigir o veículo forçando um desequilíbrio (escorregamento) da suspensão traseira, já que a suspensão traseira é muito estável (maior apoio devido à maior rigidez de deriva traseira).

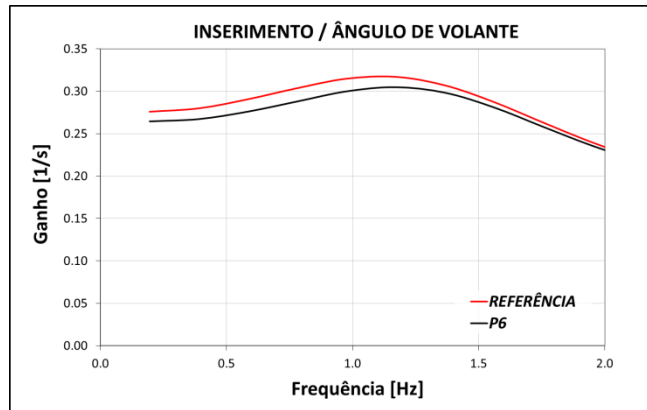


Gráfico 44 – Inserimento por ângulo de volante – Referência x P6

Fonte: Elaborado pelo autor.

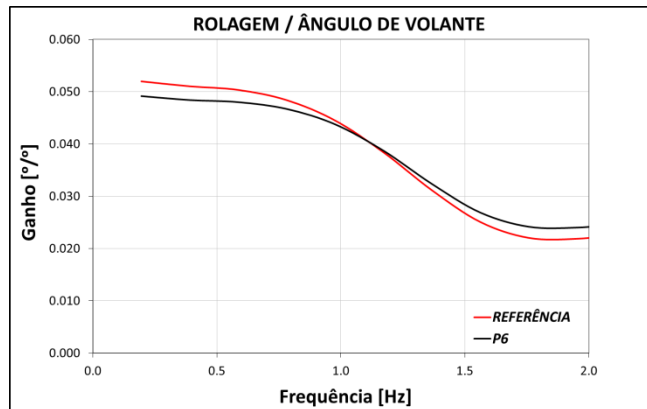


Gráfico 45 – Rolagem por ângulo de volante – Referência x P6

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Modelo P7

Elastocinematismo

Altura de centro de rolagem: -25.2%

Varição de Convergência: -148.2%

Varição de Câamber: -14.3%

Percepções Subjetivas

- (+) Inserimento ok
- (-) Duplo apoio da traseira em mudança de direção
- (-) Dificuldade de controle de subesterço

“Apoio dá traseira em dois tempos. Muito apoiada no limite na traseira. Um pouco mais subesterçante. Traseira bem instável no limite. Instável em freada, tende a escorregar um pouco mais. Subesterço não é linear.”

O aumento do ângulo de deriva traseiro gera a instabilidade observada na suspensão traseira (Gráfico 46). O modelo P7 foi o primeiro a apresentar dois fenômenos: o apoio em dois tempos e o subesterço não linear.

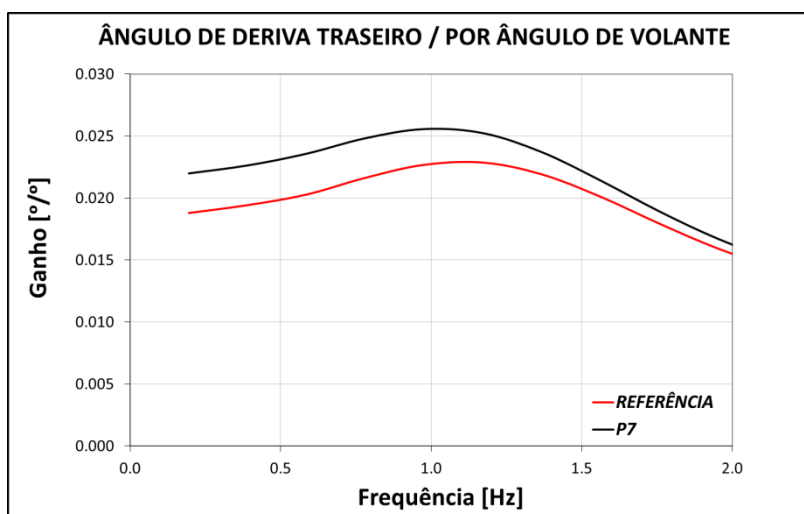


Gráfico 46 – Ângulo de deriva traseiro por ângulo de volante – Referência x P7

Fonte: Elaborado pelo autor.

As reduções da variação de convergência, da variação de câmbor e da altura de centro rolagem contribuem para o aumento no atraso de resposta entre o inserimento do veículo e a aceleração lateral (Gráfico 47). Com um maior atraso na resposta, a sensação de “dois tempos” fica mais

nítida. Em um primeiro momento (primeiro tempo), o inserimento ocorre e, somente em um segundo instante (segundo tempo), é que a aceleração lateral é percebida.

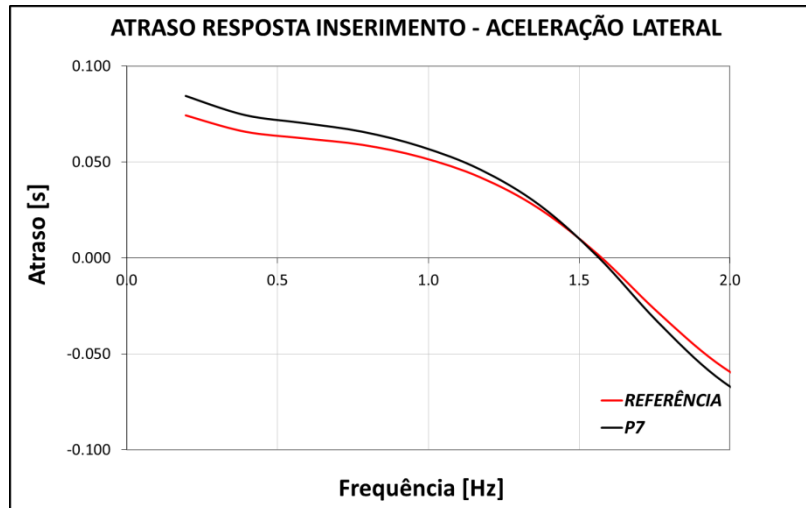


Gráfico 47 – Atraso de resposta entre inserimento e aceleração lateral

Fonte: Elaborado pelo autor.

No modelo P7 também foi levantado um comportamento não linear do subesterço. Como mencionado anteriormente, as percepções do piloto de teste foram sempre considerando o veículo de referência como base, portanto, a não linearidade encontrada também foi em relação ao subesterço do veículo de referência. O comportamento não linear pode ser observado no Gráfico 48. O modelo P7 é menos subesterçante até aproximadamente uma aceleração lateral de 0,6 G e, após isso, se torna mais subesterçante do que o veículo de referência.

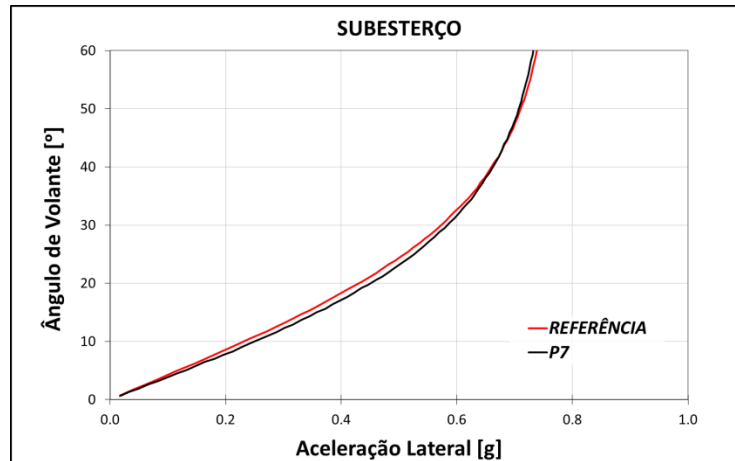


Gráfico 48 – Subesterço – Referência x P7

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Modelo P8

Elastocinematismo

Altura de centro de rolagem: +19.1%

Varição de Convergência: +52.5%

Varição de Câamber: +15.7%

Percepções Subjetivas

(+) Facilidade de dirigir

(+) apoio da traseira no limite

(-) apoio duplo da traseira, mas com tempo longo e baixa amplitude (pouco influente no comportamento)

“Muito preciso para fazer curva. Traseira bem comportada. Maior dificuldade de inserir. Subesterço é linear. Apoio na traseira é bom, progressivo.”

Durante a avaliação dos resultados dinâmicos objetivos, ficou evidenciado que elastocinematismos opostos produziam comportamentos dinâmicos objetivos opostos. Quando

comparados os modelos P7 e P8, o comportamento dinâmico oposto fica evidenciado também na percepção subjetiva. A linearidade do substerço e estabilidade da suspensão traseira são exemplos disso

A linearidade do substerço pode ser observada no Gráfico 49. O aumento de ângulo de volante ocorre de uma maneira mais progressiva, mesmo com acelerações laterais maiores. O melhor apoio da suspensão traseira é consequência de uma maior rigidez de deriva traseira (Gráfico 50).

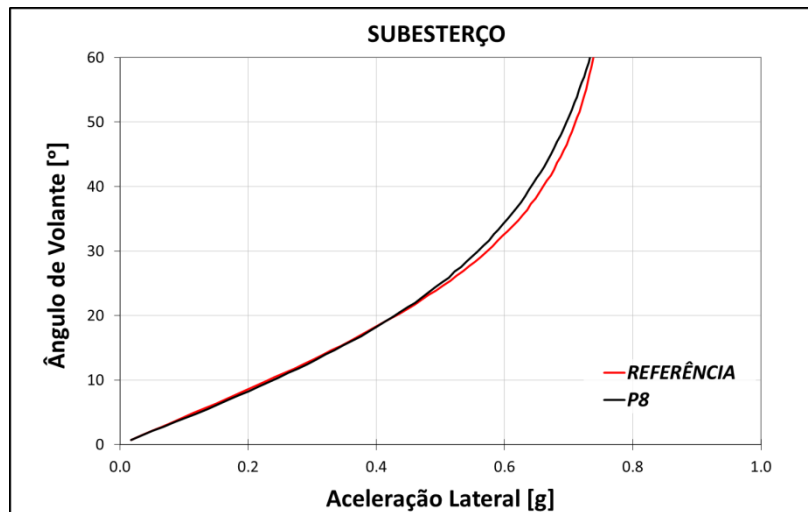


Gráfico 49 – Substerço – Referência x P8

Fonte: Elaborado pelo autor.

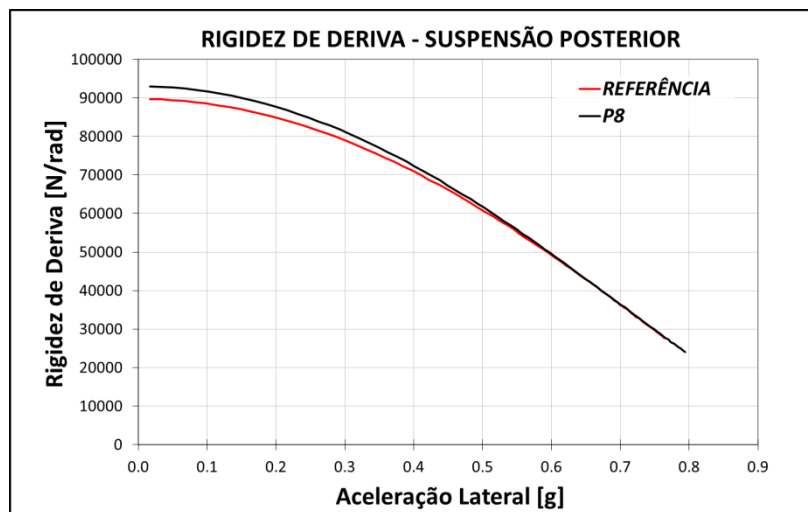


Gráfico 50 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P8

Fonte: Elaborado pelo autor.

A facilidade de dirigir foi destacada durante a avaliação desta proposta. Quando comparados os gráficos de ganho de aceleração lateral, ganho de inserimento e ângulo de deriva traseiro, percebe-se que a proposta P8 consegue obter o mesmo ganho de aceleração lateral (Gráfico 51), quase o mesmo ganho de inserimento (Gráfico 52) com um ângulo de deriva traseiro menor (Gráfico 53). Ou seja, houve um aumento da estabilidade do eixo traseiro (redução do ângulo de deriva) mantendo o mesmo comportamento (ganhos) em curva.

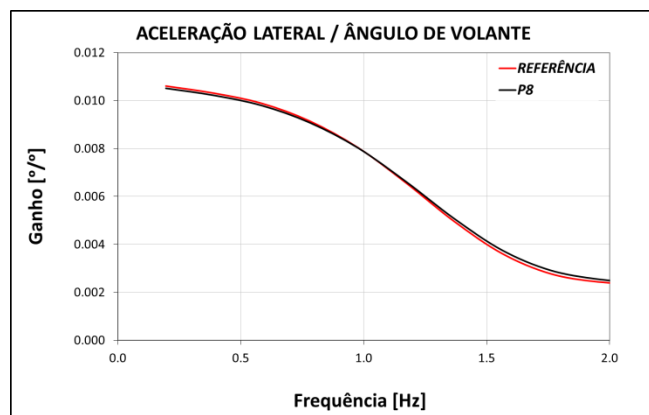


Gráfico 51 – Aceleração lateral por ângulo de volante – Referência x P8

Fonte: Elaborado pelo autor.

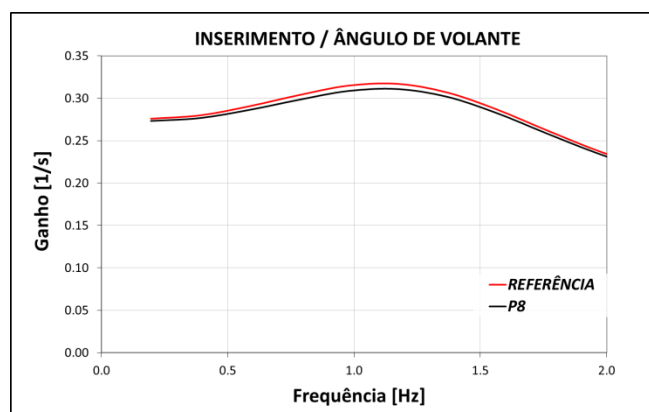


Gráfico 52 – Inserimento por ângulo de volante – Referência x P8

Fonte: Elaborado pelo autor.

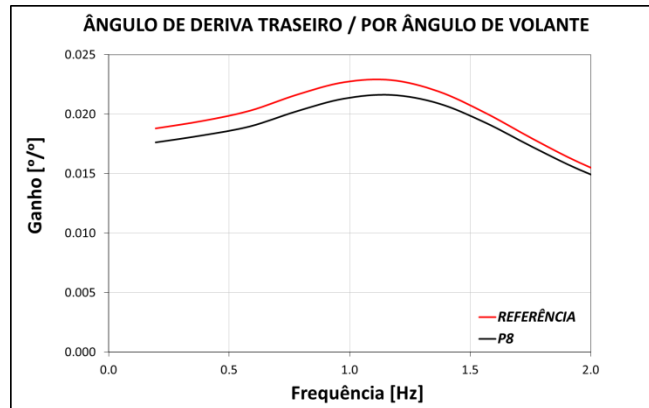


Gráfico 53 – Ângulo de deriva traseiro por ângulo de volante – Referência x P8

Fonte: Elaborado pelo autor.

Os próximos quatro modelos, além das alterações dos parâmetros elastocinemáticos avaliados anteriormente, consideram variações na rigidez de rolagem do veículo.

– Modelo P9

Elastocinematismo

Altura de centro de rolagem: -9.8%

Variação de Convergência: -177.1%

Variação de Câamber: +6.1%

Rigidez de Rolagem: -13.2%

Percepções Subjetivas

(+) Apoio da traseira no limite

(+) Inserimento

(-) Dificuldade de correção de trajetória no limite

(-) Duplo apoio da traseira com acelerações laterais médias

“O melhor de todos os modelos como apoio da traseira no limite. Amigável para entrar na curva, mas não se mantém muito bem dentro da curva. Sai de frente mais que o desejado.”

A menor rigidez de rolagem presente nesse modelo adiciona uma nova variável às avaliações. Quando se altera a rigidez de rolagem de um eixo, o balanço de transferência de cargas durante uma curva é alterado. A redução de rigidez de rolagem do eixo traseiro provoca um aumento na transferência de carga do eixo dianteiro, nesse caso, aumentando o escorregamento da suspensão dianteira.

A transferência menor de carga no eixo traseiro faz com que a rigidez de deriva aumente, principalmente no limite, contribuindo para a percepção de melhor apoio da suspensão traseira no limite (Gráfico 54).

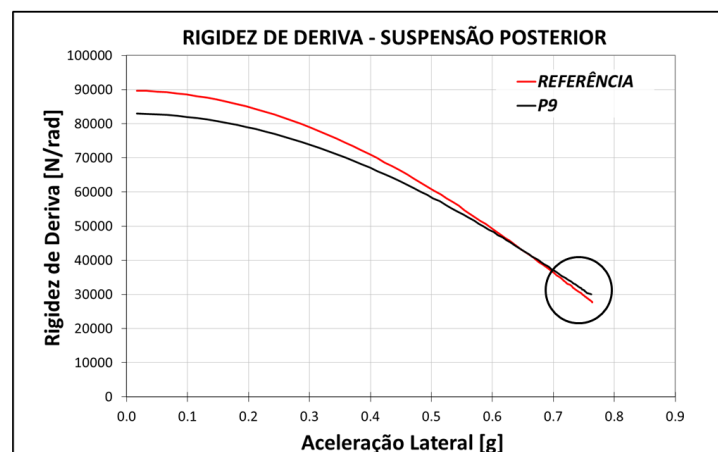


Gráfico 54 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P9

Fonte: Elaborado pelo autor.

A redução na variação de convergência provoca o aumento do ganho de inserimento observado (Gráfico 55). Também é responsável pela dificuldade de correção de trajetória no limite, já que, com a redução de variação de convergência, o ângulo de deriva traseira é maior (Gráfico 56).

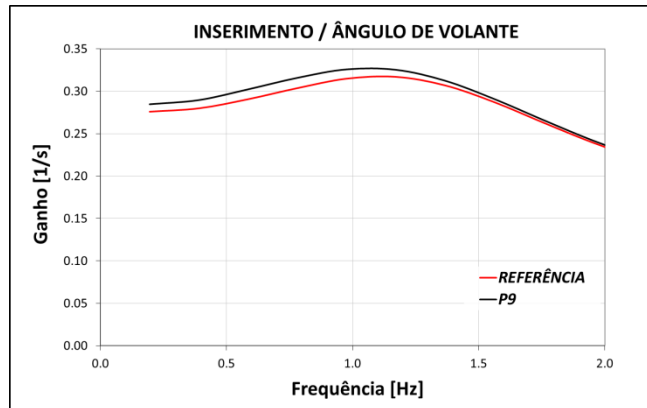


Gráfico 55 – Ganho de inserimento – Referência x P9

Fonte: Elaborado pelo autor.

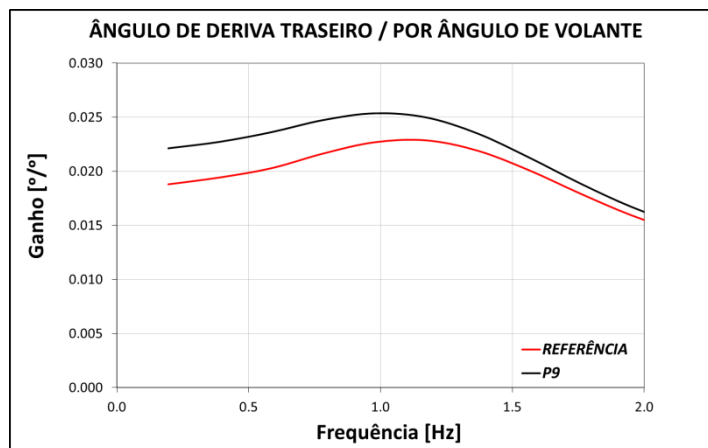


Gráfico 56 – Ângulo de deriva traseiro – Referência x P9

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Modelo P10

Elastocinematismo

Altura de centro de rolagem: +7.6%

Varição de Convergência: +150.5%

Varição de Câamber: -5.8%

Rigidez de Rolagem: +21.6%

Percepções Subjetivas

- (+) Inserimento
- (-) Previsibilidade de resposta
- (-) Sensibilidade da traseira (instável em algumas situações, como freada em curva)
- (-) Apoio traseiro ruim, especialmente no limite

“Muito imprevisível. Traseira muito sensível. Se perde com facilidade. Exige muita precisão para dirigir. Rolagem menor.”

A rigidez de deriva do modelo P10 tem o comportamento oposto ao modelo anterior. Para acelerações laterais maiores, a rigidez de deriva é menor, piorando o apoio da suspensão traseira no limite (Gráfico 57).

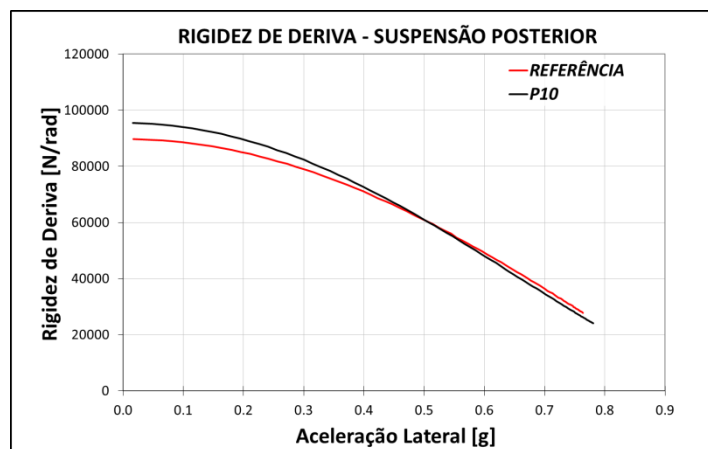


Gráfico 57 – Rigidez de deriva traseira – Referência x P10

Fonte: Elaborado pelo autor.

O Gráfico 58 mostra como o ganho de rolagem da carroceria é inferior ao modelo de referência. Isso ocorre devido ao aumento da rigidez de rolagem da suspensão, fenômeno observado também durante as avaliações dinâmicas objetivas.

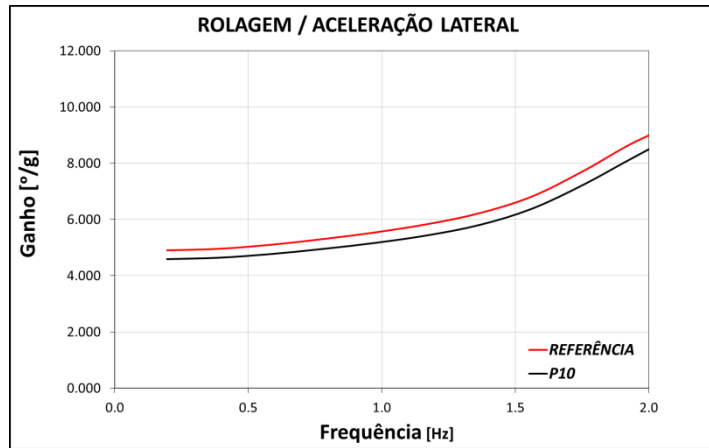


Gráfico 58 – Rolagem por aceleração lateral – Referência x P10

Fonte: Elaborada pelo autor.

A falta de previsibilidade de resposta é observada quando avaliado o gráfico do gradiente do ângulo de deriva. Em acelerações laterais maiores, o gradiente de ângulo de deriva aumenta de forma mais acentuada em comparação com o veículo de referência, dificultando o controle do carro (Gráfico 59).

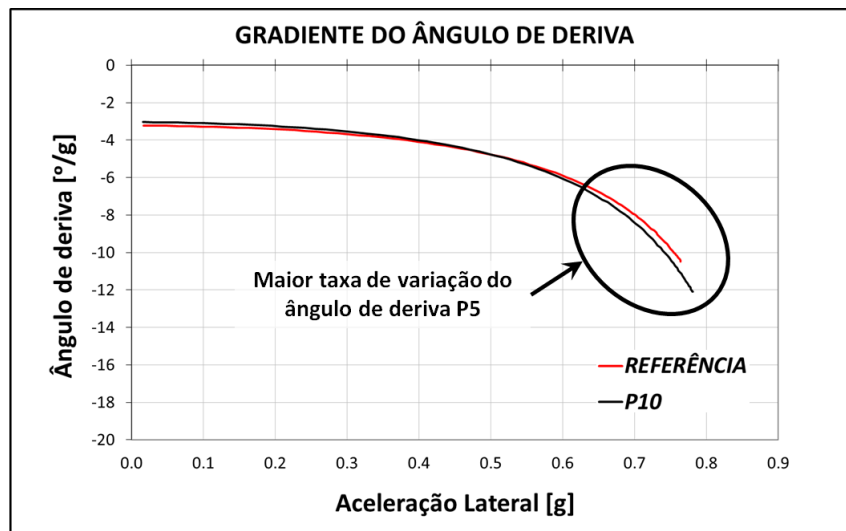


Gráfico 59 – Gradiente do ângulo de deriva traseiro – Referência x P10

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Modelo P11

Elastocinematismo

Altura de centro de rolagem: -19.7%

Varição de Convergência: -168.4%

Varição de Câamber: -5.8%

Rigidez de Rolagem: +21.4%

Percepções Subjetivas

(+) Inserimento

(-) Escorregamento da traseira (mesmo em single lane change)

(-) Substerço no limite/contorno das curvas um pouco pior do que o esperado ao se fazer o inserimento (mas ainda com boa performance)

“Carro de Rali. Traseira tem dificuldade de apoiar. Rolagem afetada. Ganho que se tem com substerço é menor do que se espera quando a traseira escorrega.”

O modelo P11 tem um comportamento elastocinemático com uma variação de convergência negativa e um aumento da rigidez de rolagem. Esses dois parâmetros, quando variados dessa forma, têm a tendência de reduzir o substerço do carro (Gráfico 60).

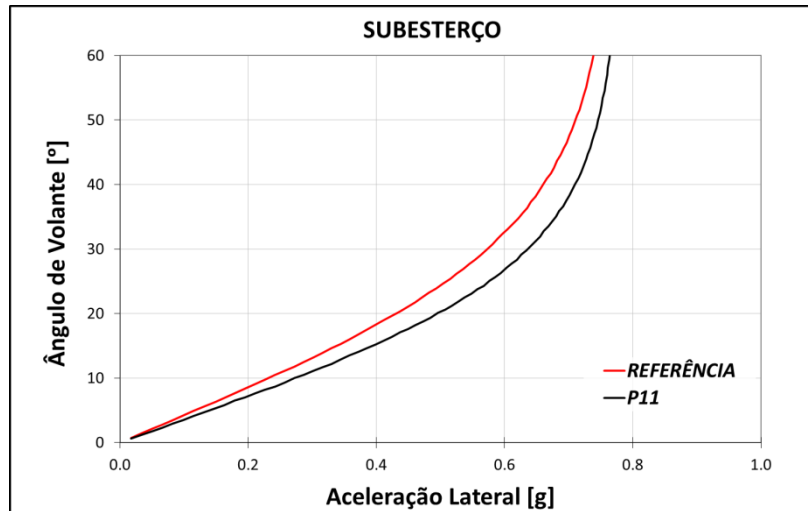


Gráfico 60 – Subesterço – Referência x P11

Fonte: Elaborado pelo autor.

Embora menor, o subesterço do modelo P11 tem uma tendência mais não linear no limite aumentando com uma taxa maior. Esse comportamento não linear explica a maior dificuldade em realizar o contorno das curvas no limite.

Com o ângulo de deriva maior (Gráfico 61) e o aumento de transferência de carga na suspensão traseira (gerado pelo aumento da rigidez de rolagem), o veículo tem a tendência de escorregar com uma maior facilidade.

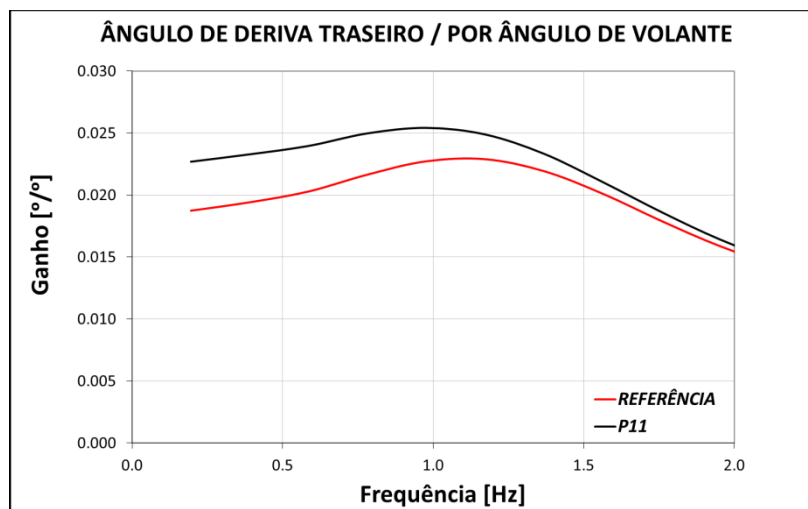


Gráfico 61 – Ângulo de deriva traseiro – Referência x P11

Fonte: Elaborado pelo autor.

– Modelo P12

Elastocinematismo

Altura de centro de rolagem: +15.3%

Variação de Convergência: +98.5%

Variação de Câamber: +7.1%

Rigidez de Rolagem: -13.7%

Percepções Subjetivas

(+) Apoio da suspensão traseira

(-) Sensação de aumento de subesterço (dificuldade de correção da trajetória próximo ao limite)

(-) Traseira mais parada na rolagem

“Como sensação, eixo de rolagem na diagonal do carro. Parte traseira do veículo movimentada menos. Sensação ruim de subesterço, quando chega rápido e precisa corrigir ele não entra.”

O aumento da variação de convergência aumenta a rigidez de deriva traseira, aumentando o apoio do veículo (Gráfico 62). O aumento do subesterço é justificado pelo aumento da variação de convergência e a diminuição da rigidez de rolagem. O que se observa com acelerações laterais maiores é um aumento mais brusco do subesterço (Gráfico 63). A percepção da suspensão traseira mais parada foi observada em todas as propostas que apresentaram uma variação positiva da altura de centro de rolagem.

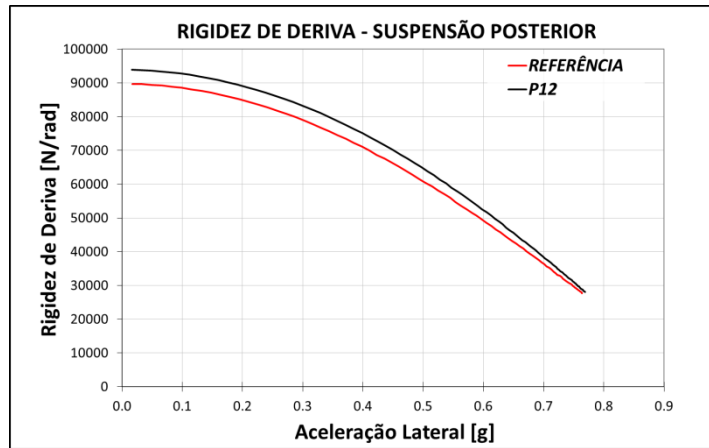


Gráfico 62 - Rigidez de deriva traseira - Referência x P12

Fonte: Elaborado pelo autor.

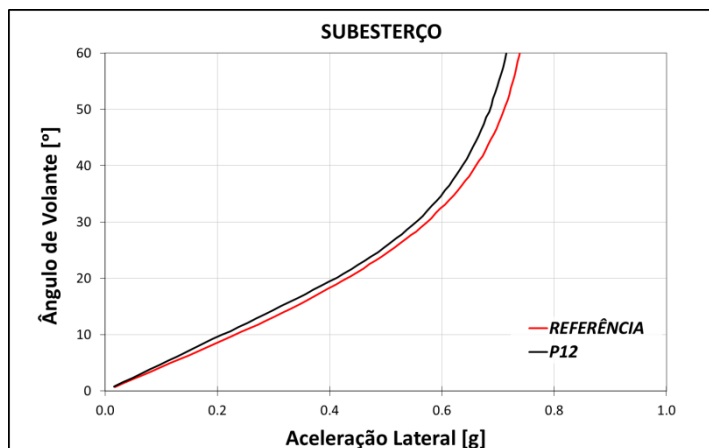


Gráfico 63 - Subesterço - Referência x P12

Fonte: Elaborado pelo autor.

Esta primeira etapa do trabalho proposto almejava correlacionar os efeitos de variações elastocinemáticas com o comportamento subjetivo do veículo. Mais que isso, esta parte do trabalho buscou compreender como a avaliação subjetiva era realizada e até que ponto as análises objetivas são capazes de direcionar o comportamento objetivo do veículo.

4.3 Definição do bloco padrão de durabilidade para o eixo de torção

4.3.1 Simulação estrutural de fadiga do eixo de torção com o sinal de durabilidade virtual

A definição do bloco de durabilidade padrão será baseada no comportamento estrutural do eixo de torção do veículo de referência. Serão consideradas diversas configurações de veículo com alterações em alguns de seus parâmetros estruturais, como altura do centro de gravidade e curva de rigidez das molas.

A simulação estrutural de fadiga do eixo de torção do veículo de referência irá direcionar as avaliações posteriores. A partir desse resultado, será possível identificar os pontos críticos do eixo de torção e o grau de severidade de cada percurso na resistência estrutural do eixo.

O bloco de durabilidade virtual é composto por oito pistas digitalizadas e duas análises quase-estáticas (curva e frenagem). Cada pista digitalizada tem um perfil e uma severidade específicos. Para se obter o dano total do percurso de durabilidade, cada pista é multiplicada por um número de repetições próprio. A Tabela 18 apresenta a relação de pistas utilizadas neste estudo.

Tabela 18 – Percursos do Bloco de Durabilidade Virtual

Percursos do Bloco de Durabilidade Virtual	
PAVÈ BELGA	Pista Digitalizada
ONDA BREVE	Pista Digitalizada
PROCACCINI 30 – 60 Km/h	Pista Digitalizada
PROCACCINI 50 Km/h	Pista Digitalizada
TRAVERSINE	Pista Digitalizada
RAMPA BASSA	Pista Digitalizada
RAMPA ALTA	Pista Digitalizada
POR HOLE	Pista Digitalizada
CURVA	Quase-estática
FRENAGEM	Quase-estática

Fonte: Elaborado pelo autor.

Conforme mencionado, para componentes que têm frequências naturais baixas (inferiores a 100 Hz), como o eixo de torção, e as cargas de operação se aproximam ou passam por uma ou mais

frequências, a dinâmica da estrutura afeta de maneira significativa a resistência a fadiga da estrutura. Por isso, o método de análise dinâmica transiente de superposição modal foi utilizado para a avaliação da fadiga do eixo de torção.

Os sinais gerados por cada uma das oito pistas digitalizadas e das duas análises quase-estáticas (curva e frenagem) são inseridos no software Virtual.Lab. Os históricos de deformações de cada percurso são obtidos através da combinação entre a participação modal em cada frequência e a sua respectiva frequência natural.

Com os históricos de deformações no tempo, é possível calcular o dano gerado em cada percurso para uma repetição. O dano total em cada percurso é o dano calculado multiplicado pelo número de repetições definido durante a correlação do sinal numérico. O somatório dos danos de cada percurso gera o dano total acumulado pelo eixo de torção em um bloco de durabilidade. A Figura 101 mostra o resultado de dano total acumulado de eixo de torção do veículo de referência considerando o sinal de durabilidade correlacionado anteriormente. As regiões realçadas em vermelho apresentam os maiores valores de dano acumulado. Praticamente toda a região de acoplamento entre o eixo elástico central e o braço oscilante e o acoplamento entre prato de mola e eixo de torção apresenta um acúmulo de dano. A borda do eixo elástico central, na região próxima ao acoplamento com o braço oscilante, também apresentou uma parcela de acúmulo de dano.

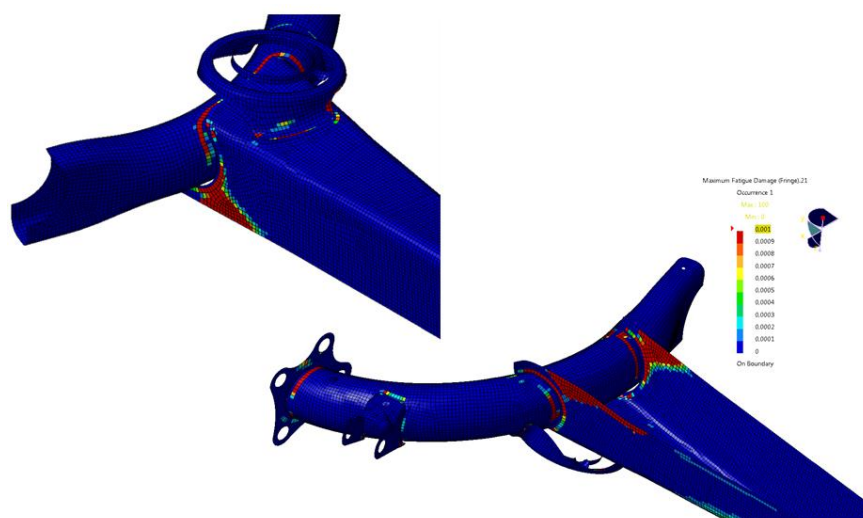


Figura 101 – Resultado de dano total acumulado do eixo de torção do veículo de referência submetido ao bloco de durabilidade virtual

Fonte: Elaborado pelo autor.

Após simulação estrutural de fadiga do eixo, foram selecionadas seis (6) regiões com acúmulo de dano significativo (Figura 102). Dos seis pontos escolhidos, cinco se encontram em regiões de união por solda entre duas peças. O outro ponto (Ponto 4) está localizado na borda do eixo elástico de torção. Essas regiões serão os pontos de controle para as atividades seguintes.

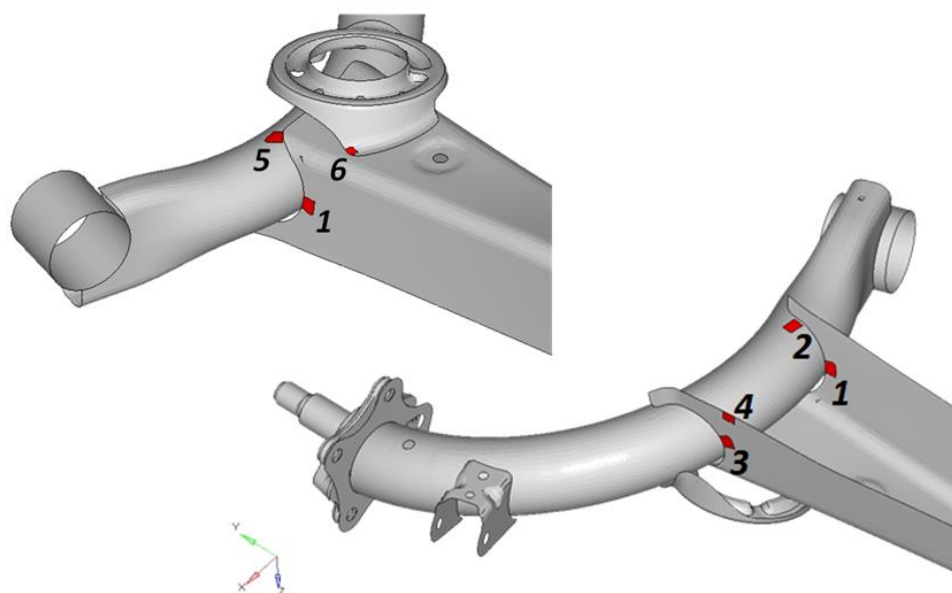


Figura 102 – Pontos de controle do eixo de torção

Fonte: Elaborado pelo autor.

A análise de fadiga do eixo de torção de referência foi realizada para cada evento de forma isolada, considerando-se o mesmo número de repetições de cada pista, conforme a análise do bloco completo. Para cada ponto de controle, os danos gerados por cada pista foram calculados, possibilitando a obtenção da severidade de cada percurso em cada um dos pontos de controle.

A Tabela 19 apresenta o resultado percentual da parcela de dano para cada uma das pistas digitalizadas e, também, pelas análises quase-estáticas.

Tabela 19 - Dano acumulado individual por percurso

Dano Acumulado Individual por Percurso						
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
PAVÈ BELGA	8.3%	38.6%	8.7%	1%	18.6%	43.6%
ONDA BREVE	0.0%	0.6%	0.4%	0%	0.0%	0.5%
PROCACCINI 30 – 60 Km/h	0.1%	1.2%	0.3%	0%	0.4%	1.0%
PROCACCINI 50 Km/h	0.5%	3.6%	0.8%	0%	1.9%	3.2%
TRAVERSINE	0.0%	0.0%	0.0%	0%	0.0%	0.0%
RAMPA BASSA	0.0%	0.0%	0.0%	0%	0.0%	0.0%
RAMPA ALTA	12.0%	18.6%	6.9%	3%	40.8%	19.5%
POT HOLE	0.1%	0.2%	0.1%	0%	0.3%	0.2%
CURVA	79.0%	37.2%	82.9%	96%	38.0%	32.0%
FRENAGEM	0.0%	0.0%	0.0%	0%	0.0%	0.0%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Três (3) eventos se destacam pela participação no dano total acumulado, o Pavè Belga, a Rampa Alta e a Curva (análise quase-estática). O Pavè Belga é similar à pavimentação em pedra ou calçamento. É uma via construída através do assentamento de pedras, com as juntas entre as pedras preenchidas com agregado fino ou argamassa. As irregularidades desse percurso geram cargas verticais assimétricas em ambas as suspensões, gerando torções no eixo de torção. A Rampa Alta simula o veículo passando em diagonal por uma rampa com duas inclinações diferentes, o que acarreta uma torção severa do veículo. E, por último, a análise quase-estática de Curva substitui o dano gerado por todas as pistas de dirigibilidade, onde os eventos de curva do veículo geram altas acelerações laterais.

O resultado do somatório da participação, no dano acumulado, dessas três (3) análises é apresentado na Tabela 20.

Tabela 20 - Somatório do dano acumulado considerando os 3 principais percursos

Dano Acumulado Individual por Percurso						
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
PAVÈ BELGA	8.3%	38.6%	8.7%	1%	18.6%	43.6%
ONDA BREVE	0.0%	0.6%	0.4%	0%	0.0%	0.5%
PROCACCINI 30 – 60 Km/h	0.1%	1.2%	0.3%	0%	0.4%	1.0%
PROCACCINI 50 Km/h	0.5%	3.6%	0.8%	0%	1.9%	3.2%
TRAVERSINE	0.0%	0.0%	0.0%	0%	0.0%	0.0%
RAMPA BASSA	0.0%	0.0%	0.0%	0%	0.0%	0.0%
RAMPA ALTA	12.0%	18.6%	6.9%	3%	40.8%	19.5%
POT HOLE	0.1%	0.2%	0.1%	0%	0.3%	0.2%
CURVA	79.0%	37.2%	82.9%	96%	38.0%	32.0%
FRENAGEM	0.0%	0.0%	0.0%	0%	0.0%	0.0%
DANO ACUMULADO	99,3%	94.4%	98.5%	96.3%	97.3%	95.1%

Fonte: Elaborado pelo autor.

Em todos os pontos utilizados para o controle do dano a fadiga, a parcela de dano das 3 pistas citadas foi superior a 94%. Assim, apenas esses três percursos serão avaliados nas análises subsequentes.

4.3.2 Mapeamento dos parâmetros estruturais que afetam a resistência estrutural do eixo de torção

O DOE fatorial completo foi composto pela geração das cargas de cada composição de veículo, considerando-se os parâmetros estruturais definidos anteriormente, e pela análise estrutural de fadiga do eixo de torção de referência, considerando-se cada conjunto de cargas. O bloco de fadiga será composto apenas pelos eventos definidos no item anterior.

A Figura 103 apresenta o fluxograma realizado para cada proposta gerado no DOE. O modelo numérico do veículo completo de cada proposta é gerado. As análises de geração de cargas, considerando as três pistas previamente identificadas, são realizadas e o sinal de durabilidade proveniente dessas é criado. O eixo de torção é submetido à análise de fadiga considerando o sinal de durabilidade criado e o resultado de dano por fadiga compilado para cada ponto de controle.



Figura 103 – Fluxograma do DOE de mapeamento dos parâmetros estruturais do eixo de torção

Fonte: Elaborado pelo autor.

O DOE fatorial completo é composto por todas as combinações possíveis, de acordo com o número de parâmetros e a quantidade de valores que os mesmos podem assumir. Para essa análise, foram selecionados sete parâmetros com dois níveis, máximo e mínimo. Portanto, o número de combinações possíveis é igual a $2^7 = 128$. Para ilustrar como é feita a construção do DOE, a Tabela 21 mostra algumas das composições de veículo avaliadas. Cada linha mostra a composição de parâmetros estruturais presente no veículo virtual. A Proposta 1 difere da Proposta 2 apenas pela curva de rigidez do batente da suspensão. Já a Proposta 64, quando comparada a Proposta 1, tem apenas o conjunto roda/pneu semelhante.

Tabela 21 – Composição do DOE Fatorial completo

DOE Fatorial Completo							
Proposta	Roda/Pneu	Centro de Gravidade	Pressão Pneu	Rigidez Torcional	Luz do Batente	Rigidez Mola	Rigidez Batente
1	165/65R14	500 mm	32 Psi	5 mm	15,5 mm	25 N/mm	Atual
2	165/65R14	500 mm	32 Psi	5 mm	15,5 mm	25 N/mm	+30%
3	165/65R14	500 mm	32 Psi	5 mm	15,5 mm	43,4 N/mm	Atual
4	165/65R14	500 mm	32 Psi	5 mm	15,5 mm	43,4 N/mm	+30%
...
64	165/65R14	640 mm	35 Psi	6 mm	35,5 mm	43,4 N/mm	+30%
65	205/55R17	500 mm	32 Psi	5 mm	15,5 mm	25 N/mm	Atual
66	205/55R17	500 Mm	32 Psi	5 mm	15,5 mm	25 N/mm	+30%
67	205/55R17	500 mm	32 Psi	5 mm	15,5 mm	43,4 N/mm	Atual
...
128	205/55R17	640 mm	35 Psi	6 mm	35,5 mm	43,4 N/mm	+30%

□ Valor Mínimo

□ Valor Máximo

Fonte: Elaborado pelo autor.

Para a análise de fadiga de cada proposta avaliada, a espessura do eixo de torção do veículo de referência foi modificada para a mesma espessura considerada durante a geração das cargas. Os mesmos seis pontos de controle utilizados na definição das pistas que são responsáveis pela maior parcela de dano na avaliação de fadiga do eixo foram utilizados.

O Ponto 1 está localizado na região de acoplamento entre braço e travessa, na região interna do eixo elástico central, próximo ao mancal. O diagrama de Pareto do Gráfico 64 mostra o percentual de contribuição da variação de cada um dos parâmetros estruturais no dano gerado no Ponto 1. A variação do centro de gravidade e do conjunto roda/pneu é responsável por 70% da variação entre o dano mínimo e o dano máximo nesse ponto.

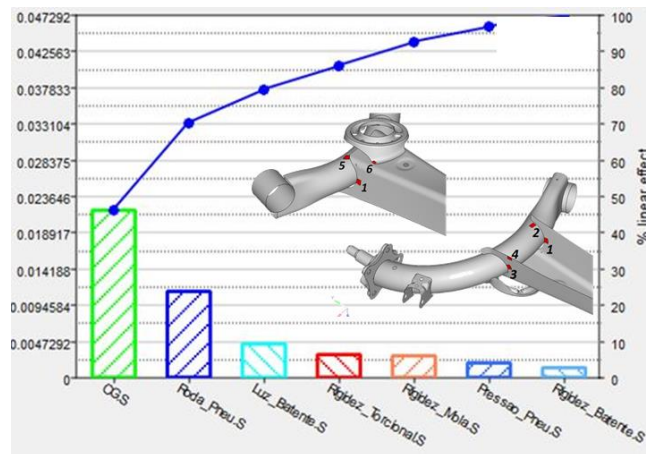


Gráfico 64 – Diagrama de Pareto do Ponto 1

Fonte: Elaborado pelo autor.

A direção das linhas diagonais dentro de cada barra nesse diagrama de Pareto indica em qual sentido a variação de um parâmetro influencia no dano do ponto. Quando a linha diagonal sobe da esquerda para a direita, como no centro de gravidade, indica que à medida que o valor do parâmetro aumenta, o dano também aumenta, ou seja, quanto maior o centro de gravidade, maior será o dano na região do Ponto 1. Quando a linha diagonal desce da esquerda para a direita, ocorre o contrário. Tomando como exemplo a luz do batente, quanto menor a luz entre o batente da suspensão e o copo superior do amortecedor, maior será o dano na região do Ponto 1.

O Ponto 2 está localizado no final do cordão de solda entre eixo elástico e braço oscilante, também próximo ao mancal. É possível observar, no diagrama de Pareto do Ponto 2 (Gráfico 65), que o conjunto roda/pneu, a rigidez torcional do eixo e o centro de gravidade são os parâmetros com a maior contribuição no dano dessa região. As direções das linhas diagonais em cada um dos parâmetros foram as mesmas, ou seja, assim como no Ponto 1, à medida que o centro de gravidade aumenta, o dano nessa região também aumenta, mas em uma proporção diferente, e o mesmo fenômeno ocorre nos outros parâmetros.

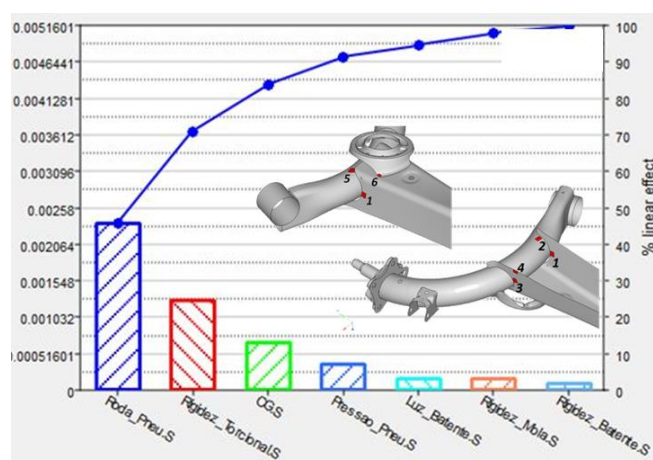


Gráfico 65 – Diagrama de Pareto do Ponto 2

Fonte: Elaborado pelo autor.

O Ponto 3 está localizado no final do cordão de solda da região interna de acoplamento entre o eixo elástico e o braço oscilante, próximo ao centro da roda. O diagrama de Pareto do Ponto 3 (Gráfico 66), assim como no Ponto 2, mostra que os parâmetros roda/pneu, rigidez torcional e centro de gravidade são os três parâmetros com a maior influência na variação do dano nessa região, sendo responsáveis por um valor combinado superior a 80% da variação.

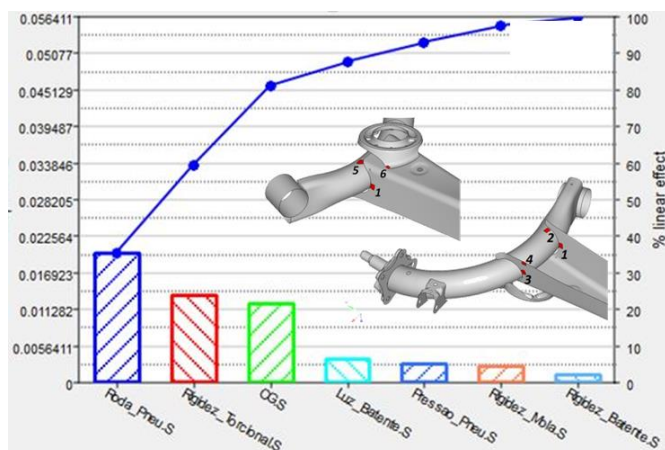


Gráfico 66 – Diagrama de Pareto do Ponto 3

Fonte: Elaborado pelo autor.

O Ponto 4 está localizado na borda do eixo central. Os três parâmetros com as maiores influências na variação do dano no diagrama de Pareto deste ponto (Gráfico 67) são os mesmos presentes nos Pontos 2 e 3: rigidez torcional, centro de gravidade e o conjunto pneu/roda. Nesse ponto, porém, nenhum desses três parâmetros se destaca, contribuindo com aproximadamente o mesmo percentual para a variação do dano.

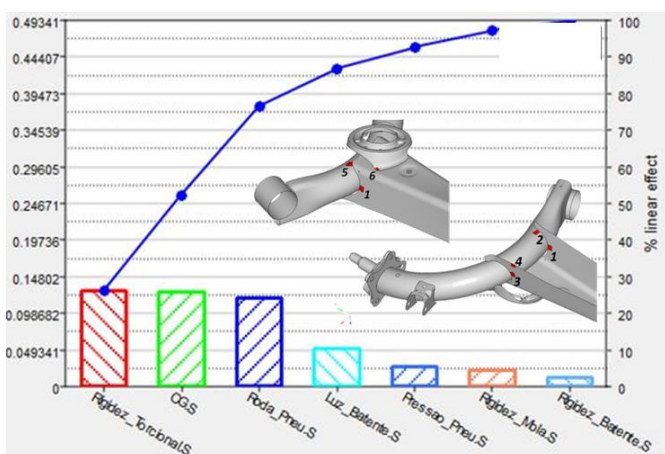


Gráfico 67 – Diagrama de Pareto do Ponto 4

Fonte: Elaborado pelo autor.

O Ponto 5 está localizado na região central do acoplamento, entre travessa central e braço oscilante. Como pode ser visto no diagrama de Pareto do Gráfico 68, assim como nos outros

pontos, o conjunto roda/pneu, a rigidez torcional e o centro de gravidade exercem o maior percentual de influência na variação do dano, com destaque para o conjunto roda/pneu, responsável por aproximadamente 45% da variação total do dano. O Ponto 6 está localizado no acoplamento entre prato da mola e eixo elástico central. Nesse ponto, como era esperado, a rigidez da mola aparece como um dos parâmetros responsáveis pela maior variação no dano (Gráfico 69).

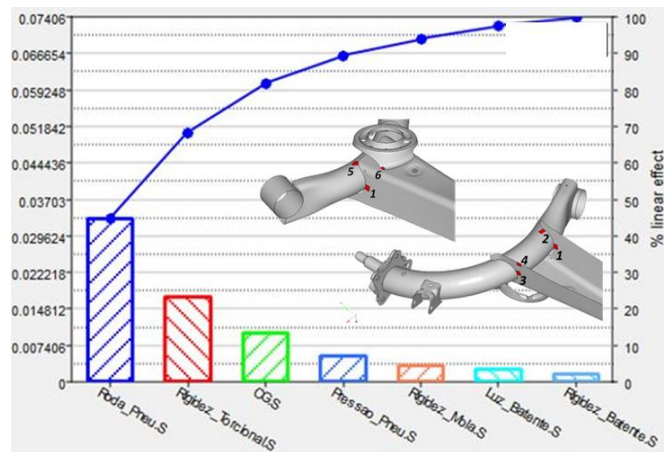


Gráfico 68 – Diagrama de Pareto do Ponto 5

Fonte: Elaborado pelo autor.

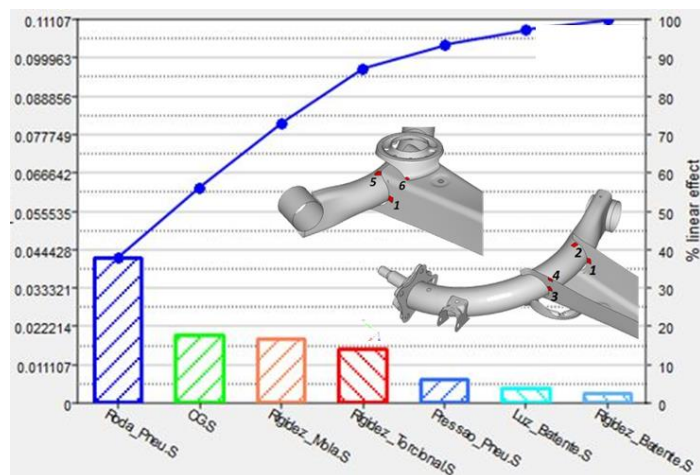


Gráfico 69 – Diagrama de Pareto do Ponto 6

Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir da análise dos seis pontos de controle, foi possível observar que três parâmetros estruturais se destacam como responsáveis pela maior parcela de variação de dano no eixo elástico central. O conjunto roda/pneu, o centro de gravidade e a rigidez torcional do eixo elástico são responsáveis, em média, por um valor de 75% do total da variação de dano nos seis pontos analisados. Dessa forma, eles devem ser cuidadosamente estimados desde um primeiro momento. Além disso, para todos os seis pontos de controle, a variação de cada parâmetro estrutural produz o mesmo efeito na variação do dano. Por exemplo, o aumento do valor da rigidez de mola gera um aumento no dano em todas as seis regiões. Do mesmo modo, a redução da rigidez da mola gera uma redução no dano em todos os pontos. O mesmo ocorre para todos os parâmetros avaliados.

Com base nos resultados encontrados, foi possível identificar as configurações de veículo menos severas e mais severas, combinando os parâmetros estruturais de acordo com o efeito que cada um produz no dano total. A Tabela 22 mostra a vida a fadiga dessas duas configurações nos 6 pontos de controle, considerando uma repetição do percurso de durabilidade completo respectivo de cada configuração. Para a condição menos severa, o eixo de torção seria capaz de suportar pelo menos quatro passagens completas do percurso sem a ocorrência de falhas. As menores vidas sob fadiga foram encontradas nos Pontos 5 e 6, com valores de 4.6 e 4.1, respectivamente. Já na condição mais severa, apenas a região do Ponto 2 conseguiria suportar mais de 1 repetição do percurso de durabilidade.

Tabela 22 – Vida a Fadiga – Configurações menos e mais severa

Vida a Fadiga (Percurso de Durabilidade Completo)						
	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6
Configuração menos severa	7.9	47.4	16.3	21.5	4.6	4.1
Configuração mais severa	0.42	3.3	0.35	0.04	0.24	0.21

Fonte: Elaborado pelo autor.

Esse resultado evidencia a importância da correta definição do conjunto de parâmetros estruturais na geração do sinal de durabilidade do veículo. A mudança de parâmetros, como os estudados neste trabalho, ao longo do projeto pode gerar criticidades ao eixo de torção em fases

onde uma modificação da forma do componente acarreta um alto custo e atrasos no desenvolvimento. Por isso, a adoção de valores considerando uma maior severidade é aconselhável.

O conhecimento gerado nesta etapa do estudo também irá possibilitar a avaliação prévia dos impactos que novas propostas de versões em cima de uma mesma plataforma de veículos podem gerar no eixo de torção, inviabilizando ou não sua utilização. Uma maior confiabilidade na definição de soluções de eixos de torção desde um primeiro momento, onde o projeto ainda se encontra na etapa de estudos de viabilidade, é obtida. A simples utilização, em uma nova versão, de um conjunto de pneu/roda com perfil mais esportivo pode gerar criticidades no eixo caso o mesmo esteja no limite do seu dimensionamento.

Portanto, esta etapa do estudo proposto se mostrou capaz de fornecer as informações necessárias para a construção de um bloco padrão de durabilidade robusto para o eixo de torção. A partir da compreensão de como os parâmetros estruturais afetam o dimensionamento estrutural do eixo de torção, a validação estrutural de uma proposta pode ser realizada desde as etapas iniciais de um projeto.

5 CONCLUSÕES

Com base nos resultados numéricos e experimentais obtidos e, considerando as diversas análises realizadas, conclui-se que:

A metodologia de otimização multidisciplinar proposta para o desenvolvimento de suspensões traseiras do tipo eixo de torção através da utilização de software de otimização numérica apresenta um avanço tecnológico em relação aos métodos empregados atualmente.

As simulações numéricas e medições experimentais realizadas e apresentadas neste estudo irão auxiliar na construção de problemas de otimização mais robustos e rápidos. Com o enfoque somente nos parâmetros e carregamentos que governam a dinâmica e resistência estrutural do eixo de torção.

As análises estruturais e dinâmicas propostas neste trabalho de pesquisa foram capazes de identificar os principais parâmetros elastocinemáticos e estruturais e o modo como eles afetam o comportamento dinâmico e estrutural do eixo de torção.

As análises iniciais de DOE identificaram relações de proporcionalidade dos parâmetros elastocinemáticos. Ficou evidenciado que, através de modificações no eixo de torção, não é possível uma alteração significativa de apenas um parâmetro elastocinemático, sendo necessária a alteração de pelo menos mais um parâmetro. Além disso, foi demonstrado que, através de otimizações, é possível obter mais de uma solução com comportamento elastocinemático específico.

A correlação do elastocinematismo com as avaliações dinâmicas objetivas demonstrou que a variação de convergência e a rigidez de rolagem têm um peso maior na definição do comportamento dinâmico do que a variação de câmbor e a altura de centro de rolagem. Também foi possível identificar os efeitos que variações nos parâmetros elastocinemáticos produziam nos comportamentos isolados de cada parâmetro dinâmico. A partir dessa avaliação, tornou-se possível mensurar os ganhos e perdas de cada alteração elastocinemática no comportamento do veículo.

A correlação entre comportamentos objetivo e subjetivo comprovou a importância do simulador de dinâmica veicular no desenvolvimento do comportamento dinâmico do veículo. Mesmo

quando não houve mudanças significativas nas curvas dinâmicas (Propostas P1 e P2), a percepção subjetiva do piloto de teste foi alterada.

Alguns efeitos foram observados apenas quando confrontados os resultados das simulações objetivas e das avaliações subjetivas como o aumento do limite de estabilidade quando ocorre o aumento da variação de câmbor, a sensação da parte traseira do veículo mais parada quando a altura de centro de rolagem é maior, e o efeito da alteração da rigidez de rolagem na linearidade do subesterço.

De modo geral, as alterações no elastocinematismo geraram os comportamentos esperados nas propostas avaliadas, mas características como a não linearidade de subesterço e variação do apoio com a variação da aceleração lateral só podem ser avaliadas com o uso do simulador de dinâmica veicular.

Através da utilização de um modelo de geração de cargas virtual e um conjunto de pistas digitalizadas, é possível reproduzir o sinal de durabilidade experimental em relação ao dano gerado. Porém, um modelo que despreze a flexibilidade dos componentes da carroceria e da suspensão pode gerar um sinal de durabilidade com uma severidade maior. A avaliação da coerência do sinal com outros sinais de veículos similares é imprescindível.

A análise estrutural de fadiga do eixo de torção mostrou que, somente eventos que geram altos níveis de torção e acelerações laterais elevadas, podem ser considerados para o desenvolvimento estrutural de um eixo de torção.

A altura do centro de gravidade, a rigidez de rolagem do eixo de torção e o conjunto roda/pneu são os três parâmetros estruturais que mais afetam a vida a fadiga do eixo de torção. Durante o desenvolvimento de novos projetos, é importante considerar a configuração mais severa para o veículo para a geração dos carregamentos de durabilidade do eixo de torção.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AALAE, B.; ABDERRAHMANE, H.; GAEL, M.; Computational design of an automotive twist beam. *Journal of Computational Design and Engineering*, Vol. 3, No. 3, p. 215-225, 2016.

ABAQUS 6.13 DOCUMENTATION; Disponível em < <https://www.3ds.com/products-services/simulia/support/documentation/>> Acesso em: 15 de Agosto de 2016

ABDYNAMICS; Disponível em: <<http://www.abd.uk.com>> Acesso em: 9 de junho de 2017.

ABE, M.; *VEHICLE HANDLING DYNAMICS: Theory and Application*, 1ª Edição, United Kingdom, Elsevier, 2009.

AGONINO, A.; JAIN, P.; Globally Optimal Design Using Simulated Annealing. *Design and Theory 88'*, p. 299-299, 1989.

ASH, H.; *Correlation of subjective and objective handling of vehicle behavior*. Tese de Doutorado. Escola de Engenharia Mecânica. Universidade de Leeds, Leeds, 2002.

ALTAIR UNIVERSITY; *Introduction into Design of Experiments DOE with Hyperstudy*, Michigan: Altair Engineering Inc., 1ª Edição, 2017.

ALTAIR UNIVERSITY; *Practical aspects of structural optimization*, Michigan: Altair Engineering Inc., 2ª Edição, 2015.

BEI, X.; CHEN, N.; ZHANG, S.; On the Complexity of Trial and Error. *Symposium on Theory of Computing Conference*, Estados Unidos, 2013.

BICKERSTAFFE, S.; Missing links. *Automotive Engineer*, p. 31-32, 2010.

BILLAL, M.; CARNEIRO, G.; OZELO, R.; KULKARNI, M.; Simulation of Vehicle Pothole Test and Techniques Used. *SAE Technical Paper Series*, 2015-01-0637, 2015

CAR AND DRIVER; Disponível em: <www.caranddriver.com> Acesso em: 28 de julho de 2017.

CARNEIRO, G.; *Simulação numérica de fadiga multiaxial de suspensão do tipo eixo de torção utilizando o método de elementos finitos*. Dissertação de Mestrado. Departamento de

Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2012.

CARNEIRO, G.; COSTA, G.; MACEDO, H.; KOGA, A.; Design of a torsion beam suspension with an optimized elastokinematic behavior. *SAE Technical Paper Series*, 2013-036-0232, 2013.

CHARLESWORTH, A.; Optimised Rear Twist Beam Design, *European Altair Technology Conference 2015*, 2015.

CHOI, B.L.; CHOI, D.H.; MIN, J.; JEON, K.; PARK, J.; CHOI, S.; KO, J.M.; Torsion beam axle system design with a multidisciplinary approach. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 10, No. 1, p. 49-54, 2009.

COSTA, G.; *Proposta de procedimento para caracterização elastocinémática da suspensão eixo de torção*. Monografia de Especialização. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Betim, 2006.

CRF (Centro Ricerche Fiat); *Handling & Ride*, Turim, 2007.

DASSAULT SYSTEMES; Nonlinear Kinematics and Compliance Simulation of Automobiles, *Abaqus Technology Brief*, 2010.

DUNI, E.; MONFRINO, G.; SAPONARO, R.; CAUDANO, M.; URBINATI, F.; MARCO, S.; ANTONINO, P.; Numerical Simulation of Full Vehicle Dynamic Behaviour based on the Interaction between Abaqus/Standard and Explicit Codes. *2003 Abaqus User's Conference*, 2003.

DUNI, E.; TONIATO, G.; SAPONARO, R.; SMERIGLIO, P.; Vehicle Fatigue Load Prediction based on Finite Element TIRE/ROAD Interaction implemented in an Integrated Implicit-Explicit Approach. *2008 Abaqus User's Conference*, 2008.

DUNI, E.; TONIATO, G.; SMERIGLIO, P.; PULEO, V.; SAPONARO, R.; Vehicle Dynamic Solution Based on Finite Element Tire/Road Interaction Implemented through Implicit/Explicit Sequential and Co-Simulation Approach. *SAE Technical Paper Series*, 2010-01-1138, 2010.

PULEO, V.; SAPONARO, R.; SMERIGLIO, P.; DUNI, E.; TONIATO, G.; Mixed Lagrangian Eulerian Method for Tire/Road Interaction in Finite Element Vehicle Dynamic Simulation. *2011 SIMULIA Customer Conference*, 2011.

- DURALI, M.; BEHRAVESH, B.; Optimization of Torsion Beam Cross Section Using a Combined FEM-Dynamic Simulation, *SAE Technical Paper Series*, 2003-01-2882, 2003.
- FICHERA, G.; LACAGNINA, M.; PETRONE, F.; Modelling of Torsion Beam Rear Suspension by Using Multibody Method, *Multibody Sistem Dynamics*, No. 12, p. 303-316, 2004.
- FIOCCARDI, A.; DUSINI, L.; How to reduce Development Time: Winter Session at the Driving Simulator. *2017 Vi-grade users conference*, 2017.
- GILLESPIE, T.; *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, 1ª Edição, Estados Unidos da América, Society of Automotive Engineers Inc., 1992.
- HAIBA, M.; BARTON, D.C; BROOKS, P.C.; LEVESLEY, M.C.; Review of life assessment techniques applied to dynamically loaded automotive components. *Computers and Structures*, No. 80, p. 39–53, 2002.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARTIZATION – ISO. *International Standard ISO 7401 - Road Vehicles – Lateral transient response test methods – Open-loop test methods*. 3rd Edition, 2011.
- IYIDIKER, C.; CAKAL, I.; YILMAZ, A.; KILIC, N.; Fatigue life prediction of a bus body using CAE tools; *FISITA 2010 World Automotive Congress*, Vol.1, p. 319-329, 2010.
- KEENAN, T.; Enginnering revolution: CAD/CAE advancements changing vehicle development. Disponível em: <www.wardsauto.com>, WardsAuto, 1995.
- LAURENT, G.; Concept Evaluation and Optimization Tool for Rear Twist Beam Axles. *European Altair Technology Conference 2009*, 2009.
- LEAL, V.; *Estudo cinemático de suspensões veiculares do tipo eixo de torção*. Dissertação de Mestrado. Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2007.
- LEE, D.; YANG, C.; An analytical approach for design and performance evaluation of torsion beam rear suspension. *Finite Elements in Analysis and Design*, No. 63, p.98-106, 2013.
- LEE, G.; *Practical aspects of structural optimization*, p. 17, Michigan: Altair Engineering Inc., 2nd Edition, 2015.

LEE, Y.; PAN, J.; HATHAWAY, R.; BARKLEY, M.; *Fatigue Testing and Analysis: Theory and Practice*, 1ª Edição, Estados Unidos da América, Elsevier, 2005.

MARTINS, D.; *Apostila Sistemas de Suspensões e Direção*, Florianópolis, 2004.

MTS, Disponível em: < <https://www.mts.com> >. Acesso em: 06 de junho de 2017.

NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION, *The Pneumatic Tire*. Estados Unidos, 2006.

OGILVIE, L.; Bridging the Gap Between Testing and Simulation. *2017 Vi-grade users conference*, 2017.

PACEJKA, H.; *Tire and Vehicle Dynamics*, 2ª Edição, Holanda, Butterworth-Heinemann, 2006.

PAJOT, J.; Optimal Design Exploration Using Global Response Surface Method: Rail Crush. *Altair University*, 2013.

PEICHENG, S.; PING, X.; LIXIN, G.; KAIZHONG, S.; The design of vehicle twist beam rear axle based on structure topology optimization, *2011 International Conference on Electric Information and Control Engineering (ICEICE)*, 2011.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J.W.; *The Automotive Chassis*, 2ª Edição, Estados Unidos da América, 2001.

SCHUMACHER, A.; *Structural Optimization Background*. Capítulo do livro Practical aspects of structural optimization, Michigan: Altair Engineering Inc., 2ª Edição, 2015.

SHANKAR, M.; SRI HARSHA, I.; SUNIL, K.; RAMACHANDRAN, R.; Methodology to Study the Effect of Variation of Suspension Characteristics on Body Durability, *SAE Technical Paper Series*, 2017-01-0348, 2017.

SILVEIRA, M.; VASCONCELOS, L.; CHISTOFORO, A.; Numerical Simulation of the Kinematic Behavior of a Twist Beam Suspension Using Finite Element Method. *Journal of Mechanical and Engineering and Automation*, No. 6, p. 150-158, 2012.

SILVA, E.; *Otimização aplicada ao projeto de sistemas mecânicos*. Apostila da disciplina de Otimização em Engenharia Mecânica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e Sistemas Mecânicos, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2015.

SISTLA, P.; KANG, H.T.; Twist Beam Suspension Design and Analysis for Vehicle Handling and Rollover Behavior. *SAE Technical Paper Series*, 2010-01-0085, 2010.

SPINELLI, M.; Full Vehicle Durability Simulation: Load prediction of a complete durability schedule. *Vehicle Dynamics Expo 2012*. Stuttgart, 2012.

STEENACKERS, G.; PRESEZNIAK, F.; GUILLAUME, P.; Development of an adaptive response surface method for optimization of computation-intensive models. *Computers & Industrial Engineering*, No. 57, p. 847-855, 2009.

TEY, J.Y.; PAMLI, R.; ABDULLAH, A.S.; A new multi-objective optimization method for full-vehicle suspension systems. *Journal of Automobile Engineering*. Vol. 230, No. 11, p.1443-1458, 2016.

TNO, *MF-Tyre / MF – Swift 6.2 Equation manual*, Netherlands, 2013.

VI-GRADE, Disponível em: < <https://www.driverinmotion.com>>. Acesso em: 22 de abril de 2017.

VEHICLE DYNAMICS; Minimizing mass. Disponível em: <www.vehicledynamicsinternational.com>, p.48-49, 2016.

YANG, X.; *A Virtual Shaker Table for Predicting Loads in Automotive Powertrain Mounts*; Tese de Doutorado. Departamento de Engenharia Mecânica, Automotiva e de Materiais, Universidade de Windsor, Windsor, 2014.

ZHAO, L-H.; ZHENG, S-L.; FENG, J-Z.; Failure mode analysis of torsion beam rear suspension under service conditions. *Engineering Failure Analysis*, No. 36, p. 39-48, 2014.

ZHANG, W.W.; HAN, C.; YUAN, S.J.; Optimization of pre-form shapes by response surface methodology for hydro-forming of 780 MPa torsion beam. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, No. 85, p. 1227-1237, 2016.

ZHIFAN, L.; Benchmark of Hyperstudy Optimization Algorithms. *Altair University*, 2016.

WANG, G.; DONG, Z.; AITCHISON, P.; *Adaptive Response Surface Method – A Global Optimization Scheme for Approximation-based Design Problems*, Apostila. Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial, Universidade de Manitoba, Winnipeg, 2001.