



TESE DE DOUTORADO

**DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA PROJETO DE
SUSPENSÕES AUTOMOTIVAS ATRAVÉS DE ANÁLISE SUBJETIVA
APLICADO EM SIMULADOR DINÂMICO VEICULAR**

Vinícius Leal

Brasília, 05 de Julho de 2024

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA PROJETO DE
SUSPENSÕES AUTOMOTIVAS ATRAVÉS DE ANÁLISE SUBJETIVA
APLICADO EM SIMULADOR DINÂMICO VEICULAR**

Vinícius Leal

**TESE SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA
MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE
DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS
PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM SISTEMAS
MECATRÔNICOS**

APROVADA POR:

Prof. Dr. André Murilo de Almeida Pinto
Orientador e Presidente da Banca, UnB

Prof. Dr. Evandro Leonardo Silva Teixeira
Coorientador, UnB

Prof^ª. Dra. Suzana Moreira Ávila
Membro Interno, UnB

Prof. Dr. Janes Landre Júnior
Membro Externo, PUC-MG

Prof. Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães
Membro Externo, UFLA

Leal, Vinícius

Desenvolvimento de Metodologia para Projeto de Suspensões Automotivas Através de Análise Subjetiva Aplicado em Simulador Dinâmico Veicular / Vinícius Leal. –Brasil, 2023.

x p.

Orientador: André Murilo de Almeida Pinto
Tese (Doutorado) – Universidade de Brasília – UnB
Faculdade de Tecnologia – FT

Programa de Pós-Graduação em Sistemas Mecatrônicos – PPMEC, 2023.

1. Dinâmica Veicular 2. Suspensões 3. Simulador Automotivo 4. Elastocinematismo
5. *Handling* I. André Murilo de Almeida Pinto, orientador. II. Universidade de Brasília.
III. Faculdade de Tecnologia.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Prof. Dr. André Murilo, agradeço pela orientação dedicada, apoio constante e principalmente pela paciência. Mais que um orientador um amigo para a vida.

A realização desta tese só foi possível graças ao apoio e colaboração de várias pessoas. Agradeço especialmente ao José Bosco Tomich, piloto de testes com larga experiência em avaliações automotivas que foi essencial para a conclusão deste trabalho. Obrigado Bosco por sua sabedoria e todo o conteúdo adicionado.

Gostaria de expressar minha gratidão aos colegas que fizeram parte da pesquisa. Neimar Soares pela enorme contribuição com as geometrias de suspensão. Gustavo Costa, Rudinixon Bitencourt e Diego Vasconcelos pelas valiosas discussões em torno dos modelos numéricos e resultados obtidos. Agradeço Também ao Estevão Zanatta pelo constante apoio nas aquisições e análises de resultados experimentais.

À minha família, pela compreensão e pela paciência pelo tempo de dedicação. Em especial, à minha esposa Ana Almeida, por seu apoio constante, ao meu filho Lucas Almeida e à minha Mãe Sandra Leal que é minha maior inspiração.

À Stellantis, pela infraestrutura e recursos disponibilizados.

Vinícius Leal

RESUMO

O fluxo de desenvolvimento de suspensões automotivas e consequentemente da dinâmica lateral, tradicionalmente passa pelo ciclo em V, iniciando por uma fase de projeto com simulações numéricas seguido por prototipação e industrialização para produção em escala. Tradicionalmente as montadoras transformam sensações de direção em números, gerando os objetivos para a definição do projeto de suspensão e consequente definição do desempenho dinâmico do veículo. A definição das geometrias das suspensões é baseada, portanto, em simulações numéricas, normalmente utilizando ferramentas de múltiplos corpos, com objetivos baseados em medições e experiência prévia. Após definição da geometria e do elastocinematismo das suspensões a serem utilizadas em um novo projeto, entra-se na fase de maior dispêndio financeiro que são as etapas prototipação e em sequência industrialização. Devido ao tempo de desenvolvimento para se lançar o novo veículo, não se tem tempo hábil para análises subjetivas e otimização do comportamento dinâmico em protótipos. O desafio é ainda maior para se otimizar os componentes que constituem a geometria da suspensão, devido a dificuldade de prototipação de variáveis para análises. Segue-se, portanto, um padrão de desenvolvimento onde, se traduz sensações subjetivas em números e as decisões são tomadas a partir de análises objetivas utilizando modelos numéricos. Não se tem, por fim, avaliações sensoriais para definição do comportamento dinâmico do veículo na fase de projeto e caso seja necessário algum ajuste na geometria das suspensões nas etapas de industrialização tem-se consequente desperdício de tempo e dinheiro. Este trabalho propõe um fluxo em degraus para o desenvolvimento de geometria do sistema de suspensão automotivos utilizando análise sensorial, anterior à construção de protótipos físicos, empregando um simulador dinâmico automotivo como ferramenta. Realizar, portanto, a otimização do cinematismo de suspensão e direção utilizando as sensações dos ocupantes como variável principal. Para a criação e validação do fluxo, propõe-se a construção e correlação dos modelos numéricos a serem aplicados no simulador, assim como análises de sensibilidade subjetivas à variações de geometria de suspensão.

ABSTRACT

Usually, the workflow to develop automotive suspension and lateral dynamics goes through a V-cycle, starting from a design phase with numerical simulations followed by prototyping and industrialization for scale production. Traditionally, automakers transform driving sensations into numbers, to create the target setting, the suspension hardpoint design and the consequent definition of the vehicle's dynamic performance. Therefore, the definition of suspension hardpoints is based on numerical models, normally using multi-body tools, with targets based on measurements and previous know-how. After the design phase with kinematic and compliance definition, there is a substantial financial expense, into prototyping and industrialization stages. Due to the currently challenging time to market, there is no timeframe for subjective analysis and optimization of dynamic behavior in prototypes. Regarding the suspension core components, the challenge is even greater due to the timing and complexity of producing parts for sensitive analysis. So, there isn't a sensorial analysis of dynamic behavior during the development phase, and in case of modifications in later stages, the consequences would be a waste of time and money. This work proposes to create a step cycle for automotive suspension hardpoints definition, using subjective evaluations in earlier development stages, before prototype construction and applying a driving simulator as a tool. The step workflow considers the final design decisions based on sensations with the driver in the loop. This work presents also, the numerical model's conception and correlation, and a sensitive analysis in driving simulator applying the driver in the loop.

SUMÁRIO

RESUMO	i
ABSTRACT	ii
LISTA DE FIGURAS	v
LISTA DE TABELAS	xiv
1 Introdução	1
1.1 Contextualização	1
1.2 Objetivos	2
1.3 Organização do manuscrito	3
2 Revisão Bibliográfica	4
2.1 Fluxo de Desenvolvimento de Projeto de Dinâmica Veicular em Montadoras	4
2.2 Simuladores de Dinâmica Veicular: História e Aplicações	6
2.2.1 <i>Swedish National Road and Transport Research Institute</i>	11
2.2.2 <i>National Advanced Driving Simulator</i>	13
2.2.3 <i>Ansible Motion</i>	15
2.2.4 Cruden	16
2.2.5 VI-Grade	17
2.3 Conclusão	19
3 Fundamentação Teórica	20
3.1 Introdução	20
3.2 Dinâmica Veicular	20
3.2.1 <i>Handling</i> e Dinâmica Lateral	22
3.2.2 Equilíbrio de <i>YAW</i>	26
3.2.3 Equilíbrio de <i>ROLL</i>	35
3.2.4 Resposta em frequência: Equilíbrio de <i>YAW</i> e equilíbrio de forças laterais	38
3.2.5 Medições Experimentais em Veículos e Manobras	40
3.2.6 Equipamentos de medição:	46
3.2.7 Suspensão Dianteira MacPherson	48
3.2.8 <i>Kinematics and Compliance</i> : Direção e suspensão	51

4	Metodologia	72
4.1	Introdução	72
4.2	Modelos em Múltiplos Corpos	75
4.3	Medição e Correlação do Elastocinematismo	82
4.3.1	Descrição do Banco de Medição de Elastocinematismo	83
4.3.2	Movimentação simétrica vertical	84
4.3.3	Movimentação Assimétrica Vertical	87
4.3.4	Flexibilidade Lateral	87
4.3.5	Variação de Convergência - Carga Lateral	88
4.3.6	Variação de Camber - Carga Lateral	88
4.3.7	Flexibilidade Longitudinal	88
4.3.8	Variação de Convergência - Carga Longitudinal	89
4.3.9	Variação de Camber - Carga Longitudinal	89
4.3.10	Banco Elastocinemático - Outros Parâmetros	90
4.4	Medição e Correlação de Manobras de <i>Handling</i>	91
4.4.1	Procedimento de medição	93
4.4.2	Correlação Numérico Experimental	95
4.5	Modelo Numérico em Tempo Real	96
4.5.1	Conversão e Comparação Adams Vs Modelo em tempo real	96
4.6	Simulador de Dinâmica Veicular	97
4.7	Análise de sensibilidade dos parâmetros cinemáticos	100
5	Resultados	102
5.1	Introdução	102
5.2	Medição e correlação numérico-experimental de elastocinematismo	102
5.2.1	Métrica de Correlação - Coeficiente de Determinação	103
5.2.2	Elastocinematismo - Movimentação simétrica. Correlação numérico - experimental	104
5.2.3	Movimentação vertical assimétrica. Correlações de elastocinematismo numérico vs experimental.	107
5.2.4	Movimentação lateral das suspensões - Correlações de elastocinematismo numérico vs experimental.	110
5.2.5	Movimentação longitudinal das suspensões. Correlações de elastocinematismo numérico vs experimental	112
5.3	Medição e Correlação de Manobras de <i>Handling</i>	114
5.3.1	Manobra em regime permanente - <i>Steering Pad</i>	115
5.3.2	Manobra Senoidal	118
5.3.3	Manobra <i>Sweep Sine</i>	120
5.3.4	Manobra 0 a Potência Máxima	124
5.3.5	Manobra de desaceleração em curva	124
5.3.6	Manobra golpe de frenagem	125
5.3.7	Manobra Frenagem em Curva	126
5.4	Comparação Adams versus Modelo em Tempo Real	127

5.5	Simulador de Dinâmica Veicular - Análise de sensibilidade dos parâmetros cinemáticos .	129
5.5.1	Convergência estática	130
5.5.2	Camber Estático	136
5.5.3	Caster	142
5.5.4	Altura do Centro de Rolagem	150
5.5.5	TAU- Relação de direção	158
5.5.6	Ackermann.....	165
5.5.7	Braço a terra (<i>Scrub Radius</i>)	169
5.5.8	Análise subjetiva no Simulador.....	173
5.5.9	Análise subjetiva no Simulador - Manobras longitudinais puras	174
5.6	Análise comparativa entre veículo real e simulador em pista de testes	174
5.7	Discussão dos Resultados	179
5.7.1	Fluxo de Desenvolvimento de Projeto	179
5.7.2	Degrau 1 - Definição de objetivos de dinâmica veicular.....	181
5.7.3	Degrau 2 - Definição da Arquitetura.....	182
5.7.4	Degrau 3 - Definição da Geometria da Suspensão	183
5.7.5	Degrau 4 - Construção de Mulas, Protótipos e Ferramentas	191
5.7.6	Degrau 5 - Mulas Calibração de Amortecedores etapa 1	193
5.7.7	Degrau 6 - Pré-séries Calibração de Amortecedores giro 2	194
6	Conclusões e Trabalhos Futuros	196
6.1	Conclusões do Trabalho	196
6.2	Sugestões para Trabalhos Futuros.....	198
	REFERÊNCIAS	199

LISTA DE FIGURAS

1.1	Exemplos de simulações atualmente aplicadas no desenvolvimento de veículos.	1
1.2	Simulador de dinâmica veicular para análises subjetivas com <i>Driver in the Loop</i> (DIL), situado em Belo Horizonte. Ferramenta utilizada neste trabalho para análises sensoriais ainda na fase de projetos.	2
2.1	Processo de desenvolvimento de produto automotivo utilizando a metodologia <i>V-Cycle</i> (WEBER, 2009)	5
2.2	Metodologia de desenvolvimento de dinâmica de veículos da FEV. (WOLFF et al., 2008) ...	6
2.3	Fluxograma de Funcionamento de Simuladores Veiculares (ALLEN et al., 2011).	8
2.4	Primeiro simulador de voo - Década de 1930 (BOUCHNER, 2016).	9
2.5	Simulador de direção - década de 1970. (BOUCHNER, 2016)	10
2.6	Simuladores com <i>cockpit</i> simplificado (BOUCHNER, 2016).	11
2.7	Tipos de simuladores veiculares (BOUCHNER, 2016).	12
2.8	Simulador SIM IV da VTI na Suécia.(VTI, 2022)	13
2.9	Simulador NADS-1 (IOWA, 2022).	14
2.10	Simulador Ansible Motion - Mecanismos. (MOTION, 2022).	16
2.11	Simulador Ansible Motion. (MOTION, 2022)	16
2.12	Simulador Cruden. (CRUDEN, 2022)	17
2.13	Simulador Vi-Grade - Equipamentos. (VI-GRADE, 2022)	18
2.14	Simulador Vi-Grade. (VI-GRADE, 2022)	18
3.1	Fluxo da Dinâmica Veicular considerando fontes de excitação e <i>Ride</i> .(GILLESPIE, 1992)...	21
3.2	Variáveis envolvidas na dinâmica veicular. (BLUNDELL; HARTY, 2004)	22
3.3	Sistemas de coordenadas da SAE.(GILLESPIE, 1992)	23
3.4	Sistemas de coordenadas e ângulos de um veículo em curva (REIMPELL et al., 2001).	23
3.5	Modelo de bicicleta.(GILLESPIE, 1992)	25
3.6	Aceleração lateral em função de ângulo de deriva (Dixon, 1991)	26
3.7	Modelo de bicicleta	27
3.8	Gradiente de sub-esterço em função da aceleração lateral.(GILLESPIE, 1992)	28
3.9	Gradiente de sub-esterço em função da aceleração lateral, apresentando tendencia sub e sobre-esterçante. (HEISSING; ERSOY, 2010)	30
3.10	<i>Side slip angle</i> (Angulo de escorregamento) β . (GILLESPIE, 1992)	30
3.11	Velocidade Critica. (GILLESPIE, 1992)	32

3.12 Veículo Sub-esterçante: Análise de sensibilidade de sub-esterço em função de variados raios de curva.	33
3.13 Veículo Sobre-esterçante: Análise de sensibilidade de sub-esterço em função de variados raios de curva.	33
3.14 Análise de sensibilidade do <i>side slip angle</i> em função de variados raios de curva.	34
3.15 Curva completa de sub-esterço (GILLESPIE, 1992)	34
3.16 Centro de Rolagem da suspensão <i>hcr</i> . (REIMPELL et al., 2001).....	35
3.17 Equilíbrio de rolagem	36
3.18 Equilíbrio de cargas laterais.....	38
3.19 Resposta em frequência de aceleração lateral em função do angulo de volante. Gráfico gerado a partir de modelo analítico de equilíbrio de YAW	41
3.20 Resposta em frequência de <i>side slip angle</i> em função do angulo de volante. Gráfico gerado a partir de modelo analítico de equilíbrio de YAW	41
3.21 Resposta em frequência de velocidade de YAW em função do angulo de volante. Gráfico gerado a partir de modelo analítico de equilíbrio de YAW	42
3.22 Manobra Tip-in.....	44
3.23 Manobra Senoidal.	45
3.24 Suspensão Independente – Tipo MacPherson. BRAUN	49
3.25 Suspensão Independente – Tipo MacPherson.	49
3.26 Detalhamento da geometria da suspensão do Tipo Macpherson.	50
3.27 Linha de força de molas com o objetivo de minimizar as forças de atrito em amortecedores.(RYU et al., 2010)	51
3.28 Angulo de Camber. (LEARN..., 2020)	52
3.29 Desgaste irregular consequente de ângulo de Camber negativo. (WHAT..., 2023)	52
3.30 Expectativa de vida de pneus em função do angulo de Camber. (REIMPELL et al., 2001) ...	52
3.31 Variação de camber devido a rolagem da carroceira em curva. (REIMPELL et al., 2001).....	53
3.32 Variação de camber em função do curso da suspensão. (REIMPELL et al., 2001)	54
3.33 Ângulo de Convergência.....	55
3.34 Variação de convergência devido a cargas longitudinais.(REIMPELL et al., 2001)	56
3.35 Curvas de variação dinâmica de convergência e camber em função do curso da suspensão. (HEISSING; ERSOY, 2010)	56
3.36 Mecanismo de “quatro barras” formado pelos pontos E – F – D – AB	57
3.37 Ângulos de roda e centro de giro de um veiculo em curva de baixa velocidade. (GILLESPIE, 1992)	58
3.38 TAU em relação aos ângulos médios de esterçamento. (REIMPELL et al., 2001)	60
3.39 Ângulo de <i>kingpin</i> , Braço transversal no centro da roda e braço a terra.	61
3.40 Torque Auto-alinhante gerado pelo <i>kingpin</i> . (REIMPELL et al., 2001)	62
3.41 Momento em torno do eixo de direção devido ao braço a terra. Adaptado (REIMPELL et al., 2001)	63
3.42 Trajetória que o ponto de contato entre pneu e solo descreve durante o esterçamento.	63
3.43 Ângulo de caster e caster <i>trail</i> . (DOES...,).....	64
3.44 Caster - Efeito carrinho de supermercado.	64

3.45	Caster - Ângulo de caster positivo e o caster <i>trail</i> positivo.(HEISSING; ERSOY, 2010)	65
3.46	Eixo de giro - linha de união entre o centro de giro da suspensão dianteira e o centro de giro da suspensão traseira. (ROLL. . . ,)	66
3.47	Coordenadas para definição do centro de giro. (HEISLER, 2002)	67
3.48	Determinação do <i>hcr</i> em função da curva de variação de bitola.	67
3.49	Determinação do <i>hcr</i> para suspensões Mcpherson. (REIMPELL et al., 2001)	68
3.50	Pontos para geração das linhas para determinação do centro instantâneo de rotação ao <i>pitch</i>	69
3.51	Determinação do centro de rotação de mergulho - Of. (DIXON, 2009)	71
3.52	Relação entre centro instantâneo de rotação e altura de CG para cálculo de percentual de <i>anti-dive</i> . (MICK, 2023).....	71
4.1	Fluxograma de trabalho para avaliação de modelos no simulador de dinâmico veicular.....	72
4.2	Fluxograma de trabalho para avaliação de modelos no simulador com variações de geometria de suspensão. Serão avaliadas modificações no parâmetro TAU e variação de convergência com validação em veículo real.	75
4.3	Representação das partes no modelo numérico em múltiplos corpos.	76
4.4	Modelo de suspensão dianteira McPherson em múltiplos corpos.....	76
4.5	Modelo em múltiplos corpos de buchas, coxins e amortecedores.	77
4.6	Dados de entrada de buchas, batentes e amortecedores.	77
4.7	Modelamento numérico da barra estabilizadora.	79
4.8	Modelamento numérico do sistema de direção.	79
4.9	Coluna de direção completa, partes representadas no modelo multiplos corpos.	80
4.10	Curva de assistência típica de direções elétricas.	80
4.11	Disco de freio com representação do diâmetro efetivo D_e e o ponto central de aplicação da força frenante F_R e geração do torque frenante B_T	81
4.12	Distribuição de torque frenante entre eixos. Curva ideal e curva típica presente nos veículos (BLUNDELL; HARTY, 2004). No modelo em múltiplos corpos foi considerada a distribuição conforme conceito da curva vermelha com apenas uma inclinação.	82
4.13	Banco de testes para levantamento das características elastocinemáticas de suspensões	82
4.14	Banco de testes para levantamento das características elastocinemáticas - base central móvel. (ABDYNAMICS, 2022)	83
4.15	Banco de testes para levantamento das características elastocinemáticas - detalhes. (ABDYNAMICS, 2022)	84
4.16	Teste de flexibilidade vertical a terra.....	85
4.17	Teste de variação de convergência em função do curso vertical da suspensão.....	85
4.18	Teste de variação de <i>camber</i> em função do curso vertical da suspensão.	86
4.19	Teste de variação de bitola em função do curso vertical da suspensão.	86
4.20	Teste de variação de passo em função do curso vertical da suspensão.....	87
4.21	Teste de flexibilidade lateral no banco elastocinemático.	88
4.22	Variação de convergência com carga lateral.....	88
4.23	Variação de <i>camber</i> com carga lateral.	89
4.24	Curva de flexibilidade longitudinal.....	89

4.25	Curva de variação de convergência com carga longitudinal.....	90
4.26	Curva de variação de camber com carga longitudinal.	90
4.27	Curva de relação instantânea de direção em função do ângulo de volante.....	91
4.28	Curva de ângulo de kingpin em função do ângulo de volante.	91
4.29	Curva de braço a terra em função do ângulo de volante.....	91
4.30	Equipamento para medição de ângulo e velocidade angular no volante	94
4.31	Sensor inercial para medições das velocidades angulares do veículo.	94
4.32	Cadeia de aquisição de dados de <i>handling</i> de acordo com (BITENCOURT, 2016).....	95
4.33	Robô acoplado a direção para acionamento do volante. (abdyamics,)	95
4.34	Fluxo para conversão e validação dos modelos numéricos - De Múltiplos corpos Adams para modelo parametrizado VI-CRT.....	96
4.35	Simulador DIM150 - Esquema dos componentes da plataforma.	98
4.36	Simulador DIM150 - Instalação na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.	98
4.37	Circuito de Hockenheim na Alemanha. Pista digitalizada para análise subjetiva no simulador.	99
4.38	Circuito dos cristais na cidade de Curvelo em Minas Gerais. Pista digitalizada para análise subjetiva no simulador.	100
4.39	Variáveis de geometria avaliadas: no simulador, análises numéricas e veículos físicos.	101
5.1	Etapa de correlação numérico x experimental do elastocinematismo.....	103
5.2	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Flexibilidade vertical a terra. ...	104
5.3	Correlação numérico versus experimental do elastocinematismo - Variação de convergência em movimento simétrico vertical.	105
5.4	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de camber em movimento simétrico vertical.	106
5.5	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de bitola em movimento simétrico vertical.	106
5.6	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de passo em movimento simétrico vertical.	107
5.7	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Flexibilidade vertical em movimento assimétrico vertical.	108
5.8	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de convergência em movimento assimétrico vertical.	108
5.9	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de camber em movimento assimétrico vertical.	109
5.10	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de bitola em movimento assimétrico vertical.	109
5.11	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de passo em movimento assimétrico vertical.	110
5.12	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Flexibilidade lateral das suspensões.	111
5.13	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de convergência com carga lateral.	111

5.14	Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de camber com carga lateral.	112
5.15	Correlação numérico x experimental do elastocinematismo - Flexibilidade longitudinal.	112
5.16	Correlação numérico x experimental do elastocinematismo - Variação de convergência com carga longitudinal.	113
5.17	Correlação numérico x experimental do elastocinematismo - Variação de camber com carga longitudinal.	114
5.18	Etapas de correlação numérico vs experimental de manobras de <i>handling</i>	114
5.19	Manobra em regime permanente, Curva de subesterço - correlação numérico vs experimental	116
5.20	Manobra em regime permanente, <i>slip angle</i> (β) em função da aceleração lateral. Na parte inferior os dois gráficos relativos aos <i>Slip angles</i> dos eixos dianteiro e traseiro de forma isolada - correlação numérico - experimental.	116
5.21	Manobra em regime permanente, carga lateral gerada no eixo dianteiro e traseiro em função do <i>slip angle</i> - correlação numérico vs experimental.	117
5.22	Manobra em regime permanente, Rigidez lateral C_d e C_t , dos eixos dianteiros e traseiros em função da aceleração lateral - correlação numérico vs experimental.	117
5.23	Manobra em regime permanente, ângulo de rolagem da carroceria em função da aceleração lateral - correlação numérico vs experimental.	118
5.24	Manobra senoidal, variação de carga no tirante da direção EF em função do tempo da manobra - correlação numérico vs experimental.	119
5.25	Manobra senoidal, análise de subesterço e velocidade de guinada por ângulo de volante - correlação numérico vs experimental.	119
5.26	Manobra Sweep Sine, ganho e fase entre aceleração lateral e ângulo do volante - correlação numérico vs experimental.	120
5.27	Manobra <i>Sweep Sine</i> , relação entre a velocidade de guinada e o ângulo do volante em função da frequência da manobra. Correlação numérico - experimental.	122
5.28	Manobra Sweep Sine, relação entre o side slip angle (ângulo de guinada) e aceleração lateral em função da frequência da manobra. correlação numérico - experimental.	122
5.29	Manobra <i>Sweep Sine</i> , relações entre a velocidade de rolagem da carroceria em função do ângulo de volante - correlação numérico - experimental.	123
5.30	Manobra 0 a Potência Máxima - correlação numérico vs experimental.	124
5.31	Manobra de desaceleração em curva. correlação numérico - experimental.	125
5.32	Manobra golpe de frenagem. correlação numérico - experimental.	126
5.33	Manobra Frenagem em Curva. Correlação numérico - experimental.	126
5.34	Fluxo de trabalho - correlação de respostas entre os modelos numéricos em Adams (múltiplos-corpos) e o modelo VI-Car real time (parametrizado).	127
5.35	Comparação entre modelo parametrizado e modelo em tempo real das manobras em regime permanente.	128
5.36	Correlação de respostas entre os modelos numéricos em Adams (múltiplos-corpos) e o modelo <i>VI-Car Real Time</i> (parametrizado). Manobra <i>Sweep sine</i> . Aceleração lateral e velocidade de guinada.	128

5.37	Correlação de respostas entre os modelos numéricos em Adams (múltiplos-corpos) e o modelo VI-Car real time (parametrizado). Manobra <i>Sweep sine</i> . Ângulo de rolagem.	129
5.38	Variação de convergência com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 1.	131
5.39	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base vs geometria 1.....	132
5.40	Variação de convergência com curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 2.	133
5.41	Comparação <i>handling</i> estacionário curva da subesterço: Veículo base versus geometria 2. ...	134
5.42	Comparação <i>handling</i> estacionário de <i>slip angle</i> e rigidez lateral: Veículo base vs geometria 2.	134
5.43	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base vs geometria 2.....	135
5.44	Variação de camber com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 3	137
5.45	Variação de KPO com curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 3.....	137
5.46	Comparação <i>handling</i> estacionário: Subesterço Veículo base versus geometria 3.	138
5.47	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 3.	139
5.48	Variação de camber com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 4.....	139
5.49	Variação de KPO com curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 4.	139
5.50	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 4.....	140
5.51	Comparação <i>sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 4.....	141
5.52	Comparação <i>sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 4.....	142
5.53	Variação de caster com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 5.....	143
5.54	Variação de <i>anti-dive</i> com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 5	143
5.55	Variação de braço longitudinal a terra com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 5.....	143
5.56	Comparação <i>handling</i> estacionário, subesterço e torque na direção. Veículo base versus geometria 5.....	144
5.57	Variação de camber curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 5.	145
5.58	Comparação <i>handling</i> estacionário, rolagem da carroceria. Veículo base versus geometria 5.	145
5.59	Comparação <i>handling sweep sine</i> . Aumento nos ganhos de velocidade de guinada e <i>side slip angle</i> do veículo em função do ângulo do volante. Veículo base vs geometria 5.....	146
5.60	Comparação <i>handling sweep sine</i> . Queda no ganho de ângulo do volante em função do torque no volante. Veículo base versus geometria 5.	146
5.61	Variação de caster curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 6	147
5.62	Variação de ângulo <i>anti-dive</i> em função do curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 6.....	147
5.63	Variação do braço longitudinal a terra em função do curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 6	147
5.64	Comparação <i>handling</i> estacionário. Veículo base versus geometria 6.....	148
5.65	<i>Handling</i> estacionário - torque volante e rolagem da carroceria em função da aceleração lateral. Veículo base versus geometria 6	148
5.66	<i>Handling</i> estacionário - <i>slip angle</i> dianteiro e subesterço. Veículo base versus geometria 6 ..	148
5.67	Comparação <i>handling sweep sine</i> . Veículo base versus geometria 6.	149
5.68	Geometrias 7 e 8. Variações de altura de centro de rolagem - <i>hcr</i>	151
5.69	Geometria 7. Curva de variação de altura de centro de rolagem <i>hcr</i>	151

5.70	Geometria 7. Curva de variação de convergência.....	151
5.71	Geometria 7. Curva de variação de camber alterada como efeito colateral da nova geometria.	152
5.72	Comparação <i>handling</i> estacionário: rolagem da carroceria e subesterço.	152
5.73	Comparação <i>sweep sine</i> : velocidade de guinada e <i>slip angle</i> . Veículo base versus geometria 7.	153
5.74	Comparação <i>sweep sine</i> : Ganho de rolagem da carroceria pela aceleração lateral. Veículo base versus geometria 7.	154
5.75	Geometria 8. Curva de variação de altura de centro de rolagem <i>hcr</i>	154
5.76	Geometria 8. Curva de variação de convergência.....	155
5.77	Geometria 8. Curva de variação de camber e bitola.....	155
5.78	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 8. Análise de rolagem da carroceria.	156
5.79	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 8. Análise de subesterço, <i>tside slip angle</i> e velocidade de guinada.	156
5.80	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 8. Análise de subesterço e velocidade de guinada. Ângulo de rolagem da carroceria.....	157
5.81	Geometrias 9 e 10. Variações relação entre ângulo roda e ângulo volante - TAU.	158
5.82	Geometria 9. Variação de relação entre ângulo roda e ângulo volante - TAU em função do ângulo de volante.	159
5.83	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 9.....	159
5.84	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 9. Torque no volante.	159
5.85	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Comparação de subesterço entre Veículo base versus geometria 9.....	160
5.86	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Comparação de velocidade de guinada em função da aceleração lateral entre veículo base versus geometria 9.....	161
5.87	Geometria 10. Variação de relação entre ângulo roda e ângulo volante - TAU em função do ângulo de volante.	161
5.88	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base vs geometria 10. Torque no volante.	162
5.89	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Comparação de subesterço entre veículo base versus geometria 10.....	163
5.90	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Comparação de velocidade de guinada em função da aceleração lateral entre veículo base versus geometria 10.	163
5.91	Geometrias 11 e 12 - Variações de erro de Ackermann	165
5.92	Geometrias 11 - Variação de erro de Ackermann em comparação com a geometria de referência.	165
5.93	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 11.....	166
5.94	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 11.....	166
5.95	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 12.....	167
5.96	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 12.	167
5.97	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 12.....	167
5.98	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base vs geometria 12.	168
5.99	Geometrias 13 e 14 - Variações de Braço a terra (<i>scrub radius</i>).	169
5.100	Geometrias 13 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia.	169

5.101	Geometrias 13 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia.	170
5.102	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 13.....	170
5.103	Geometria 14 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia.	171
5.104	Geometria 13 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia.	171
5.105	Geometrias 13 e 14 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia em manobra de frenagem em curva.	172
5.106	Geometrias 13 e 14 - Variação de convergência com carga longitudinal a terra em comparação com a geometria de referencia	172
5.107	Montante de suspensão alterado para montagem de veículo com TAU reduzido representando a geometria 10.....	174
5.108	Aquisição de dados da aceleração lateral e trajetória de veículos de referencia e geometria 9 realizada na mesma base de tempo de um GPS. A cor da linha apresenta a amplitude da aceleração lateral representada pela legenda na extremidade esquerda da imagem, sendo A_y positiva representadas pelas cores na metade superior da escala e A_y negativa representada pelas cores na metade inferior.	176
5.109	Lado esquerdo: em evidencia a curva 7 do circuito. Lado direito: Aquisição experimental de aceleração lateral e trajetória de veículos de referencia e geometria 10 na curva 7.	177
5.110	Lado esquerdo: Angulo volante durante a realização da curva 7 no simulador. Lado direito: Aquisição experimental de ângulo volante e trajetória de veículos de referencia e geometria 9 na curva 7.	177
5.111	Lado esquerdo: Telemetria do simulador na curva 7 relativa a angulo volante, <i>side slip angle</i> e rolagem da carroceria. Lado direito: Aquisição experimental de ângulo volante , <i>side slip angle</i> e rolagem de carroceria na curva 7.	178
5.112	Ciclo V de desenvolvimento tradicional de projetos. (WARNER, 2019).....	179
5.113	Ciclo V de desenvolvimento tradicional de de dinâmica veicular.....	180
5.114	Ciclo em degraus para o desenvolvimento de de dinâmica veicular, considerando análise sensorial nos degraus de projeto.	181
5.115	Escala SAE de avaliação subjetiva de <i>handling</i> , conforma norma SAE J1441.....	181
5.116	Degrau nº 1 com a definição dos objetivos numéricos e sensoriais.....	182
5.117	Degrau 2 definição da arquitetura do veículo a ser desenvolvido através de análises numéricas e sensoriais.	183
5.118	Fluxo completo de definição de geometria de suspensão dividido em 5 etapas.	184
5.119	Fluxo de definição dos pontos geométricos das suspensões.....	185
5.120	Modelamento das superfícies e sólidos tridimensionais incorporados ao veículo. (SIEMENS.COM/PLM, 2023).....	186
5.121	Análise de interferência entre pneu e carroceria. (PISHEY, 2020)	186
5.122	Etapa B - Fluxo de análise de projeto	186
5.123	Etapa C - Fluxo de Análise de múltiplos corpos	187
5.124	Etapa D - Fluxo de criação e correlação do modelo parametrizado em tempo real.....	188
5.125	Etapa C - Fluxo de Análise de múltiplos corpos	190
5.126	Exemplos de ajustes requisitados pelo piloto durante análises sensoriais.	190
5.127	Exemplos variáveis que podem ser alteradas para alteração de subesterço do veículo.	191

5.128	Mula - protótipo construído utilizando-se veículos pré existentes. (PANAIT, 2020)	192
5.129	Degrau 4 - Ponto de início dos dispêndios financeiros de forma significativa	192
5.130	Degrau 5 - Fluxo de análises, correlações e calibrações das mulas	193
5.131	Degrau 6 - Calibração final do veículo e criação de banco de dados.....	195

LISTA DE TABELAS

2.1	Simulador NADS-1 - Características técnicas. (IOWA, 2022)	15
3.1	Manobra Steering Pad - Métodos de teste.	42
3.2	Faixa de aquisição de cada variável e o máximo erro recomendado, conforme norma 15037-1	47
4.1	Banco elastocinemático SPM 5000, características e precisão. (ABDYNAMICS, 2022) ..	84
4.2	Especificações do simulador de direção DIM-150.	97
5.1	Etapa de correlação numérico - experimental de manobras de <i>handling</i> . Manobras e variáveis a serem correlacionadas.	115
5.2	Variações de convergência para análise de sensibilidade.	130
5.3	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 1	131
5.4	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base vs geometria 1.....	132
5.5	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 2.....	133
5.6	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base vs geometria 2.....	135
5.7	Análise subjetiva no simulador da convergência estática: Geometrias 0,1 e 2	136
5.8	Variações de <i>camber</i> para análise de sensibilidade.	136
5.9	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 3.....	138
5.10	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 3.	138
5.11	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 4.....	140
5.12	Comparação <i>sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 4.....	141
5.13	Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0,1 e 2.	142
5.14	Comparação <i>handling</i> estacionário. Veículo base versus geometria 5.....	144
5.15	Comparação <i>handling sweep sine</i> . Veículo base versus geometria 5.	145
5.16	Comparação <i>handling sweep sine</i> . Veículo base versus geometria 6.	149
5.17	Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0, 5 e 6.....	150
5.18	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base vs geometria 7.	152
5.19	Comparação <i>sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 7.....	153
5.20	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 8.....	155
5.21	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 8	156
5.22	Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0,7 e 8.	157
5.23	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 9.	160
5.24	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 10.....	162
5.25	Comparação <i>handling sweep sine</i> : Veículo base versus geometria 10.....	162

5.26	Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0, 9 e 10.	164
5.27	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 11	166
5.28	Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0,11 e 12.	168
5.29	Comparação <i>handling</i> estacionário: Veículo base versus geometria 13	170
5.30	Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0,13 e 14.	173

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contextualização

O processo de desenvolvimento de automóveis no mundo invariavelmente passa por um período de projeto seguido por prototipação, fase na qual se realizam testes de desempenho com o objetivo de se aprovar a industrialização de todos os componentes do novo veículo. Devido à grande competitividade e o advento de ferramentas numéricas de simulação estas fases intermediárias de testes físicos estão se reduzindo. O desafio é lançar novos automóveis com qualidade, que satisfaçam clientes, com menor custo e tempo possíveis de desenvolvimento. As ferramentas de simulações, como método dos elementos finitos e múltiplos corpos vem possibilitando a redução de provas físicas e em muitos casos até mesmo a eliminação de testes. Testes de fadiga, por exemplo, são realizados apenas para validar o processo de fabricação do componente, em muitos casos não são necessárias provas físicas para validar o projeto, haja vista o grau de confiança das análises dos níveis de tensão em elementos finitos seguidas de análises numéricas de vida à fadiga. São apresentados na figura 1.1 exemplos de simulações atualmente aplicadas no desenvolvimento de veículos.

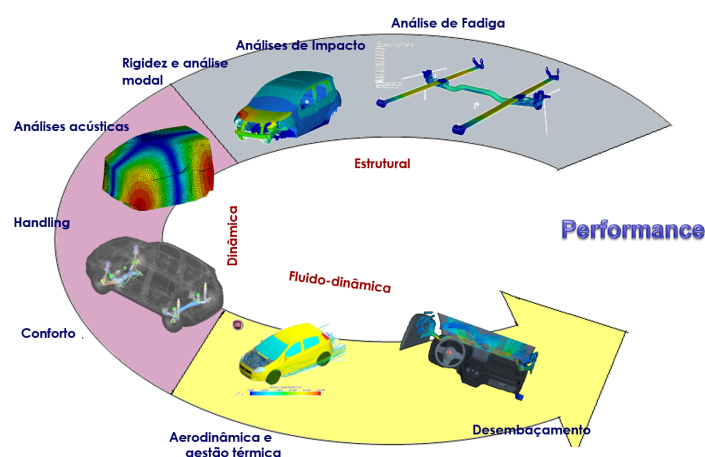


Figura 1.1: Exemplos de simulações atualmente aplicadas no desenvolvimento de veículos.

Quando se fala em desenvolvimento de geometria dos sistemas de suspensão e direção, a dinâmica do veículo está diretamente envolvida e consequentemente sensações dos ocupantes do veículo. Ao se

trafegar com veículos em diversos tipos de terreno, desde autoestradas com asfalto liso até estradas de terra, os ocupantes tem sensações de conforto vibracional diretamente relacionadas ao sistema de suspensão. Aumentando ainda a complexidade, automóveis distintos apresentam sensações de segurança, agilidade, conforto, etc. distintas ao realizar uma curva nas mesmas condições físicas.

Como lidar com sensações com esta realidade de desenvolvimento de automóveis? Como avaliar diversas alternativas de geometria de suspensão em um tempo curto de desenvolvimento com número finito de protótipos? Como fazer uma análise de sensibilidade de sensações fazendo-se variar parâmetros de cinemático de suspensão, por exemplo? O desenvolvimento de dinâmica veicular atual utiliza métodos numéricos, normalmente múltiplos-corpos para realizar estas análises. Através de medições em veículos físicos e comparações com análises subjetivas geram-se objetivos numéricos, por exemplo, tem-se o objetivo de curva de subesterço (relação entre ângulo de volante e aceleração lateral). Após a definição numérica do *hardware* da suspensão fazem-se provas sobre protótipos para validação da geometria, avaliando pouquíssimas variações, como por exemplo, alternativas de relação de direção (ângulo volante / ângulo roda). A seleção das alternativas de cinemático de suspensão é feita de forma numérica, sem uma avaliação subjetiva. Como tomar decisão sensorial em relação à geometria de suspensão e direção? Não existe tempo e nem possibilidade de construção de tantas variáveis físicas. Este trabalho visa propor um método para sanar esta lacuna utilizando um simulador automotivo como ferramenta. O simulador em questão, será discutido nos próximos capítulos, é fruto de uma parceria entre a Stellantis e a PUC-MG, conforme imagem 1.2.



Figura 1.2: Simulador de dinâmica veicular para análises subjetivas com *Driver in the Loop* (DIL), situado em Belo Horizonte. Ferramenta utilizada neste trabalho para análises sensoriais ainda na fase de projetos.

1.2 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é criar um método de desenvolvimento de geometria dos sistemas de direção e suspensão automotivos utilizando análise sensorial, anterior à construção de protótipos físicos. Para o desenvolvimento do trabalho propõem-se a aplicação de um simulador dinâmico automotivo como ferramenta, compilando modelos numéricos em tempo real, ou seja com o *Driver-in-the-Loop* (DiL). Realizar, portanto, o projeto dos sistemas de suspensão e direção utilizando as sensações dos ocupantes como variável principal. Os objetivos específicos são:

- Desenvolver um modelo em múltiplos corpos de um veículo real pré-estabelecido e correlacionar com resultados experimentais de elastocinemático e manobras de veículo completo.
- Aplicar modelo em um simulador de dinâmica veicular e correlacionar as respostas do veículo, inserindo, portanto, o condutor na malha DIL (*Driver-in-the-Loop*). Avaliar se as análises subjetivas

realizadas no simulador são capazes de detectar alterações nos parâmetros cinemáticos da suspensão.

- Realizar análise de sensibilidade de cada parâmetro elastocinemático utilizando simulador dinâmico de direção. Avaliar se o piloto de testes é capaz de perceber alterações no comportamento vertical, lateral, longitudinal e sensações ao volante através das modificações de parâmetros geométricos feitas no modelo.
- Realizar análise em pista de testes comparando o comportamento dinâmico do automóvel real com o simulador dinâmico veicular.

1.3 Organização do manuscrito

Este trabalho está dividido em seis capítulos sendo que o primeiro visa contextualizar o tema do manuscrito assim como apresentar os objetivos do trabalho.

O segundo capítulo, denominado revisão bibliográfica, apresenta uma revisão dos fluxos de trabalho atualmente aplicados para o desenvolvimento da dinâmica de veículos. Apresenta-se também, os tipos de simuladores de dinâmica veicular assim como uma revisão das características técnicas de alguns simuladores atualmente em utilização.

O capítulo três, referente à fundamentação teórica, apresenta os conceitos teóricos que serão discutidos nos capítulos posteriores. Desta forma, apresentam-se, conceitos analíticos de dinâmica veicular focado nos conceitos de *handling*, o qual é o termo em inglês para a habilidade do veículo realizar manobras de dinâmica lateral. Apresenta-se também uma discussão sobre os equipamentos de medição para aquisição de dados relativos a dinâmica veicular e as respectivas normas internacionais de referencia sobre o tema. Por fim, apresenta-se os conceitos sobre a suspensão do tipo MacPherson que será abordada neste trabalho.

O quarto capítulo apresenta a metodologia a ser utilizada no trabalho. Apresentam-se os métodos utilizados para a construção dos modelos numéricos assim como os métodos e equipamentos de medição e a proposta de trabalho para correlação numérico-experimental. É apresentado também o simulador de direção utilizado e o método proposto para validar as sensações no simulador, com variações de geometria de suspensão.

O quinto capítulo apresenta os resultados numéricos e experimentais. Apresenta-se a correlação numérico experimental relativa a elastocinematismo e manobras de *handling* com veículo completo. Apresenta-se também os resultados das análises subjetivas no simulador em função de variações de geometrias de suspensão. Por fim é apresentada a proposta de um um fluxo de trabalho de desenvolvimento de geometria dos sistemas suspensão automotivos utilizando análise sensorial, anterior à construção de protótipos físico.

O sexto capítulo apresenta as conclusões e comentários sobre cada etapa do fluxo do trabalho proposto. Apresentam-se também sugestões de trabalhos futuros baseados nos temas estudados neste trabalho.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Neste capítulo será discutido o estado da arte sobre os métodos de desenvolvimento de dinâmica veicular, apresentando os fluxos de trabalho normalmente adotados na indústria automotiva. O objetivo é contextualizar sobre como as montadoras desenvolvem os sistemas relativos à dinâmica veicular e os atuais desafios. Além disso serão discutidas aplicações e tipos de simuladores de direção atualmente aplicados ao redor do mundo.

2.1 Fluxo de Desenvolvimento de Projeto de Dinâmica Veicular em Montadoras

O desenvolvimento de projetos de dinâmica veicular é um grande desafio entre as montadoras principalmente por se tratar de avaliações subjetivas. O resultado de tais avaliações indicam que cada condutor pode ter uma percepção diferente sobre a performance do veículo. Assim, ao se projetar os sistemas de suspensão, direção e freios, os engenheiros precisam de grandezas objetivas. Quando se menciona que um determinado veículo à ser lançado no mercado deve atender, por exemplo, a um espaço de frenagem de 40 metros ou atingir aceleração lateral máxima de $0.9g$, essas denominações são definidas como sendo grandezas objetivas.

Tradicionalmente, portanto, as montadoras transformam as sensações de direção em números através de pilotos com experiência, medições em veículos e simulações virtuais. Pilotos experientes identificam as respostas dos veículos em diversas manobras pré-estabelecidas, classificando-os qualitativamente. Medições feitas em veículos instrumentados correlacionam as análises dos pilotos com as respostas objetivas em cada manobra realizada, chegando-se assim a objetivos numéricos para as variáveis de *handling*, conforto, direção e freios. Assim, é possível imaginar a utilização de um fluxo de desenvolvimento inteiramente experimental utilizando protótipos com várias seções de testes; neste caso não seriam necessários objetivos numéricos pois o desenvolvimento seria totalmente subjetivo. Por outro lado, este procedimento se torna praticamente inviável devido ao tempo e custo.

Devido ao desafio da correlação objetivo x subjetivo, diversos artigos foram escritos sobre o tema. Em geral as montadoras de veículos usam a metodologia de desenvolvimento de projetos baseado no V-

Cycle, ou modelo V, conforme exemplo da BMW apresentado por WEBER, ilustrado na figura 2.1. A partir dos objetivos estabelecidos para o veículo completo, realizam-se simulações virtuais em sistemas e componentes, visando atingir as metas e requisitos do projeto. Após a definição dos componentes e sistemas, adquire-se um grau de maturidade do projeto suficiente para a produção de protótipos físicos. Faz-se então necessária a validação de componentes, sistemas e veículo completo, no intuito de confirmar as performances estabelecidas nas simulações virtuais. Por fim, com o projeto validado e suficientemente maduro, são construídos os meios produtivos para produção em série. Esta é uma fase crítica e de maior responsabilidade, pois envolve desembolso financeiro, ou seja, custos de implementação. No caso da dinâmica veicular, atualmente o maior desafio está na primeira etapa: a obtenção dos objetivos e requisitos para um veículo.

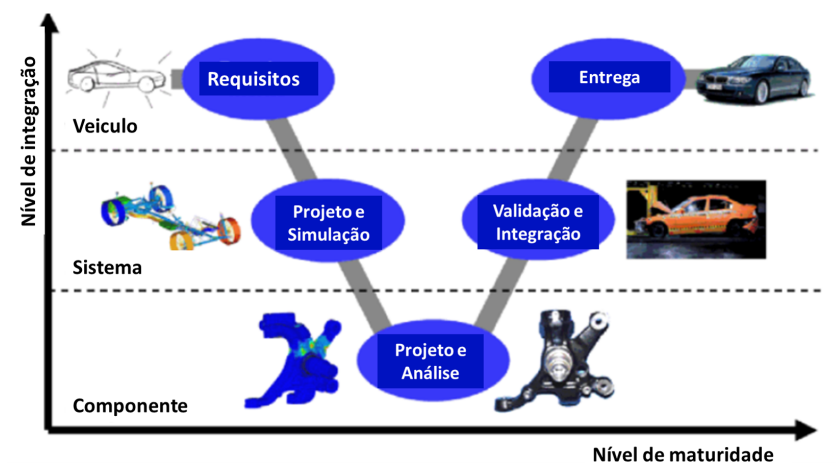


Figura 2.1: Processo de desenvolvimento de produto automotivo utilizando a metodologia *V-Cycle* (WEBER, 2009)

Como descrito por NYBACKA et al., “existe uma falta de conhecimento de como capitalizar subjetivamente avaliações e utilizá-las nos estágios iniciais de desenvolvimento. Mais estudos são necessários sobre como vincular avaliações subjetivas a métricas objetivas de veículos”. Em relação ao fluxo de desenvolvimento de dinâmica veicular, NYBACKA et al. mencionam que “avaliações subjetivas são valores não instrumentais, (nesse caso, fornecido em uma escala de classificação que varia de 1 a 10, ou seja, de "muito ruim" a "excelente") atribuídos por diferentes condutores em relação a área específica de manuseio do veículo ou um problema específico, por exemplo *feedback* de carga no volante, manobrabilidade, etc”. Pilotos de pista especializados nas áreas de teste são a chave para adquirir relatórios iniciais contendo dados subjetivos (sentimentos, percepções, interpretações etc.), mas há limitadas possibilidades de vincular os sentimentos dos condutores de teste aos dados mensuráveis sobre o desempenho do veículo”. NYBACKA et al. propuseram ainda um método que inclui classificações subjetivas de pilotos especialistas e medições objetivas feitas com robôs de direção, envolvendo doze motoristas especializados e mais de vinte veículos em quatro segmentos diferentes. Regressão linear e análises de redes neurais foram usadas para aumentar a confiabilidade na relação subjetivo-objetivo.

Engenheiros da FEV (empresa alemã especializada em desenvolvimentos de projetos automotivos) propuseram um método de desenvolvimento partindo de avaliações subjetivas. WOLFF et al. apresenta um

método de correlação objetiva – subjetiva. O autor afirma que “embora muitos fabricantes de automóveis tenham desenvolvido métodos de teste objetivos e têm análises correspondentes, parâmetros objetivos que se correlacionam um a um com a classificação subjetiva na escala internacional não são acessíveis”. FEV desenvolveu parâmetros objetivos para dois itens principais de interesse, resposta da direção e conforto de suspensão. Segundo WOLFF et al. “os parâmetros consideram análises diferentes e se correlacionam muito bem com a classificação subjetiva dos pilotos de teste”. É apresentado na figura 2.2 um esquema de trabalho proposto pelos engenheiros da FEV.

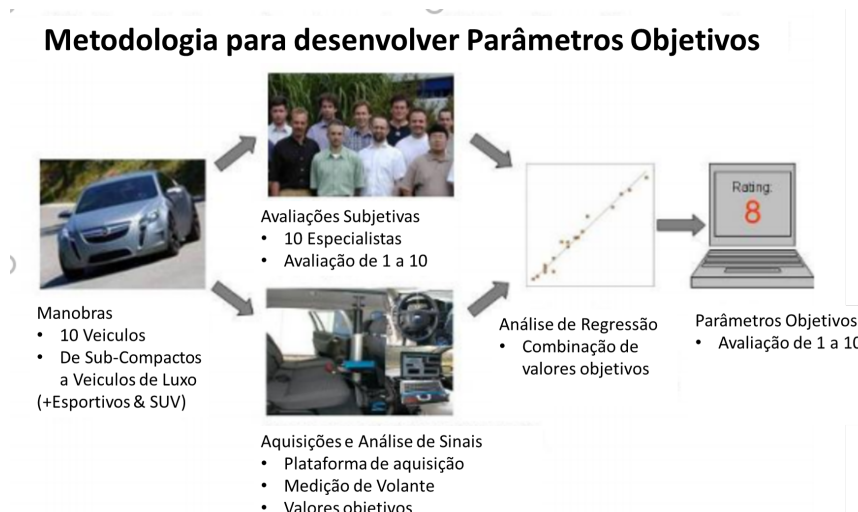


Figura 2.2: Metodologia de desenvolvimento de dinâmica de veículos da FEV. (WOLFF et al., 2008)

De acordo com CAI et al., o fluxo de desenvolvimento de dinâmica veicular baseado em objetivos numéricos de *handling* podem ser gerados a partir de avaliações subjetivas. Os autores CAI et al. apresentaram o método dividido em 3 fases. A primeira etapa consiste na definição dos objetivos de desempenho de dinâmica veicular. Os objetivos são baseados na experiência da equipe de desenvolvimento de veículos, bem como na tradução dos requisitos do mercado. Assim, os objetivos são definidos a partir das medições dos veículos da concorrência, partindo-se de avaliações subjetivas. A segunda fase se refere ao desenvolvimento da geometria e características dos sistemas de suspensão, direção e freios visando atingir os objetivos estabelecidos na fase anterior. Este desenvolvimento é feito através de ferramentas de simulação virtual, utilizando principalmente o método de multicorpos. Com as características e geometria definidas, a última fase seria o desenvolvimento dos componentes para prototipagem e conclusão do modelo V como citado no início desta seção. Como apresentado por CAI et al., todas as montadoras seguem este padrão de desenvolvimento e possuem o grande desafio da traduzir sensações subjetivas para obtenção de dados objetivos. Obviamente esta metodologia contém falhas devido à complexidade deste processo de "tradução" e novos métodos alternativos ou otimizados sempre são procurados.

2.2 Simuladores de Dinâmica Veicular: História e Aplicações

Nos últimos 40 anos várias foram as tentativas de se desenvolver simuladores de direção de automóveis, assumindo formas diversas desde jogos e entretenimento até simuladores utilizando grandes plataformas

para pesquisa e desenvolvimento. Com o advento do poder de processamento de computadores, estudos de *motion cueing* e modelos numéricos sendo processados em tempo real, viabilizaram soluções com bons resultados e com custos acessíveis. Esta tecnologia utilizando simulação em tempo real possibilitou a interação homem - modelo numérico - simulador em uma malha fechada, método denominado de DIL . Um dos objetivos que impulsionou a busca por simuladores é justamente preencher a lacuna apresentada no tópico anterior, isto é, permitir aos engenheiros avaliar subjetivamente os veículos ainda na fase de concepção, anterior à construção de protótipos.

Simuladores de automóveis surgiram na década de 1930 e têm sido comumente usado por pesquisadores para investigar uma série de comportamentos do motorista (LAUER, 1960). Isto inclui os efeitos de tecnologias, dispositivos e infraestrutura rodoviária, além de dezenas de estudos relativos a reações humanas à drogas, medicamentos e sonolência (FILTNESS et al., 2014; HELLAND et al., 2013; LEW et al., 2005). Devido à diversidade de linhas de pesquisa, desenvolvimentos e aplicações, diversos tipos de simuladores foram desenvolvidos; MOTION menciona que “A grande variação nos projetos de simuladores de direção ocorreu principalmente devido à grande variedade de necessidades de aplicação e à adoção de tecnologias emergentes. Por exemplo, alguns simuladores simplesmente pretendem fornecer gráficos no monitor relacionados à perspectiva do motorista para permitir a sua participação visual em uma simulação, enquanto outros visam envolver todos os sentidos com vários sistemas de movimento, gráficos de projeção, imersão sofisticada em áudio e assim por diante”.

Simuladores de direção são uma ferramenta comum para pesquisar o comportamento humano, fornecendo ambientes seguros e controlados de avaliação. Os autores Wynne et al. fizeram uma revisão sistemática de estudos de validação de simuladores de direção analisando trabalhos publicados entre a década de 1970 e o ano de 2019. A revisão incluiu mais de 50 estudos que apresentam trabalhos sobre fidelidade de simuladores ao redor do mundo. No trabalho são propostas linhas guia para desenvolvimentos de pesquisa utilizando simuladores, onde são apresentados os riscos de utilização de simuladores sem a devida validação, podendo chegar a falsas conclusões (WYNNE et al., 2019) .

Simuladores modernos geralmente consistem em peças de veículos reais, com as quais os operadores interagem, e um complexo sistema de realidade virtual com o objetivo de induzir uma sensação de ambiente realista. Em 2011, os autores ALLEN et al. apresentaram os elementos funcionais de simuladores de direção que têm se expandido continuamente até os dias de hoje. Este trabalho apresenta o diagrama de blocos de funcionamento dos simuladores, conforme indicado na figura 2.3. A primeira porção do diagrama, representado como SPC (Simulação e Processamento Computacional), realiza todos os cálculos necessários para indicar a posição e movimento do veículo em relação ao ambiente, incluindo o controle do motorista e informações do percurso. Os primeiros simuladores de direção usaram circuitos eletrônicos e / ou computadores analógicos para esta função. Nas últimas duas décadas, essas funcionalidades estão sendo realizadas por computadores contendo processadores específicos para construção de gráficos e áudio e para controle dos diversos atuadores das plataformas, contando com modelos numéricos executados em tempo real, possibilitando a inserção do condutor na malha de simulação. A porção SPC envia então os dados de entrada para a porção seguinte do diagrama, identificado como GRS (Geração de Retorno Sensorial), os quais enviam dados de comando para os Dispositivos de Acionamento Sensorial (DAS). As funções DAS têm sido implementadas principalmente com dispositivos comerciais, como monitores e projetores de vídeo, equipamentos de som, atuadores de torque e vários tipos de plataformas de movimento

elétricas e pneumáticas. Com os retornos sensoriais, o operador humano (motorista na malha) reage com base em sua experiência de condução e produz novos dados de entrada que retornam ao SCP. Na última década, dispositivos de realidade virtual (*Virtual Reality* - VR), que usam monitores montados na cabeça, se proliferaram e também possuem aplicações em simuladores. Neste caso a orientação da cabeça também deve ser um dado de entrada fornecido ao SCP.

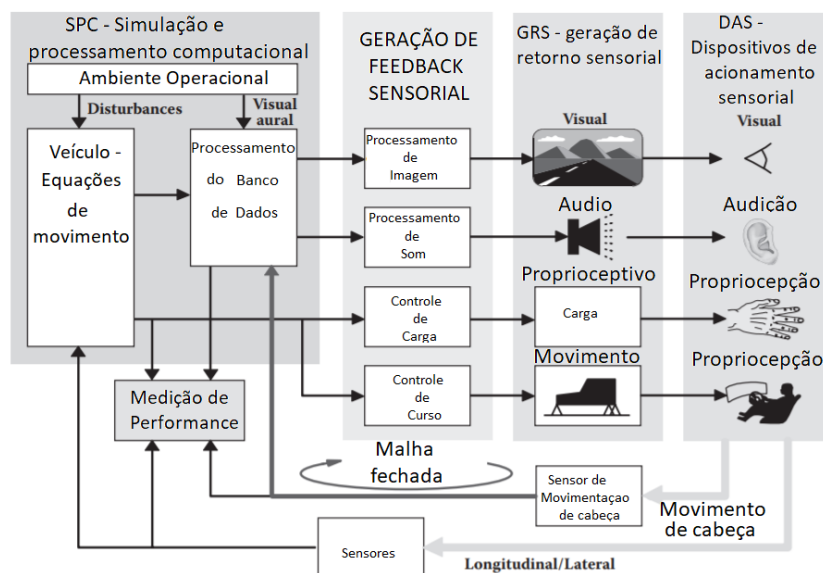


Figura 2.3: Fluxograma de Funcionamento de Simuladores Veiculares (ALLEN et al., 2011).

Os desenvolvimentos do sistema de *cueing* para simuladores têm se beneficiado do progresso técnico de vídeo e áudio. O *feedback* visual na simulação de direção vem se desenvolvendo de forma significativa ao longo dos anos, como citado por ALLEN et al., a renderização de gráficos tem sido historicamente os principais impulsionadores do avanço dos simuladores. ALLEN et al. ainda mencionam que o desenvolvimento de gráficos 3D digital foi impulsionado nas últimas quatro décadas, sendo o trabalho nos últimos anos focado em renderização em tempo real. Mais recentemente placas gráficas e Unidades de Processamento Gráfico (GPUs) tornaram a renderização gráfica foto realística extremamente rápida, tendo custos razoáveis. Já o sistema de áudio tem sido historicamente impulsionado pela indústria do entretenimento e equipamentos de áudio residenciais. Mais recentemente a gravação digital e consequente reprodução sem custos computacionais proporcionou um bom padrão para sistemas de simulação de direção gerando ambiente realístico (ALLEN et al., 2011).

Para uma correta sensação de direção no simulador é necessário incluir *feedback* no sistema de direção, pedais e mudança de marchas. A sensação de direção ativa é tradicionalmente fornecida por atuadores elétricos rotacionais. A simulação dos elementos como pneus, suspensão e sistema de direção contribuem para o torque no volante resultante em cada manobra simulada. A sensação de torque ao volante é uma variável crítica para o realismo do simulador; o advento dos trabalhos publicados nesta linha de pesquisa tiveram uma contribuição significativa para o desenvolvimento e aprimoramento dos simuladores (BRÖCKER, 2006).

Em relação a manobras laterais, como por exemplo mudanças de faixa, os autores GRANT et al. propuseram um importante trabalho para melhorar a sensação de acelerações laterais através da movimentação

da cabine. O trabalho focou em analisar as percepções de realidade de sensação de aceleração, atuando principalmente nos cálculos de rolagem da carroceria. Outro importante estudo neste tema foi proposto por HAYCOCK; GRANT; que mostraram que tanto a aceleração quanto o *Jerk* (ou seja, a derivada da aceleração) contribuem significativamente para sensação de movimento percebida. Em uma série de ensaios experimentais eles provaram que a sensação subjetiva era mais realística com um maior ganho de *Jerk*.

Segundo ALLEN et al., a forma mais importante de validação de simuladores envolve a comparação do comportamento do simulador com os resultados do mundo real, obtidos sob condições não controladas. Neste caso, se o comportamento combinado do motorista / veículo está sendo validado, os operadores estão presumivelmente executando em condições do mundo real com motivação adequada. KANTOWITZ apresenta diversas aplicações do uso dos simuladores ao redor do mundo. Trabalhos como projetos de construção de rodovias sinuosas e de tuneis são discutidos no trabalho. Além disso KANTOWITZ apresenta trabalhos sobre comportamento humano no volante como distração ao dirigir.

Atualmente simuladores estão sendo muito usados nos desenvolvimentos e pesquisa de veículos autônomos, devido principalmente às condições controladas de testes e às quantidade de variáveis que podem ser aplicadas no simulador. Condições de tráfego, vias reais digitalizadas e condições aleatórias podem ser implementadas (MANAWADU et al., 2015; TOSOLIN et al., 2020; DOSOVITSKIY et al., 2017).

Em 2016, BOUCHNER apresentou um artigo sobre a historia de simuladores da industria da mobilidade abordando os desafios e as tecnologias envolvidas. Devido ao alto custo de treinamento para pilotos, os primeiros simuladores foram focados na área de aeronáutica. O primeiro simulador de voo foi produzido nos EUA na década de 1930, como ilustrado na figura 2.4.



Figura 2.4: Primeiro simulador de voo - Década de 1930 (BOUCHNER, 2016).

O primeiro simulador de direção de um automóvel com movimento foi projetado pela Volkswagen na década de 1970. O simulador possui 3 graus de liberdade e uma tela de aproximadamente 100° conforme ilustrado na figura 2.5, sendo este simulador base para diversos desenvolvimentos de simuladores atuais. Os primeiros simuladores utilizavam rotinas pré-estabelecidas diretamente ligadas aos atuadores, sem nenhuma iteração com simulações em tempo real.

BOUCHNER dividiu em 5 grupos os tipos de simuladores desenvolvidos ao longo da história:



Figura 2.5: Simulador de direção - década de 1970. (BOUCHNER, 2016)

1. Simulador não interativo

Os primeiros desenvolvimentos de pesquisa de interação homem-máquina foram feitos através de atividades básicas não exigindo necessariamente a criação de ferramentas interativas, mas sim cenários predefinidos. Nesse caso, a sensação da direção geralmente é simulada com o uso de parte da carroceria do automóvel e projeção de filme. Esses sistemas de simulador são muito usados atualmente para estudos psicológicos e até alguns treinamentos.

2. Simuladores de jogo e Simuladores virtuais

Jogos para entretenimento e/ou competição podem ser considerados como simuladores, na medida em que apresentam um ambiente de realidade virtual. Em outras palavras, qualquer video-game de direção pode ser usado para fins de treinamento ou pesquisa em casos limitados. Graças ao rápido desenvolvimento da indústria de jogos e ao volume de investimentos, esses jogos geralmente oferecem gráficos bem realísticos. Simuladores virtuais em jogos oferecem também ambientes sofisticados como *cockpits* e volantes com *feedback* oferecendo alto grau de realidade aos jogadores.

3. Simuladores com cabine simplificada

Simuladores com cabines simplificadas visam otimizar custo e peso e representam uma importante solução aplicada até os dias atuais, viabilizando uma série de soluções compactas. Geralmente utilizam atuadores elétricos, o que possibilita bons tempos de resposta e permitem uma adequada interação entre motorista e *cockpit*. A figura 2.6 apresenta dois exemplos deste tipo de solução.

4. Simuladores com carroceria completa

Esses simuladores são compostos por toda a carroceria do veículo a ser estudado. São projetos com ou sem plataforma de movimento. Neste caso a carroceria ou o veículo completo ficam sobre uma plataforma de movimento/ considerando uma tela fixa, independente do movimento da plataforma. A figura 2.7 apresenta este tipo de simulador no número 5.

5. Simuladores baseados em plataforma de movimento

São simuladores com controle de movimentos avançados e desenvolvidos com estudos detalhados de percepção humana (*Motion cueing*). Em muitos casos, este tipo de simulador suporta um veículo completo sendo necessário, portanto, um estudo avançado dos equipamentos de acionamento e tem-



Figura 2.6: Simuladores com *cockpit* simplificado (BOUCHNER, 2016).

pos de resposta. Normalmente, o veículo fica no topo de uma plataforma de 6 graus de liberdade chamada de Plataforma de *Steward* ou “hexapod”. Este sistema permite simular movimentos de translação e rotação nos 6 graus de liberdade. Sua principal vantagem é que eles podem fazer uma gama completa de movimentos e manobras veiculares.

A figura 2.7, apresenta os cinco tipos de simuladores citados por BOUCHNER. Considerando o último caso, o simulador baseado em plataforma de movimento com hexapod, para garantir sensações mais fidedignas de direção, normalmente existem outros graus de liberdade além do mecanismo hexapod. Isso faz com que grandes deslocamentos laterais e longitudinais sejam possíveis de ser executados, possibilitando manter sensações de aceleração por um período significativo de tempo. Para passar a sensação de aceleração longitudinal ou lateral, pode-se utilizar a translação e a rotação do *cockpit* ou até mesmo a combinação de translação e rotação. Esta combinação de movimentos pode não transferir a aceleração real da condição simulada mas permite a transmissão da sensação de aceleração. Estes estudos, chamados de análises de *motion cueing*, possibilitaram o advento destes tipos de simulador. Montadoras e institutos de pesquisa estão investindo em soluções avançadas de simuladores para diversos fins. Podem-se citar alguns exemplos de soluções avançadas de simuladores de direção:

2.2.1 *Swedish National Road and Transport Research Institute*

O *Swedish National Road and Transport Research Institute* (VTI) é um instituto de pesquisa governamental organizado diretamente pelo Ministério sueco de Energia e Comunicações. Desde 1970, a VTI desenvolve simuladores de direção estudando soluções para a mobilidade, conforme descrito por GARROTT et al.. Com diversos trabalhos realizados com varias versões de simuladores de direção, a VTI é um caso de sucesso na área de simulações de direção. A figura 2.8, apresenta o simulador mais moderno da VTI instalado na Suécia.

Lena Nilsson, Staán Nordmark e Jonas Jansson, descreveram no trabalho de KANTOWITZ que o fator de sucesso para VTI dentro da área de simulação é a estreita cooperação entre pesquisadores de setores técnicos, comportamentais e de fatores humanos. Dessa forma, as pessoas que trabalham e utilizam os simuladores, além de suas próprias competências, são fatores-chave e muito mais importante do que a própria ferramenta. Eles descrevem que os motivos para o uso de simuladores na VTI se devem principalmente aos seguintes indicadores:

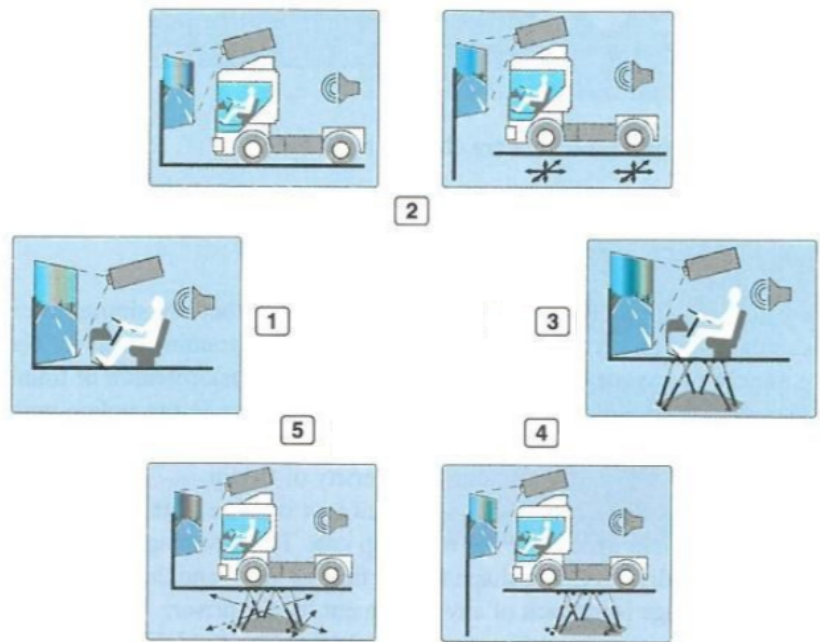


Figura 2.7: Tipos de simuladores veiculares (BOUCHNER, 2016).

- Controlabilidade: Um ambiente experimental controlado. Variáveis de interesse podem ser sistematicamente isoladas mantendo todos os outros fatores constantes.
- Estudos comparativos: cenários idênticos podem ser usados para todos os participantes (motoristas), sendo necessários menos participantes para uma maior fidelidade estatística nos resultados.
- Análise de sensibilidade: comparações rápidas podem ser feitas entre diferentes alternativas e soluções, ou seja, antes que protótipos de veículos físicos ou construções de estradas tenham sido implementados.
- Situações e condições perigosas: experimentos que não são possíveis de serem realizados na vida real ou mesmo em pistas de teste fechadas (riscos, situações críticas, condições ambientais e/ou meteorológicas, ética), podem ser feitos no simulador.
- Teste acelerado: Um estudo de simulador pode fornecer um teste mais econômico com um prazo de entrega mais curto.

O trabalho de KANTOWITZ cita ainda alguns pontos importantes referentes ao uso dos simuladores:

- A falta de familiaridade com o simulador pode trazer resultados problemáticos. Este efeito pode ser evitado, ou pelo menos minimizado, permitindo que os condutores pratiquem no simulador antes do início dos testes.
- O comportamento do motorista em cenário "não real" devido ao fato deste não estar exposto ao "mundo real" e aos perigos reais. Este efeito pode ser evitado por meio de instruções e análises cuidadosas, comparando os cenários do simulador com as condições presentes no processo real de condução veicular.



Figura 2.8: Simulador SIM IV da VTI na Suécia.(VTI, 2022)

- A interpretação dos resultados de simulação pode ser facilitada não através de um extenso estudo, mas realizando estudos “pequenos”, com enfoque em aspectos específicos em cada um deles. Assim, os pesquisadores podem se beneficiar da manutenção das condições constantes (controlabilidade) entre os diferentes estudos e, no final, possam conectar os resultados de simulação obtidos em cada um dos cenários pré-estabelecidos.

O Sim IV possui um sistema de translação avançado e é o único dos simuladores da VTI a permitir um movimento linear significativo ao longo dos eixos longitudinal e lateral. O simulador possui um hexapod ligado à carroceria e trilhos para a translação. Tais carrocerias podem ser trocados rapidamente no Sim IV. O simulador tem um compartimento de passageiro e uma cabine de caminhão. O simulador possui ainda três telas de LCD para espelhos retrovisores e um sistema visual composto por nove projetores que oferece ao motorista um campo de visão à frente de 210 graus. O sistema de imagem do simulador possui ainda um sistema de calibração baseado em câmera, tornando mais fácil alternar entre as diferentes posições do motorista (KANTOWITZ, 2011).

2.2.2 *National Advanced Driving Simulator*

O *National Advanced Driving Simulator* (NADS) é um centro de pesquisa de Engenharia da Universidade de Iowa. Financiado pelo governo norte americano e pela indústria, o NADS utiliza um conjunto de simuladores de última geração e veículos rodoviários instrumentados para conduzir estudos de pesquisa para os setores público e privado, IOWA.

Um dos simuladores desenvolvidos pela NADS, o NADS1, é de propriedade do *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA), sendo a Universidade de Iowa responsável pela operação e manutenção. Diversas linhas de pesquisa são desenvolvidas com os simuladores NADS, podendo destacar como maior motivação as análises prevenção de acidentes e comportamento de motoristas. A universidade de Iowa possui uma longa história com simuladores de direção, iniciando em 1981 com o professor Edward J. Haug responsável pela fundação do centro de pesquisa em dinâmica veicular. Em 1994, os primeiros estudos sobre o sistema controle de colisão frontal foram feitos com um simulador dinâmico construído

em Iowa, sistema atualmente utilizados em veículos comerciais. Em 2001 foi inaugurado o simulador NADS-1, tendo dezenas de estudos publicados com este simulador.

Conforme IOWA, o principal simulador contém quatro atuadores hidráulicos acoplados à cabine e produzem vibrações emulando a sensação da estrada. Conforme mostrado na figura 2.9, a cúpula de mais de 7 metros de diâmetro, é montada em um anel reproduzindo o movimento de guinada que pode girar a cúpula em torno de seu eixo vertical em 330 graus. O conjunto de guias transversais produzem as acelerações laterais e longitudinais movendo-se cerca de 20 metros por lado. O sistema de movimento NADS-1 é capaz de fornecer ao motorista sensações de aceleração lateral, frenagem e retorno de volante, bem como experimentar manobras extremas geralmente associadas a eventos de direção críticos. A carroceria dentro da cúpula pode ser um carro de tamanho real, podendo até ser um caminhão. As carrocerias possuem dispositivos de rastreamento ocular, rastreamento da cabeça e sistemas de detecção da postura do assento que fornecem dados sobre o desempenho e conforto do motorista. O volante, pedais e assento também têm a capacidade de fornecer *feedback* para simular sistemas de alerta. Os autores GARROTT et al. apresentam os detalhes da plataforma da Universidade de Iowa e algumas de suas aplicações. O NADS possui quatro carrocerias que podem ser usadas para teste: um *Chevrolet Malibu*, um *Ford Taurus*, um *Jeep Cherokee* e um *Freightliner Century* (caminhão-trator pesado). Para os automóveis de passageiros e veículos utilitários esportivos, o veículo completo é montado dentro da cúpula NADS. Para o caminhão-trator pesado, apenas uma parte do veículo real está presente dentro da cúpula.



Figura 2.9: Simulador NADS-1 (IOWA, 2022)

A tabela 2.1 apresenta as características do simulador apresentado:

Plataforma X-Y	Grandezas
Deslocamento	$\pm 10\text{m}$
Velocidade	$\pm 6\text{m/s}$
Aceleração	$\pm 6\text{m/s}^2$
Plataforma móvel	Grandezas
Z (elevação)	$\pm 0.6\text{m}$
Z (Velocidade)	$\pm 1.5\text{m/s}$
Z (aceleração)	$\pm 10\text{ft/s}^2$
Mergulho, rolagem	$\pm 25^\circ$
Velocidade de mergulho e rolagem	$\pm 45^\circ/\text{s}$
Velocidade de guinada	$\pm 58^\circ/\text{s}$
Aceleração de mergulho, rolagem e guinada	$\pm 120^\circ/\text{s}^2$
Guinada	$\pm 330^\circ$

Tabela 2.1: Simulador NADS-1 - Características técnicas. (IOWA, 2022)

Ainda segundo GARROTT et al., as seguintes linhas de pesquisa foram desenvolvidas ao longo dos anos utilizando o simulador NADS-1:

- Investigação das reações do motorista referente ao estudo de cenários de separação de banda de rodagem de pneus.
- Análise de manobras de baixa velocidade; estudo de validação e aprimoramento do grau de realismo do simulador.
- Análises de efeitos de distração de motorista com uso de celulares e dispositivos *wireless*
- Condutores idosos: estudo de validação com o simulador.
- Efeitos de uso de álcool na condução.
- Controle eletrônico de estabilidade veicular (ESC): Efetividade do sistema.

2.2.3 *Ansible Motion*

A *Ansible Motion* é uma empresa Inglesa focada no desenvolvimento de simuladores de direção de automóveis, fundada no ano de 2009. A empresa possui três linhas de simuladores:

1. Série Theta: Simulador dinâmico compacto, focado para verificação e criação de modelos em tempo real e implementação de lógicas de controle com malha fechada.
2. Série Sigma: Simulador estático principalmente focados em estudos de interação homem máquina.
3. Série Delta: Simulador dinâmico de última geração, para todos os tipos de estudo de reações humanas, desenvolvimento e auto esporte.

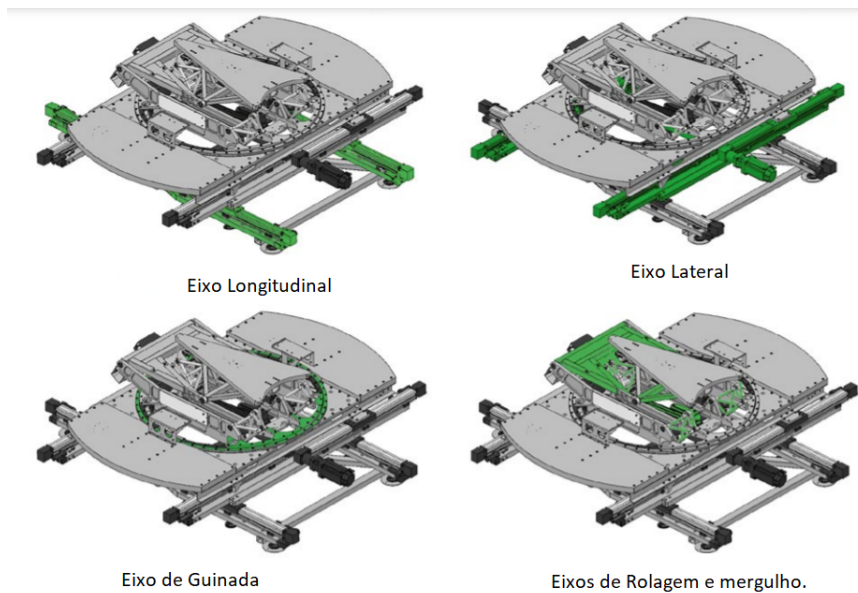


Figura 2.10: Simulador Ansible Motion - Mecanismos. (MOTION, 2022)

Conforme descrito no artigo MOTION, para otimizar o nível de atraso mecânico, principalmente em movimentos curtos e rápidos, a empresa optou por não utilizar o mecanismo de *Stewart*, criando uma plataforma única. Com diferentes camadas de atuação, controlando os seis graus de liberdade, a plataforma de baixo peso e custo se movimenta conforme ilustrado nas figuras 2.10 e 2.11.

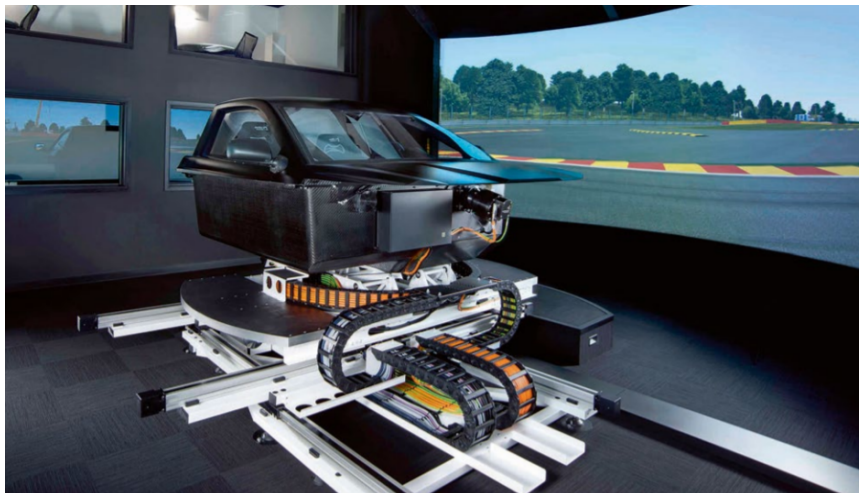


Figura 2.11: Simulador Ansible Motion. (MOTION, 2022)

2.2.4 Cruden

A Cruden é uma empresa holandesa que projeta e fabrica simuladores profissionais de direção com arquitetura aberta e *software* de simulador para as indústrias automotiva, marítima e de motocicletas, CRUDEN. Várias soluções de simuladores de automóveis e para auto-esporte foram desenvolvidas pela empresa. Todas as soluções são compactas baseadas no mecanismo de *Stewart*. Com diversas aplicações em

universidades e empresas como *Mahindra Racing* e *Jaguar*, a Cruden apresenta-se como uma solução de baixo custo.

A figura 2.12 apresenta o simulador Cruden instalado na Audi; uma plataforma hexapod eletromecânica de seis graus de liberdade com um atuador elétrico para gerar torque de direção. Um projeto de cabine leve é integrado à plataforma com foco na redução de massa. Sete projetores LED projetam em uma tela de 8 metros de diâmetro, abrangendo um campo de visão horizontal de 210 graus. O retorno de áudio é fornecido por meio de alto-falantes circundantes e um *subwoofer* fixado sob o banco do motorista. A interface de *software* integrada com *Matlab/Simulink* permite a integração dos modelos dos veículos e a lógica dos sistemas de controle.



Figura 2.12: Simulador Cruden. (CRUDEN, 2022)

Conforme apresentado por DOORNIK et al., a resposta em frequência do simulador é medida utilizando três acelerômetros 3D instalados na parte inferior da plataforma superior. Esta plataforma pode então ser conduzida nos 6 graus de liberdade com o hexapod no limite de frequência de até 25 Hz. Como a empresa trabalha com soluções customizadas, a largura de banda passante poderia ser melhorada aumentando a rigidez do sistema ou promovendo a redução da massa e da inércia da plataforma superior. Os simuladores Cruden possuem restrições devido à ausência da possibilidade de translação do mecanismo hexapod, limitando a obtenção de resultados subjetivos.

2.2.5 VI-Grade

A VI-Grade é uma empresa global, sediada na Alemanha, que foca em soluções para simulações em tempo real e em simuladores de direção para a indústria de transporte VI-GRADE. Os simuladores de direção da empresa variam de soluções estáticas de bancadas a simuladores dinâmicos em escala real, permitindo que montadoras, fornecedores da indústria automotiva, centros de pesquisa, equipes de automobilismo e universidades reduzam protótipos físicos e acelerem a inovação. Os simuladores da empresa tem uma vasta gama de aplicações pelo mundo, com mais de 40 exemplares instalados. Como exemplo, podem ser citadas as empresas Ferrari, Volvo, Porsche, Maseratti e até uma parceria entre a Pontifícia

Universidade Católica de Minas Gerais e a Stellantis no Brasil.

Conforme ilustrado na figura 2.13, o simulador VI-Grade modelo DIM-150 possui um mecanismo de *Stewart* montado sobre uma base metálica de baixo atrito deslizante (1). Para a redução do atrito utiliza-se um colchão de ar na parte inferior da base facilitando o deslizamento sobre uma placa base (2). Para a translação do hexapod, o simulador possui três atuadores ligados à base deslizante. Monta-se parte da carroceria (3) de um veículo real sobre o hexapod, preservando o interior original do veículo a ser analisado. Uma tela de 270 graus (4), três projetores (5) e caixas de som garantem a imersão áudio-visual. O curso lateral e longitudinal do simulador é de 3 metros.



Figura 2.13: Simulador Vi-Grade - Equipamentos. (VI-GRADE, 2022)

O simulador possui ainda cintos de segurança ativos para melhorar a sensação de aceleração longitudinal, tensionando os mesmos no momento de frenagens. O conjunto possui ainda três monitores que fazem o papel de retrovisores laterais e central. Para monitoramento do motorista o simulador contém câmeras internas com monitoramento dos olhos para estudos de interação homem-máquina. A figura 2.14 ilustra o simulador completo. (VI-GRADE, 2022)

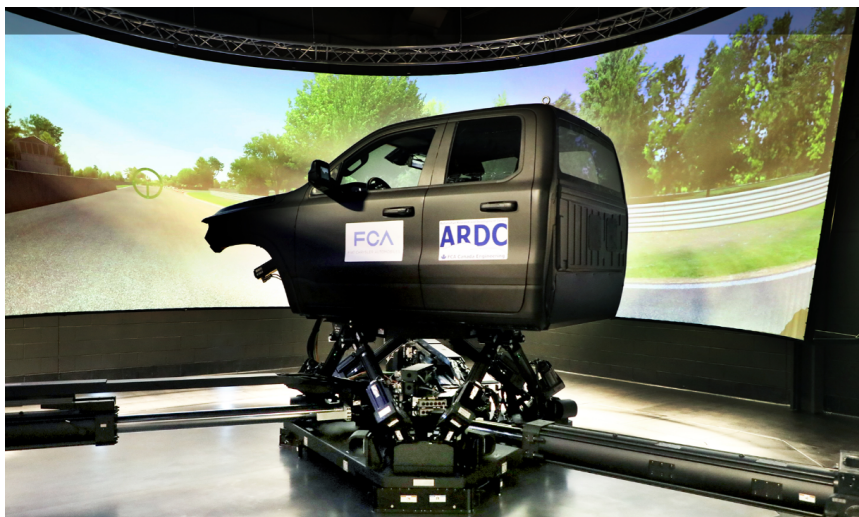


Figura 2.14: Simulador Vi-Grade. (VI-GRADE, 2022)

De acordo com os autores FAINELLO; MINEN, em um trabalho realizado com um simulador DIM-150 dentro da Ferrari na Itália, foram citados diversos fatores-chave para a eficácia no uso de um simulador de direção. Os principais fatores citados foram a precisão do modelo de estrada, qualidade de som e

imagem, realismo na interface humana, movimentação eficaz da plataforma e a capacidade de correlacionar resultados paramétricos entre simulação virtual e cenários reais. Equilibrar todos estes fatores é o principal desafio para as montadoras de veículos e fornecedores de simuladores.

2.3 Conclusão

Durante toda a revisão bibliográfica realizada, poucos dados técnicos foram encontrados sobre a validação de simuladores e tampouco sobre o desenvolvimento de suspensões utilizando simuladores. Conforme afirmado por WYNNE et al., apesar de seu uso frequente em pesquisas, há relativamente poucas evidências confirmando a validade de simuladores, ou seja, com que precisão eles representam ou reproduzem a direção veicular no mundo real. Embora haja um vasto corpo de pesquisas baseadas em simuladores de direção, e os pesquisadores reconhecem a importância da validade do simulador, não existem estudos publicados que procuraram validar um simulador de direção comparando dados reais com sensações de direção. Além disso, não existe um método padronizado para avaliar a precisão de um simulador; o autor destaca a necessidade de selecionar cuidadosamente características de simuladores adequadas para o projeto de pesquisa específico. Relatos de estudos de simulador de direção requerem melhorias, particularmente em torno da validação, evidências associadas ao simulador, a natureza do ambiente de condução simulado e os resultados das análises estatísticas.

Capítulo 3

Fundamentação Teórica

3.1 Introdução

Neste capítulo será apresentada a formulação teórica para embasar a discussão dos resultados de análises experimentais, numéricas e no simulador. Serão apresentadas as variáveis mais importantes relativas às análises de comportamento de dinâmica veicular, mais especificamente em dinâmica lateral, que representa o foco principal deste trabalho. O objetivo, portanto, não será analisar a eficácia dos métodos analíticos desenvolvidos para dinâmica lateral, mas sim apresentar as grandezas para discutir os resultados obtidos, assim como abordar e apresentar teoricamente as variáveis que influenciam no comportamento da dinâmica veicular.

3.2 Dinâmica Veicular

PAUWELUSSEN expôs que dinâmica veicular é a ciência que descreve o comportamento de um veículo usando ferramentas de análise dinâmica. Entende-se por dinâmica veicular dois aspectos fundamentais de comportamento de máquinas:

- Isolamento
- Controle

O isolamento está diretamente relacionado ao conforto dos ocupantes, isto é, trata-se da capacidade do veículo de filtrar os distúrbios que ocorrem como resultado da operação do veículo. Os distúrbios podem ser provenientes de fontes do próprio veículo como por exemplo, excitação gerada pelo funcionamento do conjunto motopropulsor e também daqueles que lhe são impostas pelo exterior. Os distúrbios na última categoria são principalmente ondulações de estrada e aerodinâmica isto é interação do veículo com o meio ambiente. Os distúrbios em geral são relacionados à fontes vibratórias. Segundo GILLESPIE o comportamento vibracional é um dos critérios mais importantes avaliados subjetivamente pelas pessoas para determinar a qualidade de um veículo e, por esta razão, torna-se um foco de grande atenção na engenharia automotiva. O comportamento do veículo em resposta a ondulações e imperfeições do terreno é conhecido

internacionalmente como *Ride Comfort*. GILLESPIE ainda cita que a faixa de frequência de 0 a 25Hz é caracterizada como *ride*. A figura 3.1 ilustra este fluxo.

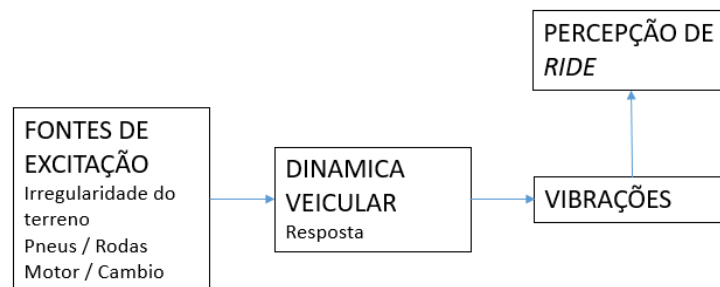


Figura 3.1: Fluxo da Dinâmica Veicular considerando fontes de excitação e *Ride*.(GILLESPIE, 1992)

Os autores GENTA; MORELLO completam a definição, dividindo o termo *Ride* em: *Ride* primário, que são excitações de baixa frequência (até 5 Hz) relativas a movimentação da carroceria; *Ride* secundário, que são vibrações de frequências intermediárias (de 5 a 25 Hz) relativas as frequências naturais de subsistemas do veículo. As vibrações que ocorrem entre 25 a 100 Hz, que são percebidas primeiramente como ruído, são classificadas como *Harshness*, e referem-se aos modos estruturais do veículo e excitações provenientes de fontes embarcadas tais como o motor. *Ride Comfort*, portanto, está diretamente ligado à capacidade de veículos isolarem cargas verticais e longitudinal primordialmente. Estudos de resposta em frequência das suspensões do veículo e da suspensão do motor assim como suas curvas de flexibilidade são fundamentais no estudo de isolamento de automóveis, obviamente os pneus tem uma participação importante neste estudo.

Controle e estabilidade estão diretamente relacionados ao comportamento do veículo em resposta aos comandos do condutor também conhecido internacionalmente como *Handling*. GILLESPIE definiu *handling* como sendo a habilidade do veículo em responder a comandos do condutor ou a facilidade de controlá-lo. O condutor e o veículo são um sistema em malha fechada, de forma que o condutor observa a posição e direção do veículo e corrige da forma desejada. Apenas com o propósito de caracterização de respostas de *handling*, manobras de malha aberta são realizadas em ambiente controlado com entradas pré-estabelecidas. Estas manobras serão detalhadas no decorrer deste trabalho. A capacidade de veículos em realizar curvas, chamada de dinâmica lateral, é uma característica importante no estudo de *handling*. Vários estudos experimentais, analíticos e numéricos foram realizados para compreensão, dimensionamento e ajuste dos parâmetros de *handling* veicular. Neste capítulo apresenta-se uma revisão teórica e bibliográfica sobre o assunto.

A dinâmica longitudinal também é um outro tema importante para compreensão do comportamento do veículo. A resposta longitudinal de um veículo em termos de potência é caracterizada pela aceleração e habilidade de superar rampas além da velocidade máxima desenvolvida. Pode ser determinada equacionando a potência disponível do motor e a demanda necessária em um determinado momento (WALLENTOWITZ; GIES, 2008). A capacidade de frenagem é outro aspecto importante para a condução. Reações do veículo como respostas a frenagens de pânico ou tendências laterais de frenagens em curva determinam o nível de estabilidade do veículo e, portanto, são determinantes para um bom *handling*. A figura 3.2 ilustra as variáveis envolvidas na dinâmica veicular conforme citado acima:

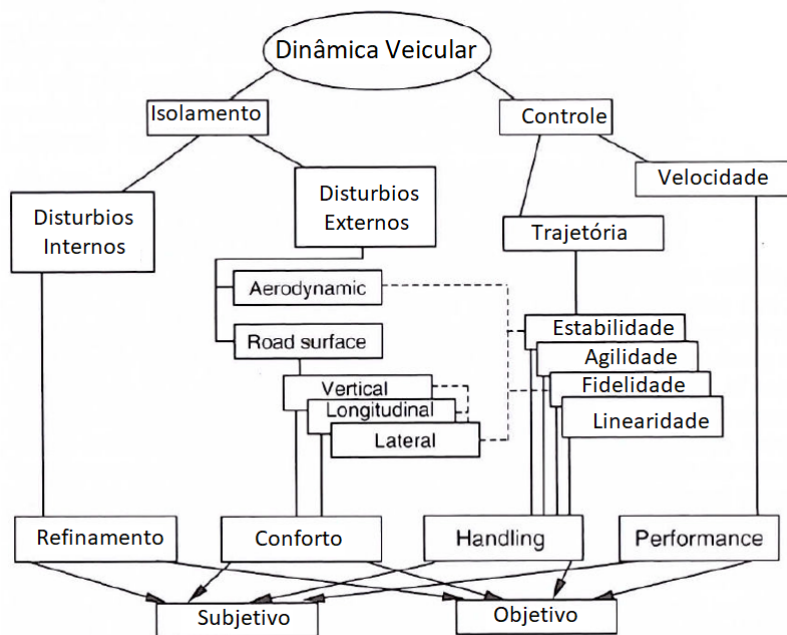


Figura 3.2: Variáveis envolvidas na dinâmica veicular. (BLUNDELL; HARTY, 2004)

3.2.1 Handling e Dinâmica Lateral

O estudo do comportamento do veículo na realização de manobras de curva, também conhecido como *handling*, é fundamental para garantia da estabilidade, segurança e sensação de conforto dos ocupantes. Apresenta-se neste capítulo as variáveis de dinâmica lateral que serão estudadas no decorrer do trabalho. Os autores HEISSING; ERSOY comentam que os estudos de dinâmica lateral desempenham um papel significativo para os engenheiros no setor automotivo, durante o projeto de sistemas de assistência ao motorista e sistemas dinâmicos de controle de veículos. O principal foco para o projeto de tais sistemas é a integração entre chassi e parâmetros de componentes de suspensão como pneus, molas e elastocinematismo de suspensão.

3.2.1.1 Modelo de bicicleta

Para realização de análises de dinâmica lateral e apresentação das variáveis a serem avaliadas nas análises numéricas em múltiplos corpos, modelos analíticos são geralmente utilizados. Autores como Gillespie, Reimpell, Riekert, Dixon, abordam de forma detalhada modelos simplificados de veículos. Nas seções seguintes serão apresentados tais modelos analíticos partindo do modelo de bicicleta.

A figura 3.3 apresenta o sistema de coordenadas que será utilizado neste trabalho, conforme padronização da SAE, apresentando os eixos relativos ao veículo assim como os ângulos de Rolagem, Guinada e Arfagem. Os movimentos de rotação são mundialmente conhecidos pelos termos em inglês:

- Rolagem – *Roll* – Giro em torno do eixo X;
- Arfagem – *Pitch* – Giro em torno do eixo Y;

- Guinada – *Yaw* – Giro em torno do eixo Z;

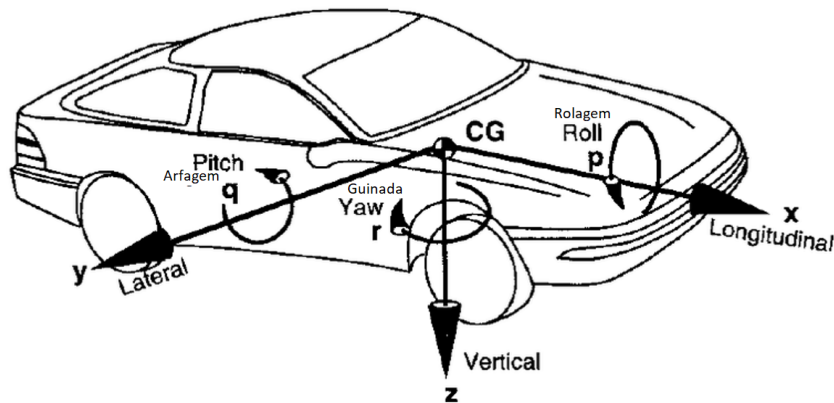


Figura 3.3: Sistemas de coordenadas da SAE.(GILLESPIE, 1992)

A figura 3.4 ilustra um veículo em curva, demonstrando o sistemas de coordenadas local (x', y', z') e global (X, Y, Z) assim como os ângulos de *Roll*, *Yaw* e *Pitch*. Apresenta-se também o ângulo β denominado ângulo de escorregamento (do inglês *side slip angle*), definido como sendo o ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e o vetor velocidade no centro de gravidade G , como descrito por REIMPELL et al..

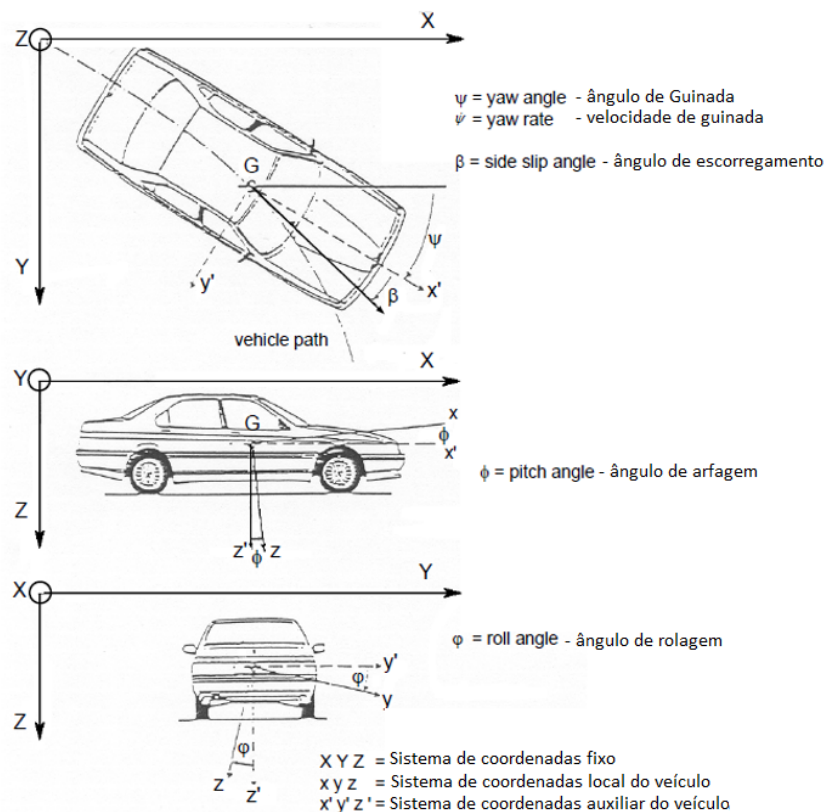


Figura 3.4: Sistemas de coordenadas e ângulos de um veículo em curva (REIMPELL et al., 2001).

Conforme ilustrado na figura 3.4, o ângulo de guinada ψ , retrata o ângulo entre a coordenada longitudinal do veículo e o eixo global X. Considerando o veículo realizando uma manobra de curva de raio constante em regime permanente, tem-se:

- *Side slip angle* (Angulo de escorregamento) β constante e, portanto, $\dot{\beta} = 0$.
- Ângulo de guinada ψ com taxa de variação constante, assim: $\dot{\psi} = Constante$

O modelo de bicicleta foi criado em 1940 pelos engenheiros Riekert e Shunk e é largamente utilizado até os dias de hoje. Para redução de graus de liberdade e consequente redução de complexidade, várias simplificações foram assumidas no modelo. Conforme afirmado por REIMPELL et al., tais simplificações não afetam os resultados que descrevem o comportamento dinâmico do veículo na faixa linear. O modelo de bicicleta pode ser facilmente convertido em modelos de simulação. O Modelo inclui as seguintes simplificações:

- Não se considera transferência de carga lateral e longitudinal: Assume-se que a altura do centro de gravidade do veículo é no nível da superfície do terreno, como resultado forças verticais nos pneus nas rodas internas e externas à curva permanecem inalteradas durante uma manobra de curva;
- Não se considera movimentação de rolagem e guinada;
- Não se consideram efeitos de rigidez de suspensão ou chassis. Em toda a formulação não são consideradas as flexibilidades de suspensão. Rigidez de mola e de buchas por exemplo não estão presentes no modelo;
- Não se consideram efeitos de aerodinâmica.
- Equações linearizadas. Esta linearização aplica-se no comportamento dos pneus e também nas funções angulares (para pequenos ângulos).

Baseado nas premissas e simplificações supracitadas, as relações geométricas para o modelo de bicicleta podem ser desenvolvidas conforme mostrado figura 3.5, onde o veículo está fazendo uma curva de raio constante R em regime permanente.

Onde:

- $\alpha_{t,d}$ – Ângulo de escorregamento lateral (*slip angle*) dos eixos dianteiro e traseiro
- β – Ângulo de escorregamento (*Side Slip Angle*) do veículo
- δ – Ângulo da roda dianteira
- R – Raio da curva
- l – Passo
- G – Centro de gravidade do veículo
- a – Distância do CG ao eixo dianteiro

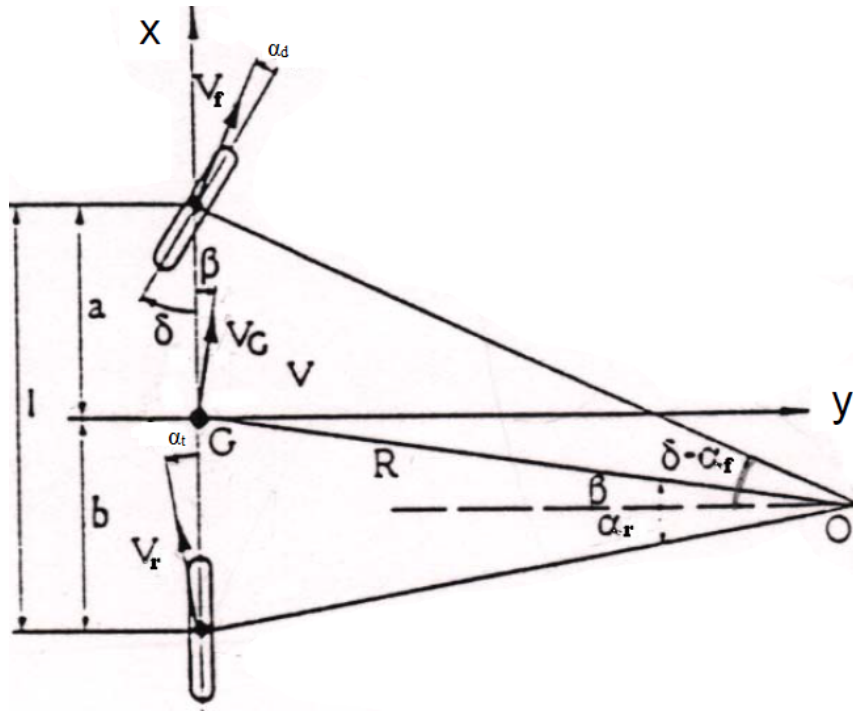


Figura 3.5: Modelo de bicicleta.(GILLESPIE, 1992)

- b – Distancia do CG ao eixo traseiro.

Na realização de uma curva em regime permanente tem-se:

$$\tan \alpha_t = \frac{b - R \sin \beta}{R \cos \beta} \quad (3.1)$$

Considerando α e β tendendo a zero, então $\frac{b}{R} - \beta \approx \alpha_t$. Logo, partindo da equação anterior 3.1, chega-se:

$$\beta = \frac{b}{R} - \alpha_t \quad (3.2)$$

A Equação 3.2 apresenta a expressão matemática para obter ângulo β . Importante notar que não existe relação entre o ângulo de escorregamento e o ângulo de deriva dianteiro. Da mesma forma, pode-se desenvolver para o ângulo dianteiro:

$$\tan (\delta - \alpha_d) = \frac{a + R \sin \beta}{R \cos \beta} \quad (3.3)$$

Considerando valores pequenos para α e β , logo:

$$\frac{a}{R} + \frac{b}{R} - \alpha_t = \delta - \alpha_d \quad (3.4)$$

Resultando em:

$$\delta \cong \frac{L}{R} + \alpha_d - \alpha_t \quad (3.5)$$

Como descrito por CROLLA, as características dos eixos dianteiro e traseiro estão ilustradas na figura 3.6. A partir de uma determinada aceleração lateral, forças de reação nos respectivos eixos são geradas, determinando por fim os ângulos de deriva (*slip angle* α) nos eixos como consequência das cargas. Conforme

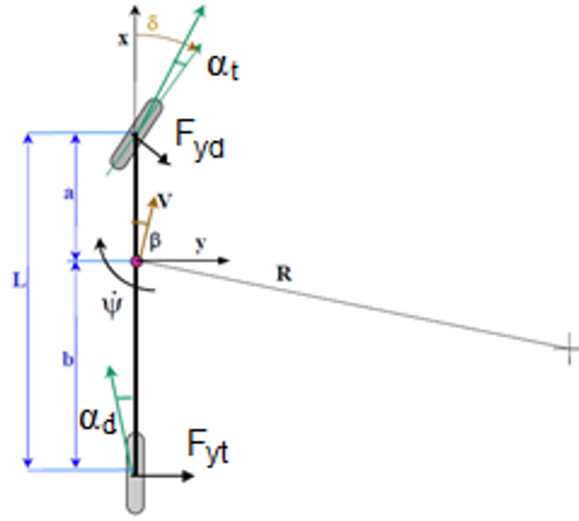


Figura 3.7: Modelo de bicicleta

Onde:

$$F_c = m \cdot a_y = m \cdot \dot{\psi}^2 \cdot R = m \cdot \frac{v^2}{R} \quad (3.9)$$

sendo m a massa do veículo. Resolvendo as equações de equilíbrio:

$$F_{yd} = m \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{b}{L} = m_d \cdot a_y \quad (3.10)$$

$$F_{yt} = m \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \frac{a}{L} = m_r \cdot a_y \quad (3.11)$$

Onde m_d representa a massa no eixo dianteiro e m_t a massa no eixo traseiro. Como $F_y = C_{d,r} \cdot \alpha$, pode-se chegar no ângulo de deriva dos eixos dianteiro e traseiro:

$$\alpha_d = \frac{F_{yd}}{C_d} = \frac{m_d}{C_d} \cdot \frac{V^2}{R} \quad (3.12)$$

$$\alpha_t = \frac{F_{yt}}{C_t} = \frac{m_t}{C_t} \cdot \frac{V^2}{R} \quad (3.13)$$

Considerando α e β tendendo a zero chega-se ao ângulo de volante δ_{vol} :

$$\delta_{vol} = \frac{L}{R} \cdot \tau + (\alpha_d - \alpha_t) \cdot \tau = \frac{L}{R} \cdot \tau + \left(\frac{m_d}{C_d} - \frac{m_t}{C_t} \right) \cdot \frac{V^2}{R} \cdot \tau \quad (3.14)$$

Onde:

- τ : Relação de redução entre ângulo volante e ângulo roda
- δ_{vol} : Ângulo imposto ao volante na manobra de curva de raio R em regime permanente.

Chega-se então na equação 3.15:

$$\delta_{vol} = \delta_{vol0} + K_{US} \cdot a_y \quad (3.15)$$

Onde $\delta_{vol0} = L/R$ e K_{US} é o gradiente de sub-esterço definido como sendo:

$$K_{US} = \left(\frac{m_d}{C_d} - \frac{m_t}{C_t} \right) \cdot \tau \quad (3.16)$$

O gradiente de sub-esterço é talvez a grandeza mais importante no estudo da dinâmica lateral, representa a inclinação da curva de ângulo de volante por aceleração lateral. CROLLA apresenta $5 \cdot 10^{-3} \text{ rad/m/s}^2$ como um valor típico de sub-esterço, o que equivale a $3^\circ/g$.

As equações 3.15 e 3.16 demonstram que para manter o veículo em uma trajetória de raio constante, o condutor precisa aplicar um ângulo de direção que não necessariamente satisfaz as condições geométricas da curva, mas deve também compensar a diferença entre o ângulo de deriva dos eixos dianteiro e traseiro, conforme descrito por HEISSING; ERSOY. O gradiente de sub-esterço refere-se a esta diferença de ângulo de deriva e tem grande influência sobre o comportamento dinâmico do veículo e das sensações de direção. Nas próximas seções deste trabalho o gradiente de sub-esterço será uma das variáveis discutidas nas análises numéricas e análises subjetivas com o uso do simulador.

De acordo com a definição da SAE, quando $K_{US} > 0$ o veículo é descrito como sub-esterçante; sobre-esterçante para $K_{US} < 0$. Enquanto descreve-se como neutro veículo com $K_{US} = 0$. A figura 3.8 ilustra o gradiente de sub-esterço na curva de ângulo volante por aceleração lateral.

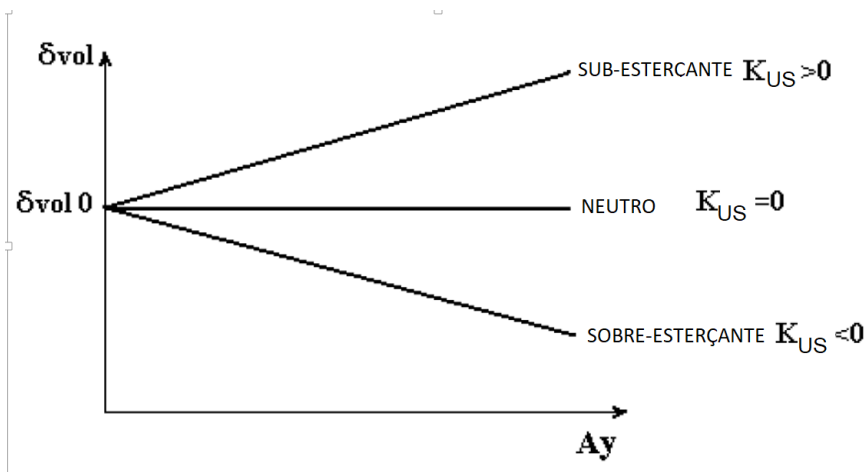


Figura 3.8: Gradiente de sub-esterço em função da aceleração lateral.(GILLESPIE, 1992)

Conforme equacionamento supracitado, para velocidades muito baixas, o ângulo de volante necessário para realizar uma curva de raio constante é L/R . Aumentando a velocidade na realização da mesma manobra, torna-se necessário alterar o ângulo de volante para manter a mesma trajetória circular de raio R , esta alteração do ângulo de volante depende do gradiente de sub-esterço K_{US} , que por sua vez depende primordialmente das características dos pneus. Para um gradiente de sub-esterço positivo, o ângulo de direção δ_{vol} aumenta com o aumento da velocidade, enquanto para valores negativos, o oposto é verdadeiro e o ângulo de volante δ_{vol} diminui. Sem ação corretiva do condutor, e valor de K_{US} negativo (Sobre-esterçante), com o aumento da velocidade e consequente aumento da aceleração lateral, o veículo tenderia a descrever uma curva de menor raio. PAUWELUSSEN propôs definições relativas a comportamento sub-esterçante e sobre-esterçante, conforme segue:

1. Um veículo é sub-esterçante se o ângulo de direção precisa ser aumentado para um incremento de velocidade na realização de uma mesma curva. O veículo é sobre-esterçante se o oposto é verdadeiro, isto é, o ângulo de volante precisa ser reduzido com o aumento de velocidade na realização de uma mesma curva. Chamamos de comportamento neutro se não é necessário ajuste no ângulo de volante.
2. Um veículo é sub-esterçante se o ângulo de deriva do eixo dianteiro é superior ao traseiro em condição de regime permanente $\alpha_d > \alpha_t$.
3. Um veículo é sub-esterçante quando o gradiente de sub-esterço $K_{US} > 0$, o qual está diretamente relacionado à diferença de rigidez lateral entre os eixos dianteiro e traseiro.
4. Um veículo é sub-esterçante se o gradiente do ângulo de direção $\frac{\partial \delta_{vol}}{\partial a_y}$ é positivo. Um veículo é sobre-esterçante se este gradiente é negativo.

Pode se concluir que para condições lineares com curvas de raio constante todas as 4 definições são idênticas.

A figura 3.9, demonstra a relação entre aceleração lateral e ângulo de volante, como resultado de um veículo em regime permanente, fazendo uma trajetória circular de raio constante. A parte esquerda da curva corresponde ao comportamento linear, com o aumento da aceleração lateral, existe um momento em que os pneus dianteiros ou traseiros saturam e o veículo irá ter um comportamento não linear. Isto significa que a curva terá um comportamento linear para baixas acelerações laterais, e terá uma inflexão positiva ou negativa em certo ponto. Quando a parte não linear da curva tem uma tendência de inflexão positiva $\frac{\partial \delta_{vol}}{\partial a_y} > 0$ o veículo tem uma tendência sub-esterçante no limite, isto é, saturação do eixo dianteiro. Por outro lado, se a curva tem uma tendência de inflexão negativa $\frac{\partial \delta_{vol}}{\partial a_y} < 0$ o veículo tem uma tendência sobre-esterçante no limite, isto é, saturação do eixo traseiro.

Em geral, veículos de passeio possuem comportamento sub-esterçante devido à forma mais intuitiva de direção e consequente segurança. Veículos sub-esterçantes exigem maiores ângulos de volante na direção da curva com o aumento da aceleração lateral, isto é, o veículo tem uma "tendência" de sair de frente. Intuitivamente condutores tendem a aumentar o ângulo de volante na tentativa de realizar a curva na direção desejada. A progressividade da parte não linear da curva também é fundamental para a segurança, o aumento gradativo do ângulo do volante com a aceleração lateral, "alerta" o condutor que o veículo está chegando ao limite. Veículos com o gradiente não linear muito elevado podem ter a tendência de ser menos seguros pois a mudança de comportamento é repentina.

Veículos esportivos ou de competição tendem a ter valores de sub-esterço mais baixos ou até negativos, pois aumentam a agilidade do veículo em curva. Com a redução do ângulo de volante e aumento da aceleração lateral, o veículo tende a se inserir na curva gerando maior facilidade na realização de curvas, porém de forma pouco intuitiva. Assim, pode-se chegar em situações limites de ter que aplicar ângulo de volante na direção oposta a curva.

Da figura 3.9, pode-se dizer que:

$$\beta = \frac{b}{R} - \alpha_t = \frac{b}{R} - \frac{m_t}{C_t} \cdot \frac{V^2}{R} = \beta_0 - K_\beta \cdot a_y \quad (3.17)$$

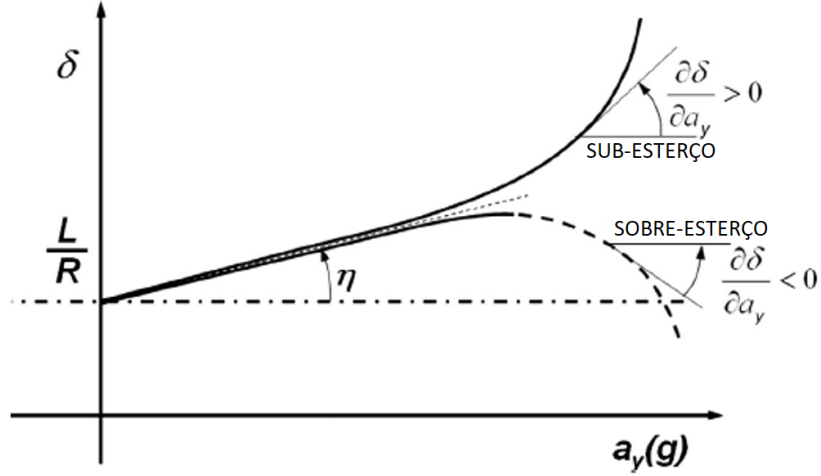


Figura 3.9: Gradiente de sub-esterço em função da aceleração lateral, apresentando tendência sub e sobre-esterçante. (HEISSING; ERSOY, 2010)

Onde $\beta_0 = b/R$ e K_β é o gradiente do *side slip angle* (ângulo de escorregamento) definido como:

$$K_\beta = \frac{m_t}{C_t} \quad (3.18)$$

O gradiente do *side slip angle* (ângulo de escorregamento) do veículo é outra importante grandeza que será abordada no decorrer do trabalho. K_β é uma grandeza que descreve o comportamento do eixo traseiro na realização de uma curva. A Figura 3.10 ilustra a variação de β com a aceleração lateral, onde K_β é a inclinação da curva. O *side slip angle* é definido como positivo na imagem 3.10, Conforme convenção SAE, sentido horário em relação ao sentido de marcha do veículo. Conforme descrito por GILLESPIE com o aumento da velocidade ocorre um consequente aumento do ângulo de deriva traseiro, tornando negativo o valor do *side slip angle* (ângulo de escorregamento) no CG, como mostrado na figura 3.10.

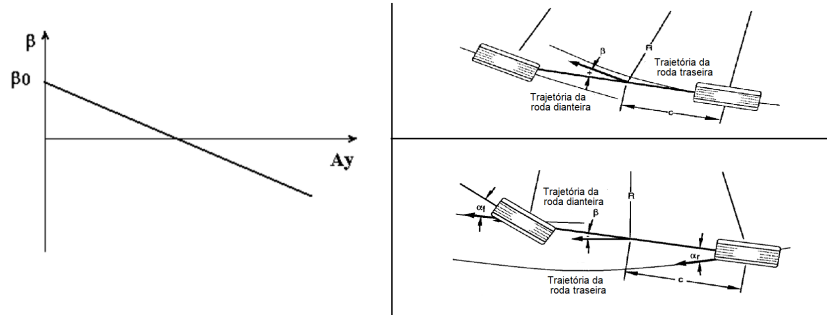


Figura 3.10: *Side slip angle* (Ângulo de escorregamento) β . (GILLESPIE, 1992)

Partindo da equação 3.17, pode-se dizer que:

$$\beta = \frac{b}{R} - \frac{m_t}{C_t} \cdot \frac{V^2}{R} = \frac{b}{V^2} \cdot a_y - \frac{m_t}{C_t} \cdot a_y = \left(\frac{b}{V^2} - \frac{m_t}{C_t} \right) \cdot a_y \quad (3.19)$$

Desenvolvendo a equação acima, é importante notar que a velocidade na qual o *side slip angle* é zero

independe do raio da curva:

$$V_{\beta} = 0 = \left(\frac{b}{V^2} - \frac{m_t}{C_t} \right) \quad (3.20)$$

$$V = \sqrt{\frac{C_t \cdot b}{m_t}} \quad (3.21)$$

Resolvendo a equação 5.3 chega-se ao chamado ganho de aceleração lateral pelo ângulo de volante:

$$\frac{a_y}{\delta_{vol}} = \frac{1}{\frac{L}{V^2} \cdot \tau + K_{US}} \quad (3.22)$$

O ganho de aceleração lateral pelo ângulo de volante é uma grandeza importante para descrever o comportamento do veículo em curva. Como proposto por GILLESPIE:

1. Para o gradiente de sub-esterço $K_{US}=0$, veículo neutro, o ganho de aceleração lateral por ângulo de volante varia com o quadrado da velocidade;
2. Para o gradiente de sub-esterço $K_{US}>0$, veículo sub-esterçante, conforme esperado, o ganho será menor do que o veículo neutro, pois conforme própria definição tem-se um aumento de ângulo de volante com o respectivo aumento de aceleração lateral.
3. Para o gradiente de sub-esterço $K_{US}<0$, veículo sobre-esterçante, se tem um aumento de ganho de aceleração lateral.

Visto que:

$$F_c = m \cdot a_y = m \cdot \dot{\psi}^2 \cdot R = m \cdot \frac{V^2}{R} \quad (3.23)$$

Pode se chegar no ganho de velocidade de YAW pelo angulo de volante:

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_{vol}} = \frac{1}{\frac{L}{V} \cdot \tau + K_{US} \cdot V} \quad (3.24)$$

O ganho de velocidade de YAW pelo ângulo de volante é outra grandeza dependente do sub-esterço e descreve a mudança da velocidade angular do veículo em função do ângulo do volante. Esta grandeza $\frac{\dot{\psi}}{\delta_{vol}}$ está relacionada ao tempo de resposta do veículo, isto é, o quão ágil o veículo se comporta na realização de manobras. No decorrer deste trabalho serão feitas diversas comparações de geometria de suspensão utilizando análises numéricas e subjetivas com o simulador de dinâmica veicular utilizando esta grandeza. Com a formulação supra-citada, considerando curva de raio constante com ângulo de volante constante, pode-se afirmar que:

- Tem-se ganho de aceleração lateral e de velocidade de guinada com a redução do sub-esterço
- Tem-se ganho de aceleração lateral e velocidade de guinada com o aumento da velocidade
- Tem-se ganho de aceleração lateral com a redução da relação de direção.

GILLESPIE descreve também a velocidade crítica que representa a velocidade na qual aceleração lateral e o ganho de velocidade de guinada é infinita. Veículos sobre-esterçantes se tornam “instáveis” próximo ou acima da velocidade crítica. Conforme ilustrado na figura abaixo, esta é também a velocidade na qual o ângulo de volante é zero para realizar uma curva.

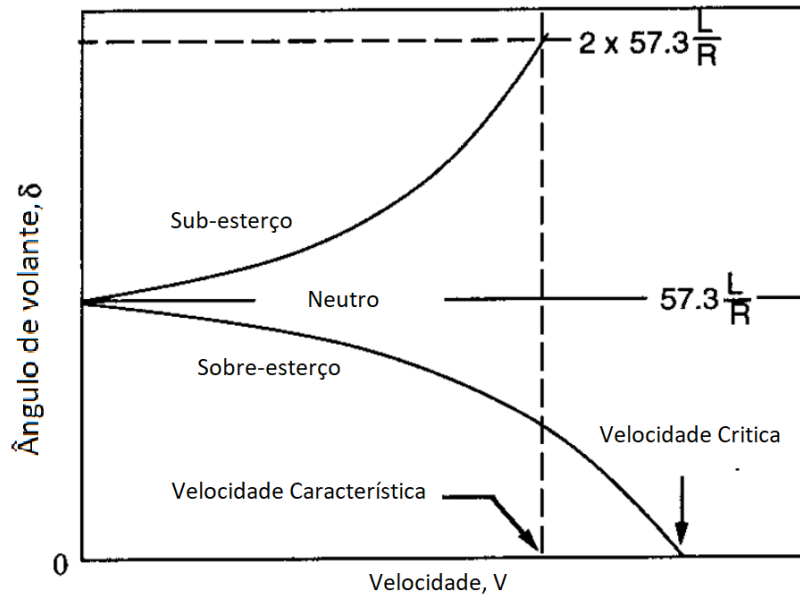


Figura 3.11: Velocidade Crítica. (GILLESPIE, 1992)

Esta também é a velocidade na qual o ângulo de volante necessário para realizar uma curva é o dobro do ângulo cinemático:

$$\delta_{vol} = \frac{L}{R} \cdot \tau + K_{US} \cdot a_y = \frac{L}{R} \cdot \tau + \frac{K_{US} \cdot L \cdot \tau}{R \cdot K_{US}} \quad (3.25)$$

$$\delta_{vol} = 2 \cdot \frac{L}{R} \cdot \tau \quad (3.26)$$

Para ilustrar os conceitos de sub-esterço e de ganhos explanados acima apresenta-se mais uma análise de veículos sub e sobre-esterçantes. As figuras 3.12 e 3.13 apresentam a variação do ângulo de volante em função do raio da curva do veículo.

Para veículos sub-esterçantes pode-se observar que tem-se um ganho de ângulo de volante com o acréscimo da aceleração lateral independente do raio da curva, sendo a inclinação de todas as curvas o gradiente de sub-esterço. Obviamente tem-se o efeito inverso para veículos sobre-esterçantes, podendo se perceber a inversão do ângulo de volante em função da aceleração lateral.

Em relação ao *side slip angle* β pode-se perceber, a inversão do valor com o aumento da aceleração lateral independente do raio da curva em questão. Com o aumento da aceleração lateral tem-se um aumento do ângulo α_t e por consequência a inversão do ângulo β . Conforme ilustrado na figura 3.14.

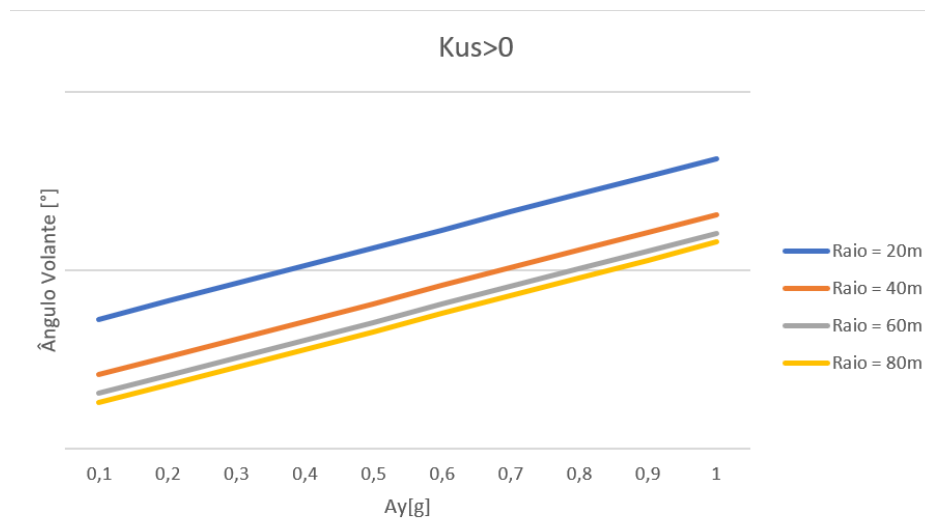


Figura 3.12: Veículo Sub-esterçante: Análise de sensibilidade de sub-esterço em função de variados raios de curva.

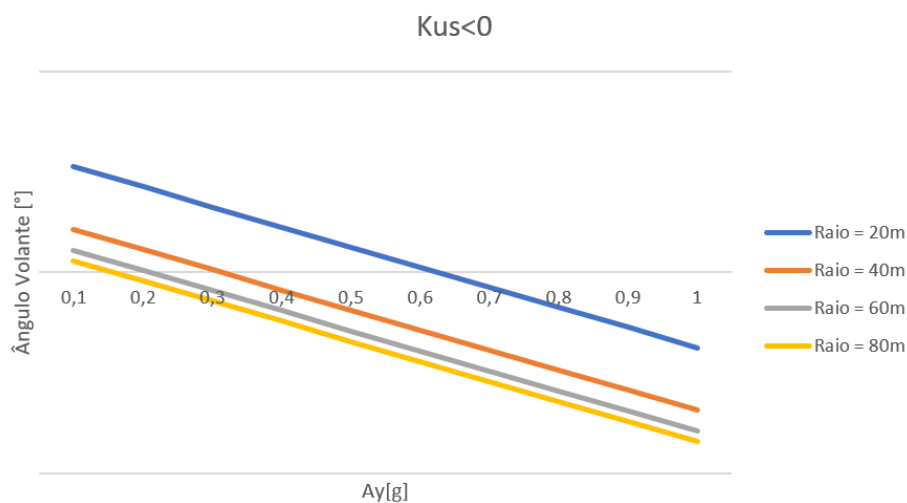


Figura 3.13: Veículo Sobre-esterçante: Análise de sensibilidade de sub-esterço em função de variados raios de curva.

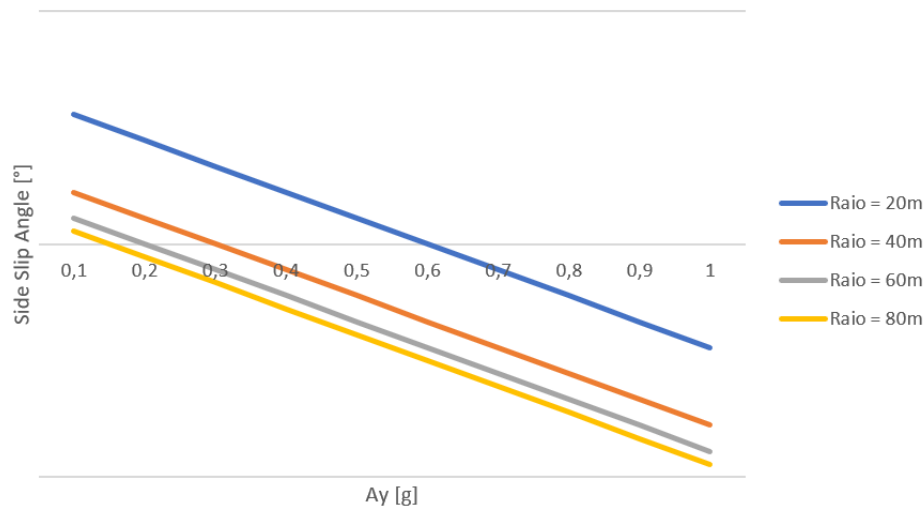


Figura 3.14: Análise de sensibilidade do *side slip angle* em função de variados raios de curva.

Toda a formulação discutida nesta secção apresentou uma formulação linear. Conforme mencionado anteriormente, devido principalmente às características elásticas e aderência dos pneus, os veículos apresentam um limite de linearidade. A figura 3.15 apresenta a curva de ângulo volante e o *side slip angle* típicos de um veículo de passeio, onde em torno de $0.7g$ da aceleração lateral, as curvas estão na região não linear próxima ao limite de aderência. Conforme discutido, a progressividade da curva de ângulo volante por aceleração lateral na região não linear é fundamental para a segurança do condutor, pois subjetivamente, o aumento da taxa de ganho do ângulo de volante é um aviso ao condutor da proximidade deste limite e, por consequência, indicando dificuldade na realização da manobra.

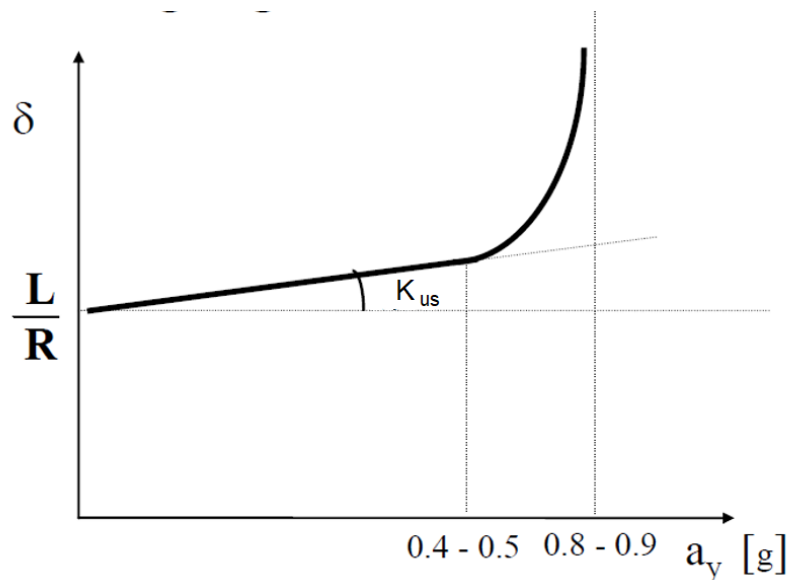


Figura 3.15: Curva completa de sub-esterço (GILLESPIE, 1992)

3.2.3 Equilíbrio de *ROLL*

O mecanismo de transferência de carga em ambos os eixos contribui para o comportamento dinâmico do veículo em curvas. Esta transferência tem efeito significativo no grau de sub-esterço ou sobre-esterço dos veículos, dependendo de como o balanceamento de rolagem da carroceria está dividido entre os eixos. GILLESPIE descreve: Um maior momento de rolagem no eixo dianteiro contribui para o comportamento sub-esterçante, por outro lado, um maior momento de rolagem no eixo traseiro contribui para sobre-esterço. Mecanismos de auxílio na distribuição de rigidez de rolagem, como barras estabilizadoras, batentes e até molas com flexibilidades variáveis alteram a distribuição de momento de rolagem e consequentemente o comportamento dinâmico dos veículos.

A dinâmica que governa o momento de rolagem sobre os eixos do veículo está equacionada abaixo. A separação das molas por lado do veículo gera a possibilidade de rolagem da massa suspensa em relação aos eixos da suspensão. Para equacionamento torna-se necessário introduzir a definição de h_{cr} , o qual é denominado altura do centro de rolagem das suspensões dianteira e traseira. O centro de rolagem é o ponto no centro do veículo (em vista frontal) e no “centro” do eixo em vista lateral ao redor do qual a carroceria inicia o giro na ação de forças laterais e o qual as forças laterais são absorvidas entre o eixo e carroceria REIMPELL et al.. HEISLER faz a seguinte definição: O centro de giro de um sistema de suspensão refere-se ao centro em relação ao solo relativo ao qual a carroceria girará instantaneamente. A posição atual do centro de giro varia com a geometria da suspensão e com o ângulo de rolagem. O eixo de giro é a linha de união entre o centro de giro da suspensão dianteira e o centro de giro da suspensão traseira. Geralmente as suspensões dianteiras têm alturas de centro de giros inferiores do que as traseiras. Os fatores que determinam a inclinação do eixo de giro dependerão principalmente da altura do centro de gravidade e da distribuição de peso entre os eixos. A figura 3.16 apresenta a vista frontal de um veículo

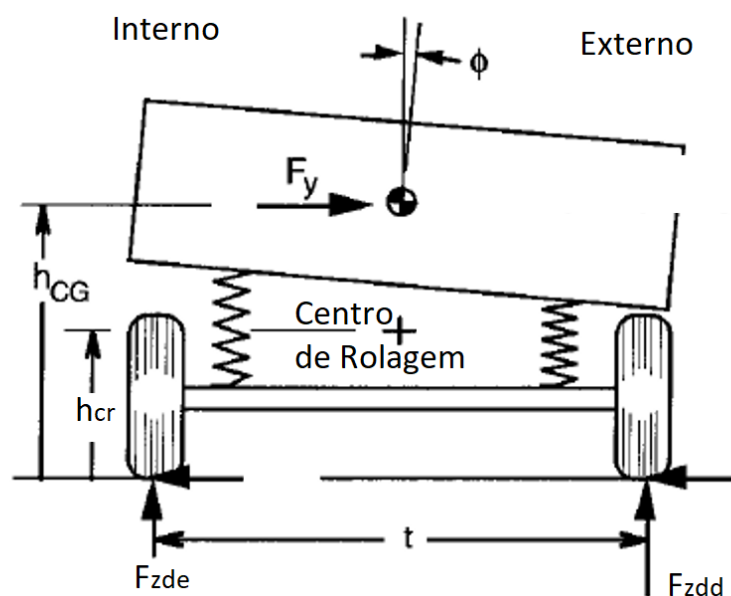


Figura 3.16: Centro de Rolagem da suspensão h_{cr} . (REIMPELL et al., 2001)

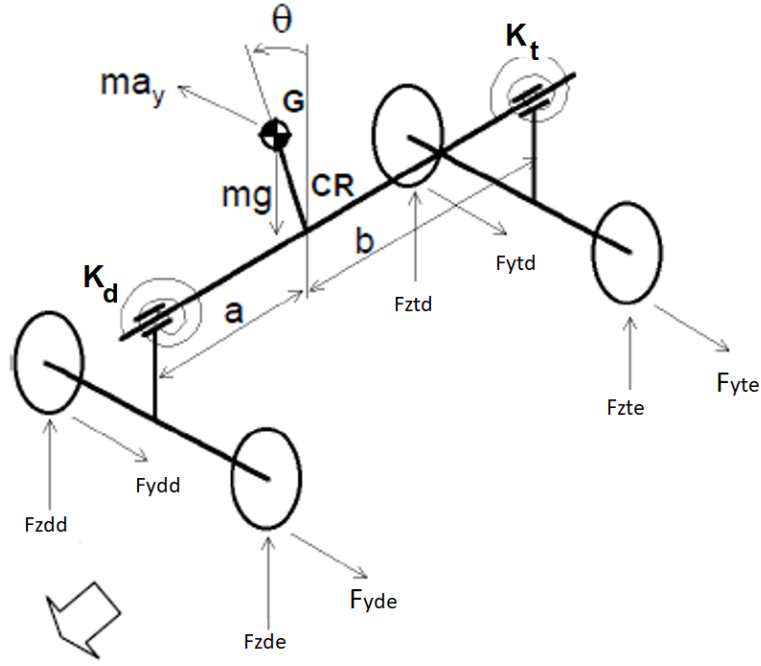


Figura 3.17: Equilíbrio de rolagem

Da figura 3.16, pode-se definir o h_{cr} e o centro de gravidade do veículo h_g da seguinte forma:

$$\Delta h = h_g - h_{cr} \quad (3.27)$$

Em relação a figura 3.17, como equilíbrio de forças e momentos pode-se afirmar que:

$$F_{zd} = m \cdot g \cdot \frac{b}{a+b} \quad (3.28)$$

$$F_{zt} = m \cdot g \cdot \frac{a}{a+b} \quad (3.29)$$

Da mesma forma, pode-se definir o equilíbrio de forças laterais da seguinte forma:

$$F_{yd} = m \cdot a_y \cdot \frac{b}{a+b} \quad (3.30)$$

$$F_{yt} = m \cdot a_y \cdot \frac{a}{a+b} \quad (3.31)$$

F_{ydd} e F_{yde} : Forças laterais nas rodas dianteira direita e dianteira esquerda

F_{zdd} e F_{zde} : Forças verticais nas rodas dianteira direita e traseira esquerda

F_{ytd} e F_{yte} : Forças laterais nas rodas traseira direita e traseira esquerda

F_{ztd} e F_{zte} : Forças verticais nas rodas traseira direita e traseira esquerda

K_d e K_t : Rigidez à torção dos eixos dianteiro e traseiro

h_{cr} : Altura do centro de rolagem

h_g : Altura do centro de gravidade

θ : Ângulo de rolagem da carroceria (*Roll*)

G : Centro de gravidade do veículo

Sendo:

$$\Delta h = h_g - h_{cr} \quad (3.32)$$

Supondo que $\theta \cong 0$

$$M = M_d + M_t = (K_d + K_t) \cdot \theta = m \cdot a_y \cdot \Delta h \quad (3.33)$$

$$\theta = \frac{m \cdot a_y \cdot \Delta h}{K_d + K_t} \quad (3.34)$$

O ângulo de rolagem da carroceria é diretamente proporcional à massa, aceleração lateral, altura do CG e altura do centro de rolagem das suspensões e inversamente proporcional às rigidezes verticais dos eixos. A altura de centro de rolagem das suspensões (h_{cr}) será detalhada no tópico de elastocinematismo.

$$F_{Zde} \cdot t + F_{yd} \cdot h_{cr} + M_d - F_{z0d} \cdot \frac{t}{2} = 0 \quad (3.35)$$

$$F_{zde} = \frac{1}{t} \cdot \left[F_{z0d} \cdot \frac{t}{2} - M_d - F_{yd} \cdot h_{cr} \right] \quad (3.36)$$

Sendo:

$$M = K \cdot \theta \quad (3.37)$$

Então:

$$F_{zde} = \frac{1}{t} \cdot \left[F_{z0d} \cdot \frac{t}{2} - K_d \cdot \theta - F_{yd} \cdot h_{cr} \right] \quad (3.38)$$

Sendo:

F_{zde} – Força vertical na roda dianteira esquerda

K_d – Rigidez vertical do eixo dianteiro

t – Bitola do veículo

Chega-se, portanto, às equações de equilíbrio de rolagem da massa suspensa:

$$F_{zde} = \frac{m \cdot g}{2} \cdot \frac{b}{a+b} - m \cdot a_y \cdot \left(\frac{K_d}{K_d + K_t} \cdot \frac{\Delta h}{t} + \frac{b}{a+b} \cdot \frac{h_{cr}}{t} \right) \quad (3.39)$$

$$F_{zdd} = \frac{m \cdot g}{2} \cdot \frac{b}{a+b} + m \cdot a_y \cdot \left(\frac{K_d}{K_d + K_t} \cdot \frac{\Delta h}{t} + \frac{b}{a+b} \cdot \frac{h_{cr}}{t} \right) \quad (3.40)$$

$$F_{zdd} = \frac{m \cdot g}{2} \cdot \frac{a}{a+b} - m \cdot a_y \cdot \left(\frac{K_d}{K_d + K_t} \cdot \frac{\Delta h}{t} + \frac{a}{a+b} \cdot \frac{h_{cr}}{t} \right) \quad (3.41)$$

$$F_{zdd} = \frac{m \cdot g}{2} \cdot \frac{a}{a+b} + m \cdot a_y \cdot \left(\frac{K_d}{K_d + K_t} \cdot \frac{\Delta h}{t} + \frac{a}{a+b} \cdot \frac{h_{cr}}{t} \right) \quad (3.42)$$

Chega-se também à transferência de carga entre os lados:

$$F_{zdd} + F_{ztd} = \frac{m \cdot g}{2} + m \cdot a_y \cdot \frac{h_g}{t} \quad (3.43)$$

$$F_{zde} + F_{zte} = \frac{m \cdot g}{2} - m \cdot a_y \cdot \frac{h_g}{t} \quad (3.44)$$

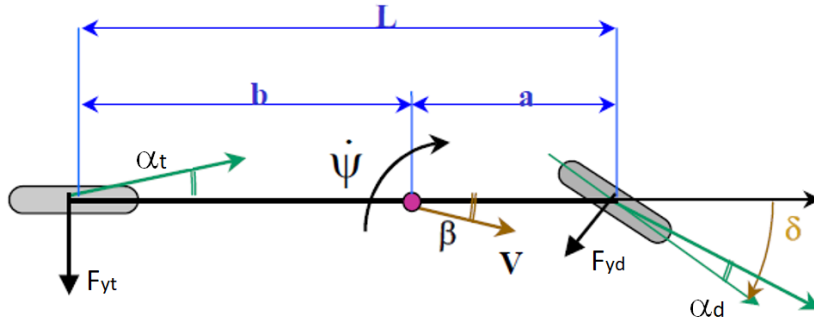


Figura 3.18: Equilíbrio de cargas laterais.

Onde:

F_{zde} – Força vertical na roda dianteira esquerda

F_{zdd} – Força vertical na roda dianteira direita

F_{zte} – Força vertical na roda traseira esquerda

F_{ztd} – Força vertical na roda traseira direita

Chega-se, portanto, na seguinte distribuição de cargas nos eixos durante uma manobra de curva de raio constante, considerando valores de peso e geométricos hipotéticos:

3.2.4 Resposta em frequência: Equilíbrio de YAW e equilíbrio de forças laterais

Conforme descrito por (ULSOY et al., 2012) e (PAUWELUSSEN, 2014), Fazendo o equilíbrio de forças laterais, baseado na figura 3.18, chega-se:

$$F_{yt} + F_{yd} \cdot \cos \delta = m \cdot \left(\dot{V} \cdot \beta + V \cdot \dot{\beta} + V \cdot \dot{\psi} \right) \quad (3.45)$$

Fazendo o equilíbrio de momentos chega-se:

$$-b \cdot F_{yt} + a \cdot F_{yd} \cdot \cos \delta = J_z \cdot \ddot{\psi} \quad (3.46)$$

Sendo:

$$F_{yd} = C_d \cdot \alpha_d \quad (3.47)$$

$$F_{yt} = C_t \cdot \alpha_t \quad (3.48)$$

$$\alpha_d = \delta - \beta - \frac{\dot{\psi} \cdot a}{V} \quad (3.49)$$

$$\alpha_t = \beta - \frac{\dot{\psi} \cdot b}{V} \quad (3.50)$$

Sendo F_{yd} a força lateral no eixo dianteiro e F_{yt} a força lateral no eixo traseiro. Considerando uma curva de raio constante, considerando se $\cos(\delta) \approx 1$ e o veículo com velocidade constante, sendo portanto

$\dot{V} = 0$. O somatório de forças pode então ser definido como:

$$C_t \cdot \alpha_t + C_d \cdot \alpha_d = m \cdot \left(V \cdot \dot{\beta} + V \cdot \dot{\psi} \right) \quad (3.51)$$

Somatório de momentos:

$$-b \cdot C_t \cdot \alpha_t + a \cdot c_d \cdot \alpha_d = J_z \cdot \ddot{\psi} \quad (3.52)$$

(PAUWELUSSEN, 2014) introduz as derivativas de estabilidade:

$$Y_\beta = -(C_d + C_t) \quad (3.53)$$

$$Y_{\dot{\psi}} = -\frac{1}{V} \cdot (C_d \cdot a - C_t \cdot b) \quad (3.54)$$

$$Y_\delta = C_d \quad (3.55)$$

$$N_\beta = -(C_d \cdot a - C_t \cdot b) \quad (3.56)$$

$$N_{\dot{\psi}} = -\frac{1}{V} \cdot (C_d \cdot a^2 + c_t \cdot b^2) \quad (3.57)$$

$$N_\delta = C_f \cdot a \quad (3.58)$$

Partindo das equações de equilíbrio de força lateral e momento de *Yaw* chega-se:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{m \cdot V} \left[Y_\beta \cdot \beta + (Y_{\dot{\psi}} - m \cdot V) \cdot \dot{\psi} + Y_\delta \cdot \delta \right] \quad (3.59)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{J_z} \left(N_\beta \cdot \beta + N_{\dot{\psi}} \cdot \dot{\psi} + N_\delta \cdot \delta \right) \quad (3.60)$$

Derivando e isolando as variáveis β e ψ chega-se:

$$P \cdot \ddot{\beta} + Q \cdot \dot{\beta} + U \cdot \beta = S' \cdot \delta + T' \cdot \dot{\delta} \quad (3.61)$$

$$P \cdot \ddot{\psi} + Q \cdot \dot{\psi} + U \cdot \psi = S'' \cdot \delta + T'' \cdot \dot{\delta} \quad (3.62)$$

Onde:

$$P = J_z \cdot m \cdot V$$

$$Q = - \left(J_z \cdot Y_\beta + m \cdot V \cdot N_{\dot{\psi}} \right)$$

$$U = N_\beta \cdot (m \cdot V - Y_{\dot{\psi}}) + N_{\psi} \cdot Y_\beta$$

$$S' = -N_\delta \cdot (m \cdot V - Y_{\dot{\psi}}) - N_{\psi} \cdot Y_\delta$$

$$S'' = N_\beta \cdot Y_\delta - N_\delta \cdot Y_\beta$$

$$T' = J_z \cdot Y_\delta$$

$$T'' = m \cdot V \cdot N_\delta$$

Usando transformada de Laplace, passando para o domínio da frequência e fazendo as devidas manipula-

ções matemáticas, obtém-se as seguintes equações:

$$\frac{\beta}{\delta} = \frac{S' + T' \cdot s}{P \cdot s^2 + Q \cdot s + U} \quad (3.63)$$

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta} = \frac{S'' + T'' \cdot s}{P \cdot s^2 + Q \cdot s + U} \quad (3.64)$$

Sendo $a_y = V \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta})$, então:

$$\frac{a_y}{\delta} = V \cdot \frac{T' \cdot s^2 + (T'' + S') \cdot s + S''}{P \cdot s^2 + Q \cdot s + U} \quad (3.65)$$

As respostas de aceleração lateral, *yaw* e ângulo de deriva, são de fundamental importância para entender o comportamento do veículo. A análise no domínio da frequência permite compreender a resposta do veículo em variadas condições de velocidade de ângulo de volante imposto. Normalmente faz-se esta análise no intervalo de 0 a 2Hz, que compreendem as frequências de trabalho limites de condutores normais. Outro ponto importante na análise no domínio da frequência é a verificação de instabilidade do veículo. Dependendo da frequência imposta ao veículo pode-se perceber um pico de resposta principalmente de *yaw*, o qual seria uma ressonância do veículo causando instabilidade na realização de manobras de curvas em determinada velocidade.

Gerou-se os gráficos de ganho e fase conforme equações acima de aceleração lateral, *side slip angle* e velocidade de *yaw* em função do ângulo de volante em 3 velocidades distintas, conforme figuras 3.19, 3.20 e 3.21. Pode-se observar uma queda da aceleração lateral a partir de 0,5Hz. Isto ocorre devido ao acréscimo do ângulo de fase entre ângulo de volante e aceleração lateral. Isto é, pode-se perceber que o tempo de resposta do veículo gera um atraso entre o ângulo do volante e aceleração lateral gerando um vale em torno de 1.3Hz. Este tempo de resposta é essencial na análise da agilidade do veículo nas respostas dinâmicas.

O mesmo atraso não pode ser percebido na velocidade de *YAW*, devido a própria rigidez à rotação em torno do eixo Z. Pode se observar um fenômeno de ressonância em torno de 0.8 Hz especialmente em velocidades superiores a 100km/h esta ressonância é refletida no gráfico do *side slip angle*. Este ganho é uma característica importante a ser avaliada uma vez que pode afetar a performance do veículo dependendo da velocidade do ângulo do volante imposta

No decorrer do trabalho serão abordadas diversas análises nas quais se excita os modos de *yaw* do veículo em função de entradas sinusoidais no volante, sendo este tópico detalhado nas seções de análises multicorpos e manobras para avaliação de *handling*.

3.2.5 Medições Experimentais em Veículos e Manobras

Para caracterização dinâmica e correlação de modelos numéricos são necessárias manobras sobre o veículo físico a ser analisado. Existem normas internacionais que sugerem o padrão das manobras para obtenção do comportamento dinâmico do veículo e propriedades de *handling*:

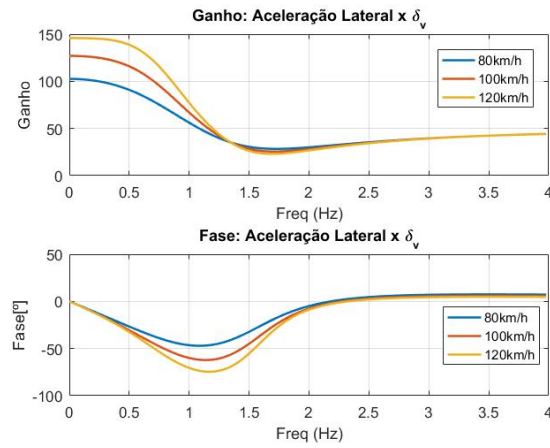


Figura 3.19: Resposta em frequência de aceleração lateral em função do ângulo de volante. Gráfico gerado a partir de modelo analítico de equilíbrio de YAW

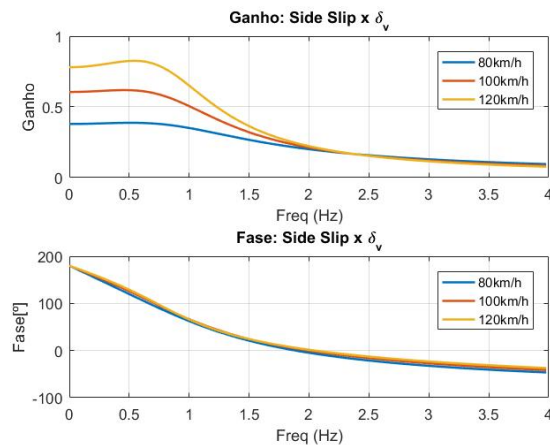


Figura 3.20: Resposta em frequência de *side slip angle* em função do ângulo de volante. Gráfico gerado a partir de modelo analítico de equilíbrio de YAW

- Manobras laterais quasi-estáticas em malha aberta: Analisa-se a dinâmica lateral do veículo em regime permanente, assim como manobras de raio constante.
- Manobras de dinâmica longitudinal e lateral são realizadas para caracterizar comportamento do veículo. Nos próximos tópicos serão apresentados breves resumos das manobras padronizadas utilizadas neste trabalho.

3.2.5.1 Manobra *Steering Pad*

A norma ISO4138 descreve uma manobra quasi-estática para caracterização de veículos em regime permanente. A norma especifica três métodos de testes:

- Método 1: Raio constante;
- Método 2: Ângulo de volante constante;

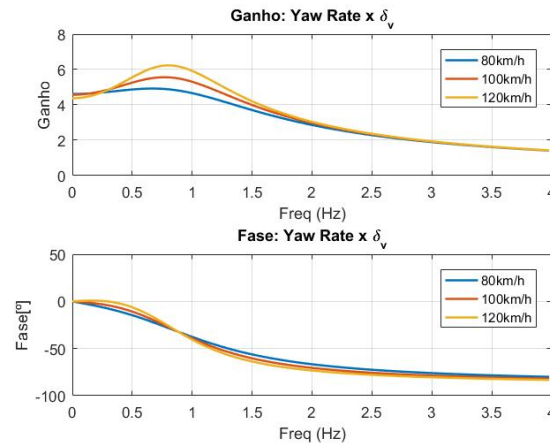


Figura 3.21: Resposta em frequência de velocidade de YAW em função do ângulo de volante. Gráfico gerado a partir de modelo analítico de equilíbrio de YAW

- Método 3: Velocidade constante.

Cada método é apresentado com duas variações e se diferem nas exigências de espaço para prova, habilidades do piloto e instrumentação. Os métodos 1 e 3 exigem capacidade do piloto para manter a trajetória. Para se calcular a trajetória no método dois, é necessária instrumentação inercial especial. Todos os três métodos produzem equivalentes resultados em regime permanente, variando somente as condições de prova, conforme ilustrado na tabela 3.1.

Método de teste	Constante	Variável	Medido ou Calculado
Raio Constante	Raio	Velocidade	Ângulo de Volante
Ângulo de volante Constante	Ângulo de Volante	Velocidade	Raio
Velocidade constante - Raio de Curva	Velocidade	Raio	Ângulo de Volante
Velocidade constante - Ângulo Volante	Velocidade	Ângulo de Volante	Raio

Tabela 3.1: Manobra Steering Pad - Métodos de teste.

• Método 1: Raio Constante

Este método descreve o veículo andando em velocidades variadas em uma trajetória circular de raio conhecido. O raio descrito pela norma é 100 metros, podendo ser maior ou menor, sendo o menor raio recomendado de 40 metros. Conforme descrito na norma ISO4138, pode-se realizar o teste com velocidades continuamente crescentes na mesma manobra, sendo a tolerância do raio do teste de $\pm 0,5$ metros e a máxima taxa de aumento de aceleração lateral deve ser de $0,2m/s^2/s$.

• Método 2: Ângulo de Volante Constante

Este método descreve o veículo andando em várias velocidades com o mesmo ângulo de volante. A trajetória é calculada a partir das velocidades horizontais e da velocidade de yaw. O raio padrão para realização da manobra é de 30 metros em baixa velocidade. Este teste pode ser realizado com velocidade continuamente crescente conforme descrito no método 1.

• Método 3: Velocidade Constante

Este teste descreve o veículo andando em trajetórias circulares de diferentes raios com velocidade

constante. Dependendo da amplitude de aceleração lateral e velocidade desejada, podem ser necessárias grandes áreas para realização deste método, podendo ser, portanto, um limitador. O número de trajetórias circulares deve ser o suficiente para um incremento de aceleração lateral de $0.5m/s^2$, para discretização das curvas. As principais saídas desta manobra são:

- Curva de subesterço
- Curva de *slip angle* em função da aceleração lateral
- Torque no volante
- Ângulo de rolagem da carroceria

3.2.5.2 Manobra *Step Steering*

O objetivo desta manobra, de acordo com a norma ISO7401, é determinar o comportamento dinâmico do veículo, avaliando os seguintes itens:

- Movimentação de massa suspensa
- Estabilidade – Relação entrada x saída
- Qualidade do auto-alinhamento do volante

A manobra consiste em um veículo andando a 100 km/h em uma trajetória reta. Após 3 segundos aplica-se um ângulo de volante predeterminado tão rápido quanto possível. Mantém-se o ângulo de volante imposto por 3 segundos. Após este tempo, solta-se o volante deixando o veículo livre para se realinhar (com torque zero imposto). Aplica-se o ângulo inicial no volante de 10° acrescentando de 5° em 5° até o veículo atingir seu limite de estabilidade. Avalia-se, por fim, a resposta em regime permanente, nos 3 segundos anteriores à soltura do volante:

- Curva de subesterço
- Curva de *slip angle* em função da aceleração lateral
- Torque no volante
- Ângulo de rolagem da carroceria

Em regime transiente, são avaliados os seguintes itens:

- Tempo de resposta
- *Overshoot*

Em relação ao comportamento do volante após a soltura, devem ser observadas as seguintes características:

- Relação de amplitude entre os primeiros picos
- Frequência de oscilação

3.2.5.3 Manobra *TIP-IN / TIP-OUT*

De acordo com a norma ISO9816, o objetivo desta manobra é determinar o comportamento transiente do veículo em condições de mudança repentina de torque de motor, avaliando:

- Estabilidade
- Desvio de trajetória

A manobra baseia-se em um veículo em uma trajetória circular de raio constante, preferencialmente 100m. A norma prevê em alternativa manobra circular de velocidade constante.

- **Manobra *TIP-IN***

Após o veículo estar em regime permanente com aceleração lateral de 0.4G, aperta-se o pedal de acelerador quão rápido quanto possível, gerando uma alteração na trajetória conforme ilustrado na figura 3.22. O volante deve estar travado mecanicamente durante a manobra. Na prática usa-se um robô para a realização da manobra.

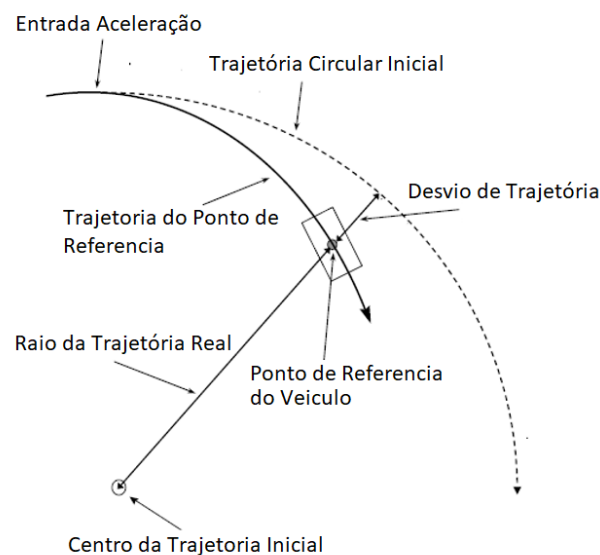


Figura 3.22: Manobra Tip-in.

- **Manobra *TIP-OUT***

Após o veículo estar em regime permanente solta-se o pedal de acelerador quão rápido quanto possível. A norma sugere fazer a manobra em acelerações laterais sucessivas entre 0.4G e o limite do veículo. Na prática usa-se um robô para a realização da manobra. As manobras devem ser realizadas para ambos os lados. Os seguintes parâmetros devem ser analisados, nos instantes posteriores a alteração do torque do motor:

- Variação de trajetória
- Ângulo *YAW*

- *Side Slip Angle*
- Velocidade longitudinal

3.2.5.4 Manobra Senoidal

Pela norma ISO 13674-1, a manobra senoidal tem o objetivo de realizar a caracterização do comportamento do sistema de direção:

- Precisão de resposta
- *Force feedback*

A manobra é realizada em linha reta em duas diferentes velocidades nominais 60 e 120Km/h. Uma entrada senoidal é aplicada na direção com frequência de 0.2Hz e amplitude ajustada para atender aceleração lateral do 0.2G, conforme ilustrado na figura 3.23. Pelo menos 15 ciclos para cada velocidade devem ser completados. A variável mais importante a ser monitorada nesta manobra é a variação do torque do volante em um ciclo completo. Variáveis como linearidade de resposta e histerese são importantes na precisão da resposta. Esta manobra é normalmente realizada com o auxílio de um robô de direção.

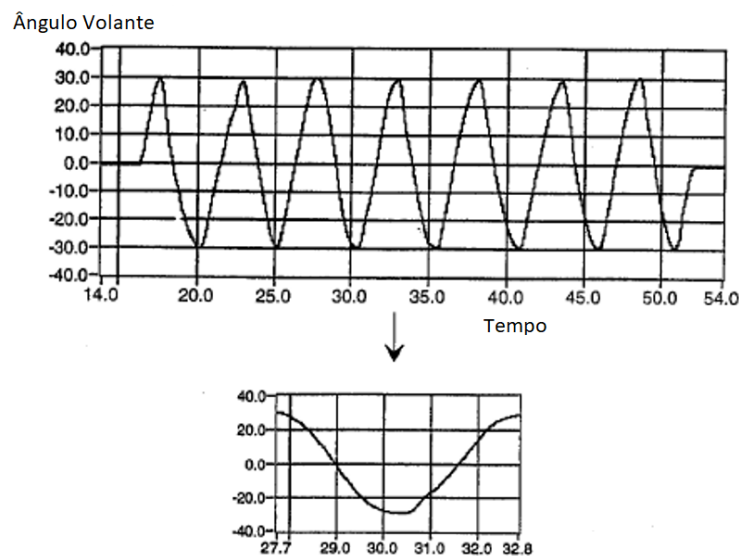


Figura 3.23: Manobra Senoidal.

3.2.5.5 Manobra Sweep Sine

Essa manobra é baseada nas normas ISO 7401, ISO 8725 e ISO 8726. Através de uma análise de resposta em frequência do veículo é possível fazer uma avaliação em termos de ganho e fase. Esta manobra preconiza uma Varredura de frequência de esterçamento sinusoidal da direção em velocidade longitudinal constante e com amplitude de volante constante, aceleração lateral deve ser equivalente a 0,3 G / 0,5G / 0,7G. Neste ensaio a amplitude do ângulo do volante deve ser incrementada em passos aproximadamente

constantes. O erro de amplitude admissível em comparação com a onda senoidal verdadeira é 5% do primeiro valor de pico. Nenhuma mudança na posição do acelerador deve ser feita, mesmo que a velocidade possa diminuir. Os dados devem ser obtidos para ambas as curvas iniciais à esquerda e à direita. Os seguintes dados devem ser analisados, para interpretação dos parâmetros dinâmicos incluindo os tempos de resposta:

- Fase entre o ângulo do volante e a velocidade de guinada;
- Fase entre o ângulo do volante e a aceleração lateral;
- Ganho de aceleração lateral por unidade de ângulo do volante;
- Ganho de velocidade de guinada por unidade de ângulo do volante;
- Fatores de assimetria para as variáveis listadas.

3.2.6 Equipamentos de medição:

É de grande importância o cuidado com a metodologia e equipamentos utilizados na medição física dos veículos realizando manobras dinâmicas. As condições de teste exercem grande influência nos resultados uma vez que existe grande complexidade e não linearidade nas grandezas a serem medidas. Para padronização dos resultados, a norma ISO 15037-1, especifica as condições gerais que se aplicam para aquisição de dados de manobras pré-estabelecidas. Em particular, especifica as condições gerais para:

- Variáveis a serem adquiridas;
- Equipamentos de medição e processamento de dados;
- Ambiente (pista de teste e velocidade do vento);
- Preparação do veículo;
- Relatórios de teste (dados gerais e condições de teste).

Conforme descrito pela própria ISO, as variáveis relevantes para aquisição de dados são:

- Ângulo de volante δ ;
- Torque no volante;
- Aceleração lateral A_y ;
- Aceleração longitudinal A_x ;
- Velocidade de guinada $\dot{\psi}$;
- Velocidade de rolagem $\dot{\theta}$;
- Velocidade de arfagem $\dot{\phi}$;

- Velocidade do veículo V ;
- *Side slip angle* β ;
- Posição do pedal de acelerador;
- Posição do pedal de freio.

A tabela abaixo apresenta a faixa de aquisição de cada variável assim como o máximo erro recomendado, dados também contidos na norma ISO 15037-1.

Variável	Faixa	Erro máximo recomendado
Ângulo de volante δ	$\pm 360^\circ$	$\pm 1^\circ$ para ângulos $< 50^\circ$ $\pm 2^\circ$ para $50^\circ < \text{ângulos} < 180^\circ$ $\pm 4^\circ$ para ângulos $> 180^\circ$
Torque no volante	± 3 [Kgm]	$\pm 0,01$ Kgm para torque < 1 kgm $\pm 0,03$ Kgm para torque > 1 kgm
Aceleração lateral	± 2 [g]	$\pm 0,015$ [g]
Aceleração longitudinal	± 2 [g]	$\pm 0,015$ [g]
Velocidade de guinada	± 50 [$^\circ/\text{s}$]	$\pm 0,3^\circ/\text{s}$ para $\dot{\psi} < 20^\circ/\text{s}$ $\pm 1^\circ/\text{s}$ para $\dot{\psi} > 20^\circ/\text{s}$
Velocidade de rolagem	$\pm 50^\circ/\text{s}$	$\pm 0,3^\circ/\text{s}$ para $\dot{\theta} < 20^\circ/\text{s}$ $\pm 1^\circ/\text{s}$ para $\dot{\theta} > 20^\circ/\text{s}$
Velocidade de arfagem	± 50 [$^\circ/\text{s}$]	$\pm 0,3^\circ/\text{s}$ para $\dot{\phi} < 20^\circ/\text{s}$ $\pm 1^\circ/\text{s}$ para $\dot{\phi} > 20^\circ/\text{s}$
Velocidade do Veículo	de 0 a 180 Km/h	1km/h para $V < 100$ km/h 2km/h para $V > 100$ km/h
<i>Side slip angle</i>	± 10 [$^\circ$]	$\pm 0,3^\circ$
Posição do pedal de acelerador	de 0 a 100%	$\pm 2\%$

Tabela 3.2: Faixa de aquisição de cada variável e o máximo erro recomendado, conforme norma 15037-1

A norma Iso 15037-1 trata ainda de taxa de aquisição de dados e filtros *anti-aliasing*. A fim de evitar erros, os sinais analógicos devem ser adequadamente filtrados antes da amostragem e digitalização. A norma Recomenda que os filtros *anti-aliasing* sejam de ordem quatro ou superior. As características mínimas do filtro e a taxa de amostragem devem ser tais que dentro da faixa de frequência relevante de 0 Hz a $f_{max} = 5\text{Hz}$, a atenuação máxima do sinal deve ser menor que a resolução do sinal digitalizado. Para resolução de 0,05 %, a atenuação do filtro deve ser inferior a 0,05 por cento a 5 Hz e a atenuação deve ser superior a 99,95 % em todas as frequências superiores a metade da frequência de amostragem. A norma ainda recomenda que para limitar erros dinâmicos o tempo de amostragem ou digitalização deve ser inferior a 32 μs .

Para realização das medições de *handling*, conforme as recomendações da norma é necessário um

sistema de aquisição de dados e tratamento de sinais com 12V de tensão de entrada com as seguintes características:

- Resolução ADC 12 bits ou maior;
- Taxa de amostragem selecionável de 100 Hz ou maior;
- Tempo de aquisição e filtros conforme citado no parágrafo anterior.

Para alimentação torna-se necessária também uma fonte de alimentação de 12V a ser conectada à rede elétrica do veículo.

Para as aquisições das variáveis dinâmicas supracitadas, tornam-se necessário os seguintes equipamentos:

- Plataforma inercial (giroscópio) - Para medição das velocidades de guinada, arfagem e rolagem;
- Transdutor de volante - Para medição de torque, ângulo e velocidades angulares do volante;
- Sensor ótico - Para medição de velocidade longitudinal e lateral do veículo;
- Transdutor no pedal de acelerador - Para medição do curso do pedal de acelerador. Alguns veículos esta informação está presente na rede CAN não sendo necessário o transdutor.
- Robô de direção - Para realização de manobras dinâmicas com precisão. Principalmente manobras com velocidades elevadas de volante como, por exemplo, as manobras senoidais

Os equipamentos utilizados para realização deste trabalho serão descritos no capítulo metodologia.

3.2.7 Suspensão Dianteira MacPherson

O objetivo deste tópico é descrever a suspensão dianteira do tipo MacPherson que é o foco deste trabalho. Como este representa o tipo de suspensão dianteira que domina os veículos comerciais no mundo, este trabalho limita-se a estudar as variáveis cinemáticas do mecanismo MacPherson que atua de forma independente e também a sua aplicação em um simulador de dinâmica veicular.

3.2.7.1 Descrição da suspensão dianteira tipo MacPherson

A suspensão denominada MacPherson foi desenvolvida e patenteada por Earle Steele MacPherson em 1946. Sua primeira utilização foi na suspensão dianteira do Ford Vedete. Em suspensões traseiras, apareceu pela primeira vez na suspensão do Lótus Elite em 1957. Atualmente existem muitos exemplos da utilização de suspensões MacPherson no mercado, tanto na traseira quanto na dianteira. A figura 3.24 ilustra a grande difusão deste tipo de suspensão em veículos comerciais pelo mundo.

Este é um exemplo simples de suspensões independentes, a simplicidade é uma das grandes vantagens das MacPherson. A facilidade de confecção e montagem leva a um baixo custo de produção, aliado às

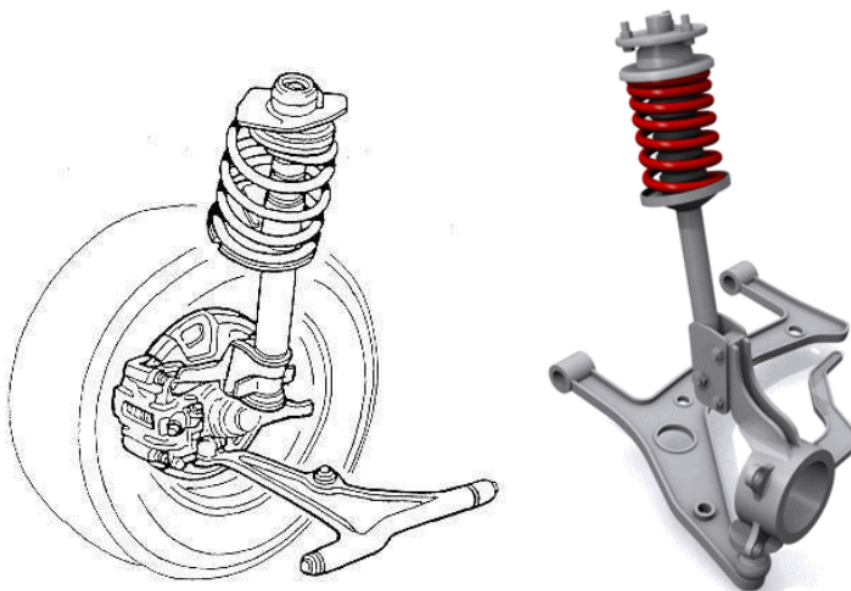


Figura 3.24: Suspensão Independente – Tipo MacPherson. BRAUN

vantagens de uma suspensão independente, atualmente domina o mercado de suspensões dianteiras. GIL-LESPÍE lembra ainda que a maior vantagem deste tipo de suspensão é o espaço ocupado, sendo indicada para instalação de motores transversais.

A estrutura consiste de um membro inferior telescópico incorporado ao amortecedor e à mola, normalmente concêntricos, ligado rigidamente à roda na extremidade inferior, através do montante, garantindo assim o controle de camber. Conforme ilustrado nas figura 3.25, existe um braço oscilante, ligado através de coxins ao chassi ou à carroceria, normalmente onde suporta os carregamentos de curva, aceleração e frenagem.

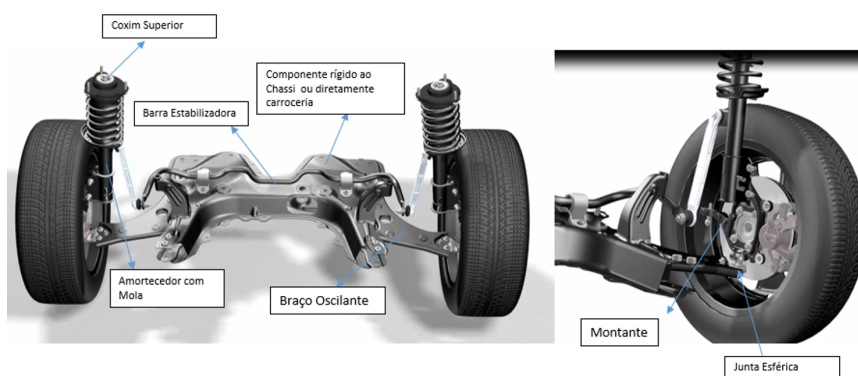


Figura 3.25: Suspensão Independente – Tipo MacPherson.

Os montantes da suspensão estão ligados aos braços oscilantes através de uma junta esférica e os amortecedores possuem o grau de liberdade de rotação em torno de sua haste livre graças ao coxim superior. A roda, portanto, possui o grau de liberdade de esterçamento livre. O comando de esterçamento das rodas partem das barras de direção ligadas ao montante no ponto F conforme figura 3.26.

A barra estabilizadora é aplicada para contenção da rolagem da carroceria. Normalmente uma barra

de aço sólida ou tubular que torce a partir do movimento assimétrico das rodas, gerando assim uma força contrária à rolagem da carroceria em manobras de curva. À sua extremidade são fixadas bielas através de junta esféricas. As bielas são fixadas nos amortecedores para garantir a eficiência da barra, existem bielas fixadas diretamente aos braços oscilantes mas com perda de performance.

Os coxins superiores são responsáveis por suportar grande parte da carga vertical provenientes das rodas, por isso são compostos por estruturas metálicas de aço ou alumínio. Somando a estrutura metálica os coxins superiores possuem um corpo de borracha com o objetivo de filtragem de pequenas vibrações e principalmente para evitar ruído. A figura 3.26, apresenta os pontos da suspensão MacPherson, que serão vastamente citados neste trabalho.

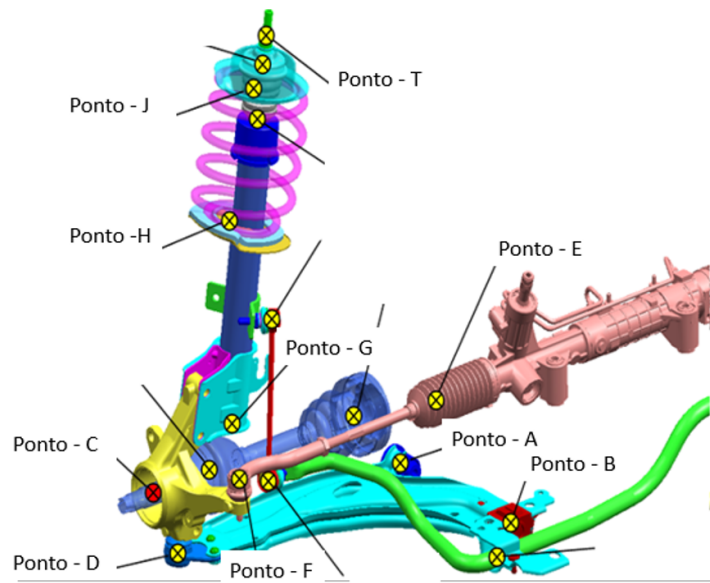


Figura 3.26: Detalhamento da geometria da suspensão do Tipo Macpherson.

Um ponto importante e negativo das suspensões MacPherson é o amortecedor estar sujeito á cargas laterais e momentos fletores. Como o amortecedor é um *link* da suspensão, este tem uma função estrutural, estando submetido, portanto, a cargas externas e consequente aumento do nível de atrito no trabalho dos amortecedores. Para compensar a perda de performance dos amortecedores devido a este atrito, as molas são projetadas de forma que gerem uma linha de força contrária às cargas externas, reduzindo assim o nível de atrito interno. RYU et al., descreve como calcular as linhas de força das molas, afim de otimizar os níveis de atrito nos amortecedores, conforme ilustrado na figura 3.27.

A figura 3.27 apresenta uma alternativa para a redução das forças de atrito em amortecedores que é a alteração da linha de forças na mola reduzindo a força transversal F_t e por consequência o momento fletor. No lado esquerdo da figura a linha de carga da mola está alinhada com o eixo do amortecedor sendo assim a força da mola F_t e a força vertical no centro da roda W geram a força transversal F_t gerando, portanto, o momento fletor. Momentos fletores em amortecedores afetam diretamente a performance dos mesmos, pois este componente trabalha com superfícies deslizantes afetando, for fim, o nível de atrito. No lado direito da figura alterou-se a linha de carga da mola de forma que o momento fletor é anulado. Na pratica por motivos de espaço disponível para acomodação da mola e a própria geometria da mola, não é possível realizar a linha de carga perfeita. RYU et al. apresenta outros artifícios na geometria da mola para

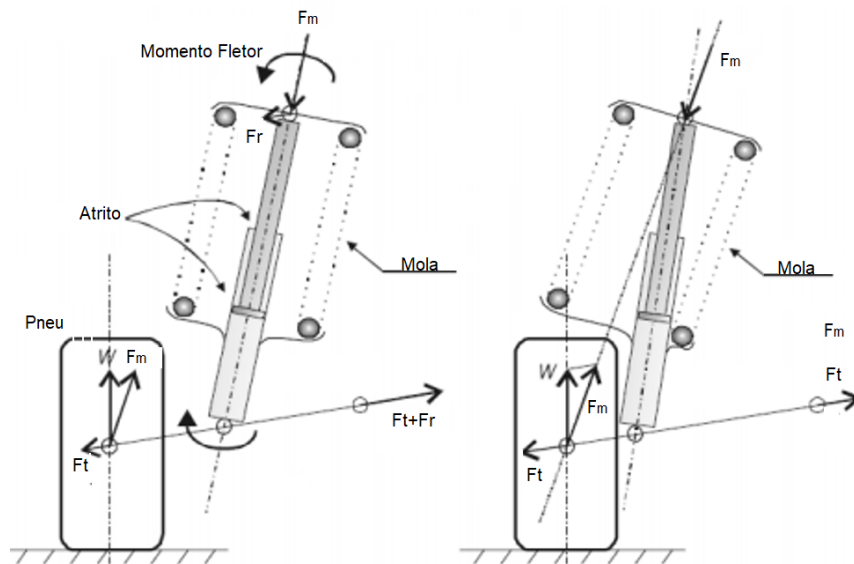


Figura 3.27: Linha de força de molas com o objetivo de minimizar as forças de atrito em amortecedores.(RYU et al., 2010)

minimizar este impacto. As características cinemáticas das suspensões MacPherson serão apresentadas nos próximos tópicos deste trabalho.

3.2.8 Kinematics and Compliance: Direção e suspensão

Neste tópico serão descritas as principais variáveis elastocinemáticas (K&C) que envolvem suspensões dianteiras do tipo MacPherson. Serão apresentados os conceitos de cada variável assim como seus impactos. O principal objetivo é entender se o simulador consegue responder com precisão a cada uma destas variáveis, conforme análises que serão apresentadas no capítulo resultados.

3.2.8.1 Camber

De acordo com a norma DIN 70 000, camber é o ângulo entre o plano do centro da roda e uma vertical do plano do pavimento. É adotado como positivo se a roda é inclinada com sua parte superior para fora do veículo e negativo se a roda é inclinada com sua parte superior para dentro do veículo, conforme ilustrado na figura 3.28.

Para garantir estabilidade dos veículos em manobras de curva as montadoras optam por valores negativos de Camber, mesmo com veículos vazios. Valores negativos otimizam a área de contato dos pneus externos a curva com o solo.

Conforme descrito por REIMPELL et al., os valores de camber aplicados em veículos de produção estão entre 0° e $-1^\circ 20'$. Em contrapartida, com o aumento de camber estático, gera-se um potencial de desgaste irregular dos pneus. Com valores elevados de camber negativo, por exemplo, a área de contato entre pneu e solo é reduzida e concentrada na parte interna dos pneus, quando o veículo trafega em linha reta, gerando portanto, irregularidade nos desgastes, conforme ilustrado na Figura 3.29.

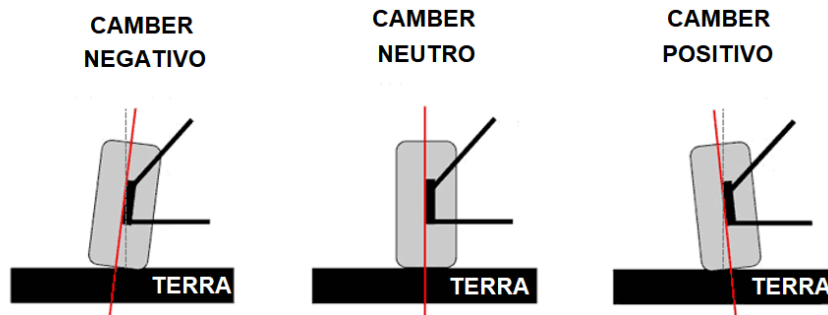


Figura 3.28: Ângulo de Camber. (LEARN..., 2020)



Figura 3.29: Desgaste irregular consequente de ângulo de Camber negativo. (WHAT..., 2023)

Segundo REIMPELL et al., estudos mostram que valores de cambers estáticos levemente positivos, em veículos de passeio com meia carga, otimizaria o nível de desgaste dos pneus. REIMPELL et al. apresenta na figura 3.30 a relação entre expectativa de vida dos pneus e irregularidade do desgaste com o ângulo de camber.

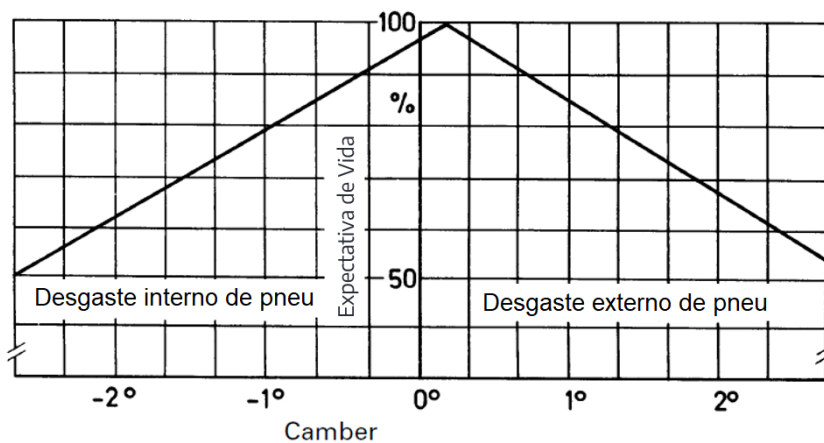


Figura 3.30: Expectativa de vida de pneus em função do ângulo de Camber. (REIMPELL et al., 2001)

Em uma manobra de curva com a rolagem da carroceria, ocorre alteração do ângulo de camber das rodas individualmente. Conforme ilustrado na figura 3.31, as rodas tendem a acompanhar o movimento de rolagem da carroceria fazendo com o que as rodas externas à curva tenham uma tendência de valores positivos de camber ϵ_e e enquanto as rodas internas a curva tem uma tendência a gerar valores negativos de camber ϵ_i .

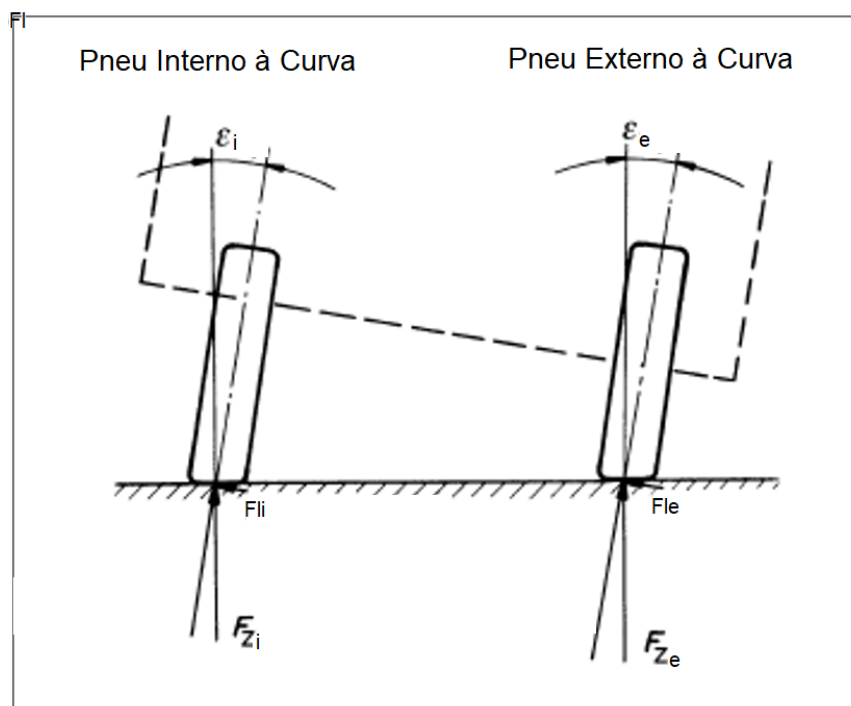


Figura 3.31: Variação de camber devido a rolagem da carroceria em curva. (REIMPELL et al., 2001)

Com a rolagem da carroceria gera-se, também, a carga lateral aos pneus $F_l = F \sin \epsilon_e$. A carga F_l soma ao efeito de rolagem aumentando o efeito de camber positivo na roda externa a curva, mas desta vez o efeito é elástico. A roda externa à curva tem uma tendência de valores positivos de camber, portanto, devido a rolagem da carroceria. Este efeito é maléfico para a estabilidade do veículo em curvas visto que a roda externa tem fator primordial no comportamento dinâmico, pois grande parte da carga de rolagem é transferida para ela. Valores positivos de camber geram um menor “aproveitamento” dos pneus, devido à redução da área de contato entre pneu e solo, reduzindo a capacidade da suspensão de gerar carga lateral. Para compensar este efeito suspensões são projetadas para cinematicamente em compressão gerarem camber negativo. REIMPELL et al. apresenta algumas curvas de variação de camber com o curso da suspensão, conforme ilustrado na figura 3.32. Pode-se perceber valores negativos de camber em função do curso vertical da suspensão, isto é, cinematicamente a roda externa do veículo em curva (situação de compressão), gera valores negativos de camber.

Devido a elasticidade das buchas das suspensões (buchas dos braços oscilantes e do apoio superior) a carga lateral que atinge as rodas externas do veículo também geram uma tendência de camber positivo. Uma importante análise a ser feita no projeto elastocinemático de uma suspensão é a variação de camber com carga lateral. O valor final do camber do veículo em curva será, portanto, a combinação dos efeitos de rolagem da carroceria e elastocinematismo da suspensão.

Neste trabalho os valores de variação de camber serão calculados em função do elastocinematismo da suspensão isolada em modelos analíticos e numéricos em múltiplos corpos. No veículo completo serão também calculadas as variações de camber utilizando os modelos numéricos em múltiplos corpos além dos modelos parametrizados aplicados ao simulador.

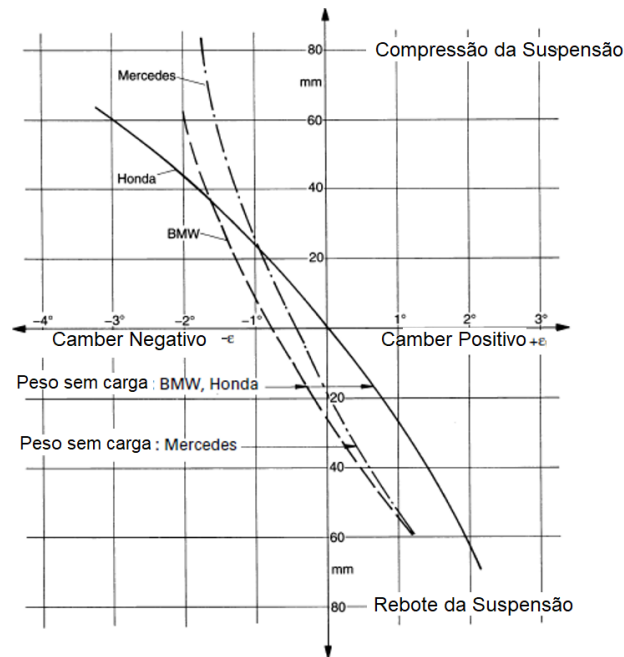


Figura 3.32: Variação de camber em função do curso da suspensão. (REIMPELL et al., 2001)

3.2.8.2 Convergência

De acordo com a norma DIN 70 000 a convergência estática é o ângulo δ entre o plano do centro do veículo na direção longitudinal e a linha que intercepta o plano do centro da roda com o plano do pavimento. Convencionou-se como positivo, ou convergente, quando a parte da frente da roda aponta para o centro do veículo e como negativo ou divergente quando a parte da frente das rodas aponta para fora do veículo. A figura 3.33 ilustra os ângulos de convergência.

Variações de convergência ocorrem em consequência da movimentação do veículo e suspensões em diversas condições. Um veículo andando em linha reta sem forças trativas, por exemplo, está submetido a um carregamento longitudinal F_{x_r} no centro da roda devido à resistência ao rolamento dos pneus. Conforme ilustrado na figura 3.34, esta força gera um momento M_c que gera tendência a convergência negativa no eixo, carregamentos de frenagem geram o mesmo efeito.

$$M_c = F_t \cdot r_a \quad (3.66)$$

No caso de veículos com tração dianteira, a carga no contato entre pneu e solo F_{x_t} proveniente do torque do motor gera um momento contrario ao supracitado, gerando portanto, uma tendência de convergência positiva das rodas dianteiras, conforme ilustrado na figura 3.34.

Normalmente as condições de alinhamento estático de veículos de tração dianteira (alvo deste estudo) tem valores de convergência negativa, no eixo dianteiro, por dois motivos:

- Otimização do desgaste dos pneus, visto que, como citado no paragrafo anterior, em condição de tração as rodas tem uma tendência de convergência positiva.

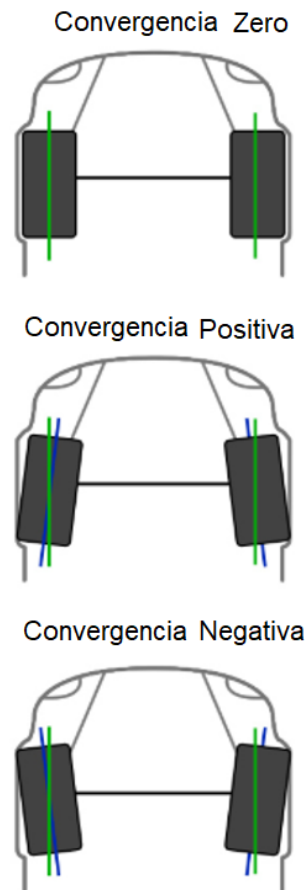


Figura 3.33: Ângulo de Convergência.

- Controle de subesterço. Em geral o ângulo de convergência negativa das rodas dianteiras são usadas a favor da segurança para aumentar o valor do subesterço tornando o veículo mais instintivo.

Ângulos de convergência positivos no eixo traseiro e negativos (divergentes) no eixo dianteiro são normalmente empregados em veículos de passeio. Agindo sobre a convergência, atua-se diretamente sobre o comportamento do veículo em curva (subesterçante ou sobresterçante), sendo, portanto, um dos mais importantes parâmetros a serem ajustados para uma boa atitude em curva do veículo.

Para evitar o desgaste excessivo dos pneus e resistência elevada à rolagem ou para reduzir a instabilidade do veículo, é importante minimizar a variação dinâmica de convergência em manobras de frenagem e aceleração, ou seja, é importante evitar variações de convergência em movimentos verticais simétricos da suspensão. A figura 3.35 apresenta curvas de alteração de convergência em manobras de variação simétrica. No eixo Y apresenta-se a variação do curso da suspensão da posição de rebote à posição de compressão, em quanto no eixo X apresenta-se a variação de convergência em minutos, valores à direita consideram-se como ângulos positivos de convergência enquanto valores à esquerda do eixo das ordenadas apresentam-se os valores negativos ou divergência. Atingir a curva ideal de convergência é uma tarefa difícil para os projetistas, pois as variáveis de geometria afetam as variações de camber por exemplo. Outro problema são as tolerâncias no processo de fabricação que podem ter grande influência na variação dinâmica da convergência. Pode se observar nas curvas em amarelo, que em manobras típicas de condutores normais, de

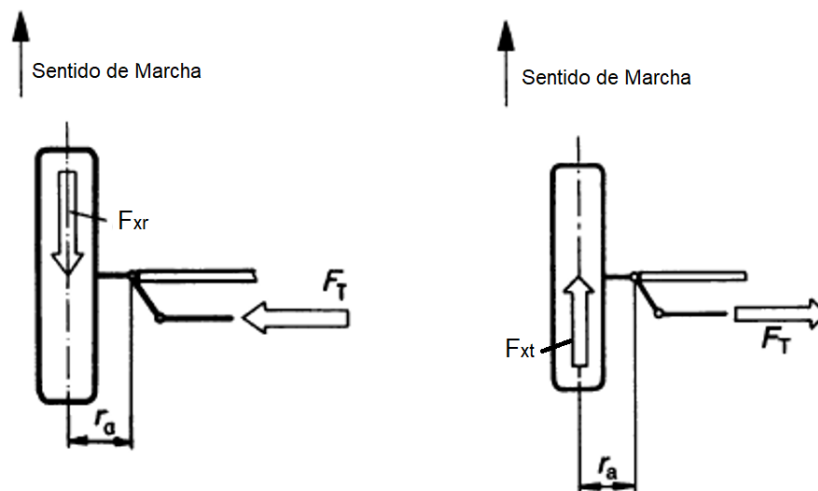


Figura 3.34: Variação de convergência devido a cargas longitudinais.(REIMPELL et al., 2001)

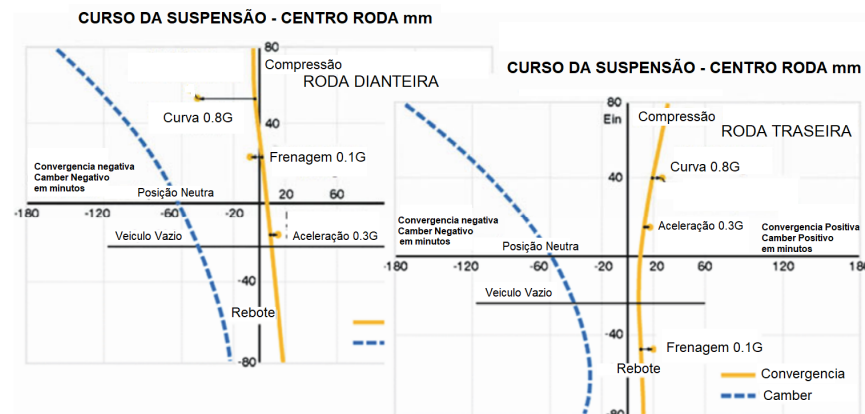


Figura 3.35: Curvas de variação dinâmica de convergência e camber em função do curso da suspensão. (HEISSING; ERSOY, 2010)

frenagem 0.1G e aceleração 0.3G, variações muito reduzidas de convergência, justamente para minimizar distúrbios na direção e para minimizar desgaste prematuro dos pneus.

Quando um veículo está realizando uma manobra de curva as rodas externas à curva tendem a comprimir a suspensão enquanto as rodas internas tendem a estender. A variação de convergência em função do curso da suspensão tem um papel fundamental na dinâmica do veículo nesta situação. Devido à transferência de carga as rodas externas determinam a atitude do veículo, sendo portanto, decisivo controlar os valores de convergência em condição de compressão das suspensões. Para se garantir o comportamento subesterçante em veículos de passeio, opta-se por ligeira divergência das rodas dianteiras em compressão e convergência das rodas traseiras, conforme ilustrado na figura 3.35. Pode-se observar na figura que em manobras de curva 0.8G (altas acelerações laterais) a roda dianteira em compressão tem a tendência de divergir enquanto a roda traseira tem o efeito oposto, garantindo a característica subesterçante ao veículo. Como citado no tópico anterior, observa-se nas curvas azuis a recuperação de camber negativo em compressão nas suspensões dianteira e traseira ajudando na estabilidade.

Para atuar na variações de convergência em função do curso vertical da suspensão, normalmente atua-se no ponto F (Conexão entre a barra de direção e o montante). Conforme ilustrado na figura 3.36, alterando o ponto F, altera-se o mecanismo de “quatro barras” formado pelos pontos E – F – D – AB. Este mecanismo é responsável pelo cinematismo de esterçamento das suspensões McPherson. Com o movimento vertical da suspensão, varia-se o ângulo de esterço (sem movimentação do volante), variando portanto o ângulo de convergência. Os engenheiros optam por variar a posição vertical do ponto F no montante da suspensão, o qual tem correlação direta com a variação de convergência sem afetar outros parâmetros de geometria. Como esta região do montante normalmente é usinada, este ajuste é continuamente realizado durante o desenvolvimento otimizando o *handling* do veículo.

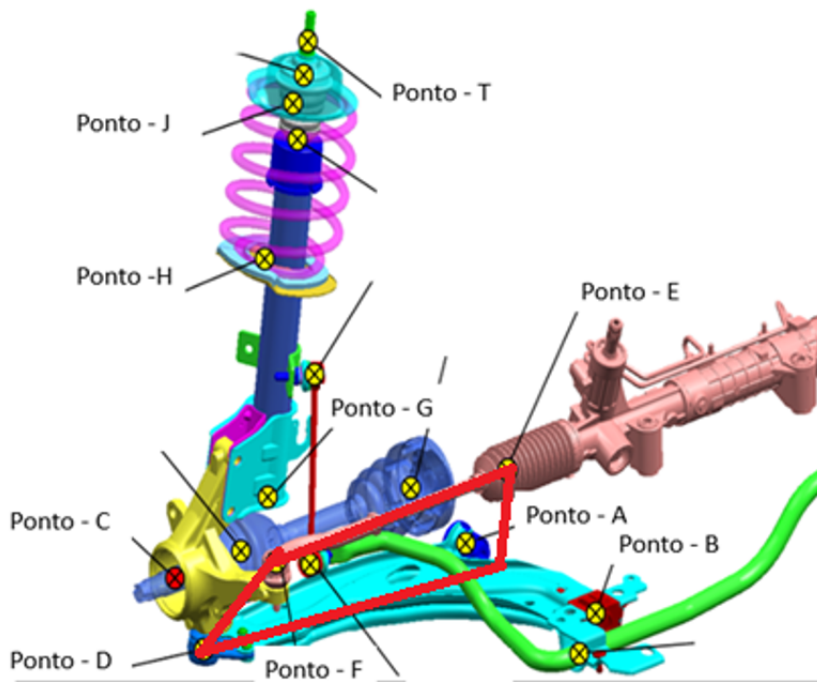


Figura 3.36: Mecanismo de “quatro barras” formado pelos pontos E – F – D – AB

Outro ponto importante em relação a dinâmica lateral, é a variação de convergência com carga lateral. Devido ao ângulo de caster e *caster trail* (será abordado nas próximas seções) a carga lateral gerada na roda externa em uma manobra de curva gera um momento em torno do eixo de esterço (linha entre pontos D e T) este momento gera um carregamento divergente na roda dianteira externa, contribuindo, portanto, para o nível de subesterço do veículo. Para controlar este efeito tem-se algumas alternativas:

- A barra estabilizadora fixada com o link do ponto F pode gerar um momento contrario auxiliando no controle do subesterço. Trabalhando no comprimento do braço da barra (B-F) e coordenada do ponto F, pode-se controlar a variação de convergência
- Geometria do braço oscilante: Devido ao efeito elástico das buchas e a posição do ponto F em relação aos pontos A e B tem-se uma variação de convergência devido a carga lateral. É possível trabalhar na variação de convergência trabalhando na geometria do braço e na relação das rigidezes entre as buchas A e B.

Em relação a dinâmica longitudinal a variação de convergência também desempenha uma função im-

portante em suspensões do tipo McPherson. Em manobras de frenagem, surgem cargas longitudinais no contato pneu solo. Devido ao braço de *kingpin* (será abordado nas próximas secções) a terra, geram-se momentos convergentes ou divergentes no eixo entre os pontos D e T. Em manobras de frenagem a suspensão dianteira tende a comprimir, como já apresentado, nesta condição devido ao controle de subesterço as rodas dianteiras divergem. Devido a esta divergência em compressão, para tornar o veículo estável em frenagens, os engenheiros optam por convergir as rodas com carga longitudinal, trabalhando com braços positivos de *kingpin* a terra. Tendência de convergência positiva com cargas longitudinais não é uma regra entre todas as montadoras (existe divergência sobre o tema) principalmente devido a frenagem em curva; comportamento divergente em frenagem em curva com carga longitudinal levaria a um comportamento subesterçante e, portanto, mais intuitivo e estável.

Em condições de aceleração, veículos com tração dianteira, o motor através do semi-eixo, aplica um momento e uma carga longitudinal no centro da roda. Devido ao braço de *kingpin* no centro da roda, gera-se um momento convergente no eixo DT, podendo gerar o efeito de torque *steering*, este tema será discutido na seção *kingpin* neste capítulo.

3.2.8.3 Ângulo de Ackerman

A figura 3.37 ilustra um veículo em manobra de curva em baixa velocidade. Considerando que os pneus não tem ângulo de escorregamento devido a baixa velocidade, o centro do giro da curva realizada pelo veículo estará na projeção do eixo traseiro, conforme descrito por (GILLESPIE, 1992). A perpendicular das rodas dianteiras deve passar pelo mesmo ponto para o veículo realizar a curva de raio R sem arrastar pneus. Se as curvas não passarem pelo mesmo ponto os pneus dianteiros irão “lutar” entre si gerando arrasto de pneus e, portanto, um escorregamento.

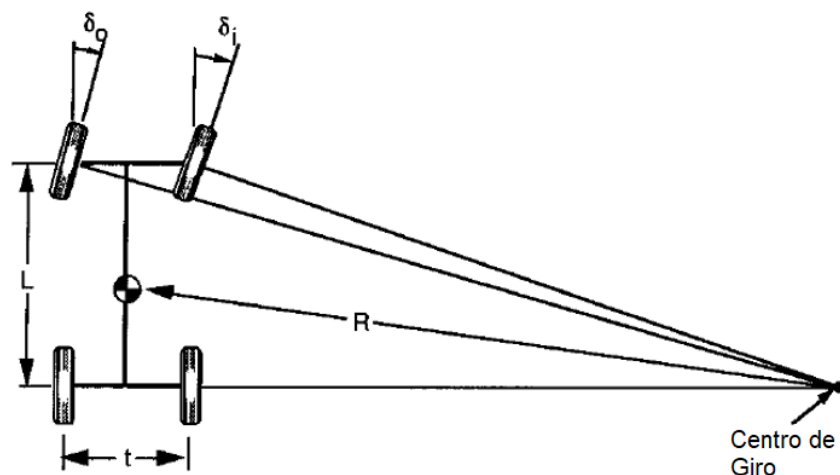


Figura 3.37: Ângulos de roda e centro de giro de um veículo em curva de baixa velocidade. (GILLESPIE, 1992)

Conforme ilustrado na figura 3.37 os ângulos das rodas são descritos como:

$$\delta_o \cong \frac{L}{R + t/2} \quad (3.67)$$

$$\delta_i \cong \frac{L}{R - t/2} \quad (3.68)$$

Alguns autores como GILLESPIE denominam o ângulo de Ackerman como a média entre os dois ângulos. Geometria de Ackerman é frequentemente chamada como o ângulo que denota o erro zero, conforme figura 3.37. Erros ou desvios a partir da geometria de Ackerman podem ter influência no nível de desgaste dos pneus, devido ao arraste.

Erros na geometria de Ackerman tem influência também na performance de *handling* pois afeta o ângulo de escorregamento e a maneira como os pneus se comportam em manobras de curva. Pode ter influência ainda no torque auto-alinhante. Esta influencia no *handling* está diretamente ligada à resposta elástica dos pneus, sendo muito difícil esta análise em modelos de simulação numérica, geralmente os engenheiros fazem o ajuste final em veículos físicos.

Para o controle da geometria de Ackerman, os engenheiros trabalham no cinematiso de direção, normalmente o ajuste fino é feito alterando o ponto F na direção Y. Trabalhando na direção lateral do ponto F altera-se quase que exclusivamente o Ackerman variando o percentual do erro.

3.2.8.4 Relação de Direção (TAU)

Conforme descrito por (REIMPELL et al., 2001), a relação de direção é a razão entre o ângulo de volante e o ângulo médio de esterçamento entre as rodas, onde as rodas estão livre de momentos. O ângulo médio de esterçamento das rodas pode ser definido como:

$$\delta_m = \left(\frac{\delta_o + \delta_i}{2} \right) \quad (3.69)$$

sendo que a relação de direção pode ser expressa como sendo:

$$TAU = \frac{\delta_{volante}}{\delta_m} \quad (3.70)$$

Reimpell ainda cita que devido ao cinematiso do ponto F, tem-se maiores relações de direção com o volante na posição de zero graus e isto traz vantagens quanto a dirigibilidade. A figura 3.38 ilustra variação de TAU em função do ângulo de volante para veículos algumas montadoras. Na posição central (zero Graus) tem se uma maio relação de direção, situação na qual é desejável em altas velocidades, pois a direção fica menos sensível, tornando o veículo mais seguro. Já em situações de manobra de estacionamento, deseja-se, um tau menor aumento nestas condições o ganho entre ângulo volante em ângulo roda agilizando a manobra.

O TAU é um dos mais importantes parâmetros relativos a dinâmica veicular, pois pode-se desequilibrar totalmente um veículo alterando este valor. Neste trabalho a referência de TAU será com o ângulo de volante de 10°. Nesta condição veículos comerciais tem uma variação de TAU entre 13 e 25. Quanto mais esportivo é o veículo menores valores de TAU são utilizados, carros do segmento A a C normalmente usam valores entre 14 e 17. Já para veículos comerciais como caminhonetes, usam valores mais altos para garantir o equilíbrio do veículo quando carregado.

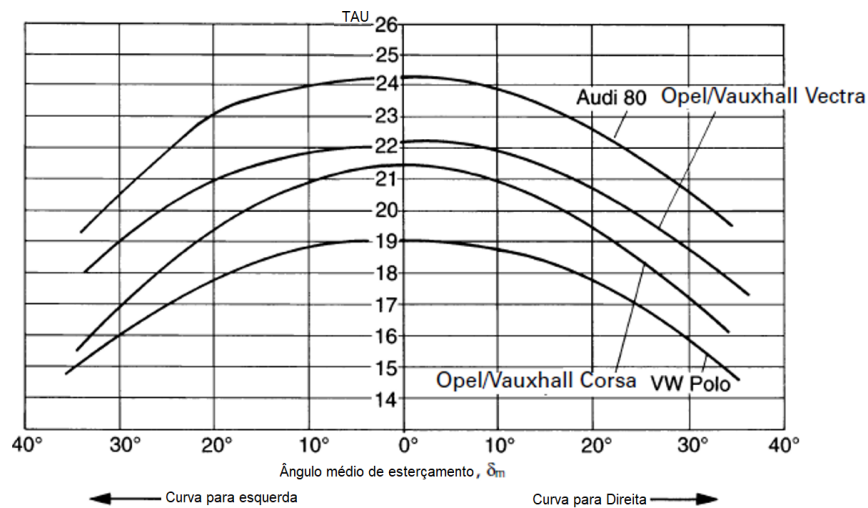


Figura 3.38: TAU em relação aos ângulos médios de esterçamento. (REIMPELL et al., 2001)

3.2.8.5 Kingpin, Braço a Terra e Braço Transversal no Centro da Roda

De acordo com a norma ISO 8855, a inclinação do *Kingpin* (KPI) é o ângulo entre a linha DT (eixo de direção) e o eixo vertical, conforme ilustrado na figura 3.39. O braço transversal no centro da roda (KPO) é a distância horizontal entre o eixo de direção DT e o centro da roda. Descreve-se como braço a terra (*Scrub Radius* - SR) a distância horizontal entre o prolongamento do eixo de esterço e o centro da roda no contato entre pneu e solo. Considera-se braço a terra negativo quando o prolongamento da linha DT cruzar a linha vertical do centro da roda, conforme ilustrado na figura. Considera-se positivo o braço a terra, por outro lado, se o prolongamento da linha DT não cruzar o centro da roda. Para valores negativos de braço a terra ou valores reduzidos, são necessários maiores valores de ângulo de *Kingpin*.

Segundo REIMPELL et al. valores presentes em veículos de passageiros estão na seguinte faixa de valores:

- KPI = 11° e 15° 30'
- SR = -18mm e +20mm

O *Kingpin* é responsável por gerar uma componente de força que contribui para o torque auto-alinhante. Quando a roda é esterçada com o ângulo δ a força vertical F_z , é gerada uma componente de força paralela ao eixo horizontal da roda gerando um momento $M_{z_{kpi}}$ auto-alinhante, que pode ser calculado da seguinte forma:

$$M_{z_{kpi}} = F_z \sin(KPI) \sin \delta \quad (3.71)$$

Este momento depende do ângulo de *kingpin* e do ângulo de esterçamento da roda, conforme figura 3.40. Este momento tem um efeito similar ao ângulo de caster que será discutido no próximo capítulo e desempenha função importante na sensação das cargas no volante em manobras de curva.

Em suspensões do tipo Mcpherson o ângulo de *Kingpin* é o principal responsável por definir o braço a terra e o braço transversal no centro da roda. No momento de projeto de uma nova arquitetura veicular

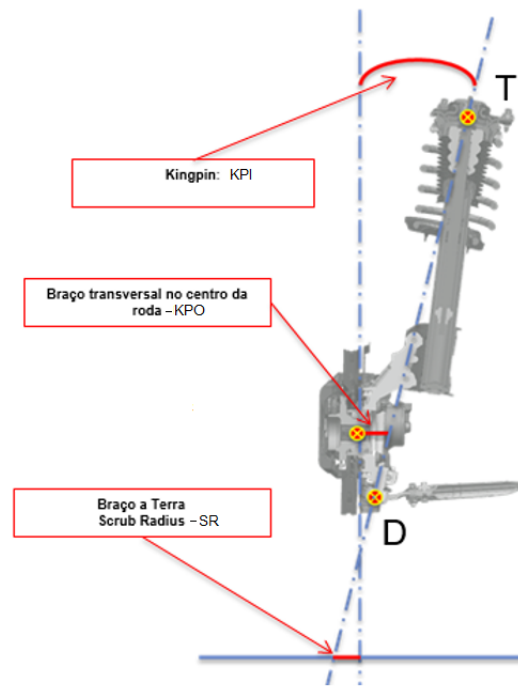


Figura 3.39: Ângulo de *kingpin*, Braço transversal no centro da roda e braço a terra.

todas as variações de veículos presentes nesta arquitetura devem ser consideradas, como bitola e tamanho de roda.

O braço a terra, tem papel fundamental no desempenho de frenagem. Durante uma manobra de frenagem forças longitudinais surgem no contato entre pneu e solo. Devido ao braço a terra (SR) gera-se um momento em torno do eixo de direção DT com o braço de momento SRb, conforme figura 3.41. Em frenagens em pisos irregulares, por exemplo, onde a carga de frenagem ocorre de forma desigual entre as rodas ou mesmo em manobras de frenagem com diferença de atrito entre as rodas, gera-se um torque indesejado no volante, conhecido como Torque *steering*. Este é o motivo de se trabalhar com valores baixos de braço a terra ou até positivo. Alguns autores ainda afirmam que valores muito próximos do zero não são indicados visto que o braço a terra pode inverter (de positivo para negativo) devido ao curso vertical da suspensão trazendo alterações no comportamento da direção com carga longitudinal. Devido a resistência ao rolamento dos pneus, cargas longitudinais são geradas naturalmente no contato dos pneus com o solo, gerando-se também um momento em torno do eixo de direção DT. Este momento tem papel fundamental na carga no volante com o veículo em movimento.

A força longitudinal a terra gera reações nos pontos D e T conforme figura 3.41. Devido ao braço SRb a força longitudinal F'_x vai estar abaixo da linha de solo no caso de valores positivos de braço a terra, com distancia a, conforme figura 3.41. Quando o braço a terra é negativo a força longitudinal F'_x estará acima da linha da terra, reduzindo por consequência a força longitudinal no ponto D. Esta redução de força longitudinal no ponto D reduz por consequência a carga longitudinal no braço oscilante em frenagens contribuindo para reduzir o valor de variação de convergência nestas condições.

Desprezando o valor de caster o momento gerado com cargas de frenagem devido ao braço a terra,

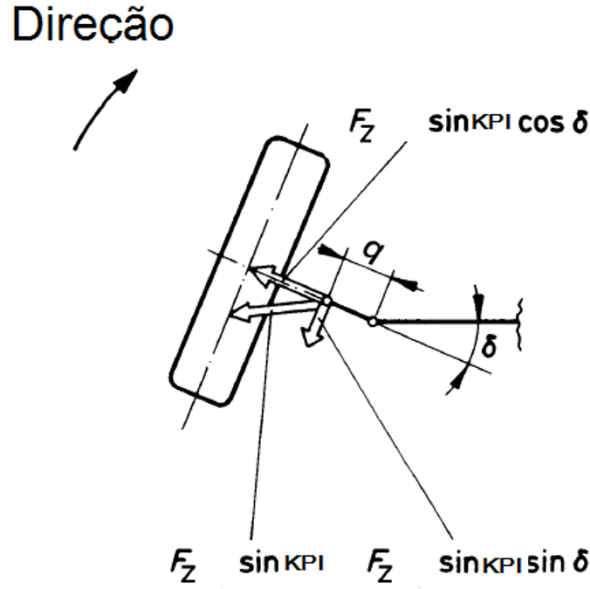


Figura 3.40: Torque Auto-alinhante gerado pelo *kingpin*. (REIMPELL et al., 2001)

pode ser descrito como:

$$M_{z_{sr}} = F_x \cdot SRb \cdot \cos(KPI) \quad (3.72)$$

A distância a da linha de terra pode ser descrita como:

$$a = SR \sin KPI \quad (3.73)$$

O braço transversal a terra também pode gerar distúrbios no volante quando o veículo trafega em percursos com terrenos irregulares, principalmente em situações de frenagens. Irregularidades no solo geram forças longitudinais no contato entre pneu e solo gerando por fim reações no tirante de direção.

Efeito similar ocorre devido a tração proveniente do motor. Desta vez a carga F_x está presente no centro da roda gerando o momento $M_{z_{kpo}}$ o qual é proporcional ao braço no centro da roda. Valores elevados de braço transversal no centro da roda podem gerar torques indesejados no volante devido a variação de forças longitudinais entre as rodas, em caso de tração dianteira obviamente. Esse efeito é denominado de torque *steering*. Situações de diferença de atrito entre os lados e principalmente escorregamento de pneus em manobras de arrancada podem gerar torque *steering* e desvio de trajetória em arrancada.

$$M_{z_{kpo}} = F_x KPO \cdot a \text{ (Desprezando o ângulo de caster)} \quad (3.74)$$

$$KPO \cdot a = r \cdot a \sin KPI \quad (3.75)$$

Como normalmente $KPOa > SRb$, o efeito de torque *steering* tende a ser superior do que a de brake *steering*. O braço a terra negativo, nasce, portanto, da necessidade de redução do braço do centro da roda ao máximo em veículos de tração dianteira. Reduzindo desta forma o efeito de torque *steering*.

Outro ponto importante em relação ao braço a terra é a trajetória que o ponto de contato entre pneu e

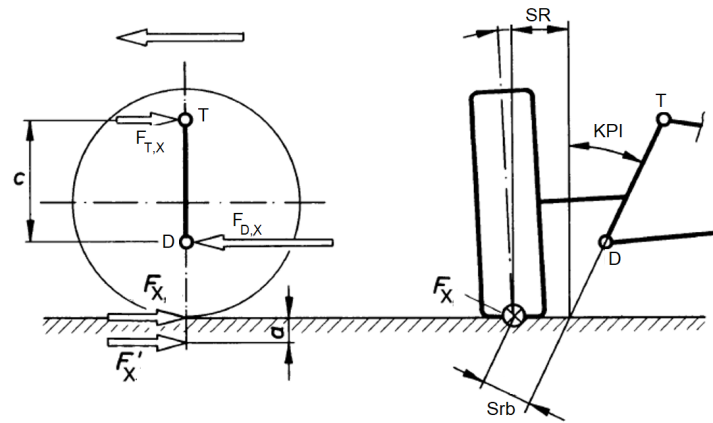


Figura 3.41: Momento em torno do eixo de direção devido ao braço a terra. Adaptado (REIMPELL et al., 2001)

solo descreve durante o esterçamento. Observando a figura 3.42, para valores de SR positivos, considera-se o ponto P sendo o contato entre pneu e solo com a roda em posição retilínea. Durante o esterçamento, seja para a direita o para esquerda, o ponto P tem uma trajetória para abaixo da linha de terra, forçando, portanto, a carroceria a subir durante o esterçamento, vencendo seu peso. Uma parte da carga no volante durante manobras estáticas e dinâmicas deve-se a este efeito. Tem-se, portanto, um efeito instável; o peso do veículo tende a retornar à posição de equilíbrio 1, gerando neste caso um torque auto-alinhante, ou seja, qualquer força externa que tende a esterçar as rodas deve superar o peso do veículo. Tal característica contribui para dar ao veículo característica de manter o volante centralizado em manobras retilíneas, reduzindo distúrbios de direção.

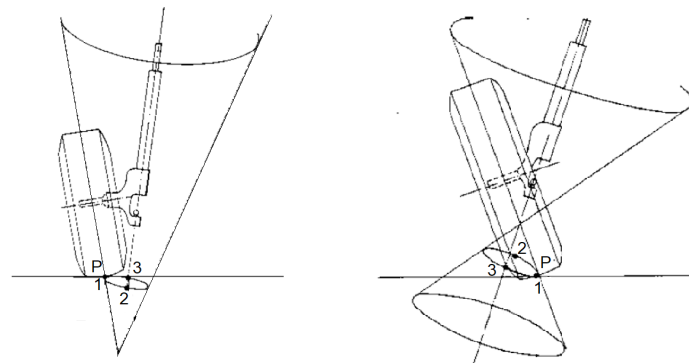


Figura 3.42: Trajetória que o ponto de contato entre pneu e solo descreve durante o esterçamento.

Por outro lado, para o braço a terra negativo, o veículo tem uma condição instável em condição retilínea. Neste caso, a trajetória do ponto P devido ao esterçamento das rodas faz o veículo abaixar, conforme ilustrado na figura 3.42, não contribuindo, portanto, para manter a centralização do veículo em retilíneo.

3.2.8.6 Caster e Caster Trail

De acordo com a norma DIN 70 020, o ângulo de Caster (C) é o ângulo entre o eixo de direção e DT projetado no plano formado pelos eixos XZ e a vertical, conforme ilustrado na figura 3.43. Caster *trail* (Ct) é a distância longitudinal (no eixo X) entre o centro da roda e o prolongamento do eixo DT na linha de terra, conforme ilustrado na figura 3.43.

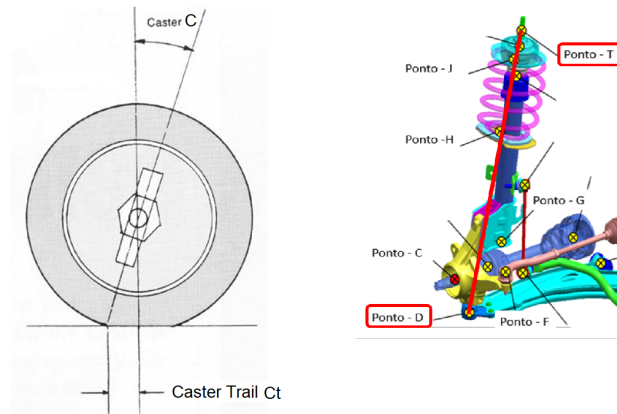


Figura 3.43: Ângulo de caster e caster *trail*. (DOES...,)

O ângulo de caster tem grande responsabilidade na estabilidade da centralização da direção, isto é, na auto centralização do veículo. O "efeito carrinho de supermercado", chamado *tea trolley effect* por REIMPELL et al., gera esta estabilização. Conforme ilustrado na figura 3.44 quando a roda é empurrada adota a posição na qual o seu centro está atrás do eixo de rotação 1, a roda se alinha automaticamente devido a estabilidade da condição, isto é, eixo guia e roda alinhados.

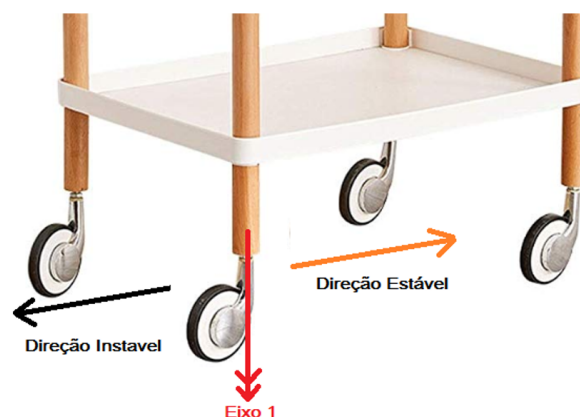


Figura 3.44: Caster - Efeito carrinho de supermercado.

Conforme ilustrado, na figura 3.44, o carrinho movimentando-se na direção da seta preta, leva a uma situação instável da roda em relação ao eixo 1, tendendo a girar 180° com a movimentação. Já a movimentação na direção da seta vermelha gera uma situação estável, tendo o centro da roda atrás do eixo de rotação, em outras palavras com *caster trail* positivo, conforme previsto em praticamente todos os veículos

comerciais. A figura 3.45 ilustra o ângulo de caster positivo e o caster *trail* positivo.

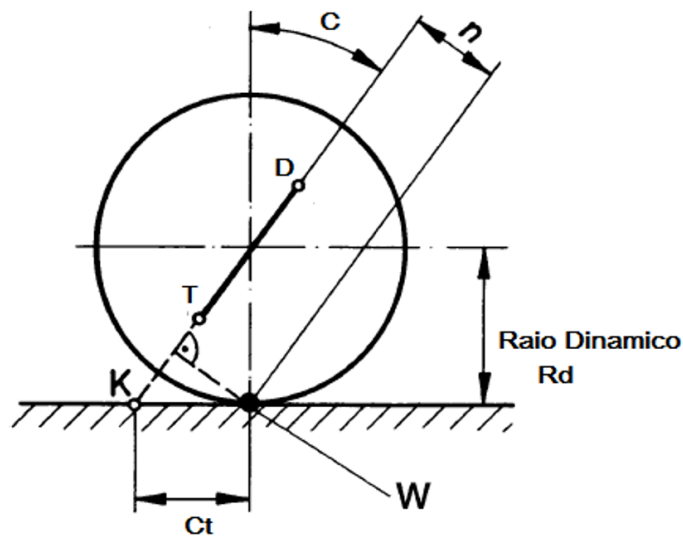


Figura 3.45: Caster - Ângulo de caster positivo e o caster *trail* positivo.(HEISSING; ERSOY, 2010)

O ângulo de caster e o caster *trail* geram ainda um braço de momento lateral n . Este braço de alavanca n , pode gerar distúrbios no sistema de direção quando o veículo trafega em terrenos irregulares. Pequenas cargas laterais agindo no contato entre pneu e solo em terrenos irregulares podem gerar momento em relação ao eixo DT, gerando por consequente carga no link de direção. Conforme descrito por Reimpell a relação entre caster *trail* Ct e o braço de momento n , pode ser facilmente estabelecida:

$$Ct = Rd \tan C \quad (3.76)$$

$$n = Rd \sin C \quad (3.77)$$

Onde R_d é o raio dinâmico conforme mostrado na figura 3.45. Outro importante impacto do ângulo de caster é a variação de camber em função do ângulo de volante δ . O ângulo de caster tende a se transformar em camber em função do ângulo de esterço. Este efeito garante a tendência de camber negativo na roda externa à curva, contribuindo para a estabilidade. Este é mais um motivo para a utilização de caster positivo nos veículos.

Conforme citado por HEISSING; ERSOY um efeito colateral que o ângulo de caster e caster *trail* podem gerar é a sensibilidade ao vento lateral. Considerando que a carga devido ao vento lateral entra na carroceria e reage lateralmente no contato entre pneu e solo, a força de reação multiplicada pelo braço de momento n gera um momento em torno do eixo de esterço, sendo este mais um motivo para o controle do caster *trail*.

3.2.8.7 Centro de Rolagem e Variação de Bitola

O centro de giro de suspensões é um dos mais importantes parâmetros a se avaliar na realização do projeto em suspensões independentes do tipo MacPherson. Este parâmetro tem papel decisivo no com-

portamento de camber, convergência e bitola, tendo portanto, grande influência nos parâmetros de ride e *handling* do veículo.

O centro de giro é o ponto no centro do veículo (em vista frontal) e no “centro” do eixo em vista lateral ao redor do qual a carroceria inicia o giro na ação de forças laterais e o qual as forças laterais são absorvidas entre o eixo e carroceria (REIMPELL et al., 2001). HEISLER faz a seguinte definição: O centro de giro de um sistema de suspensão refere-se ao centro em relação ao solo relativo ao qual a carroceria girará instantaneamente. A posição atual do centro de giro varia com a geometria da suspensão e com o ângulo de rolagem. Já o eixo de giro é a linha de união entre o centro de giro da suspensão dianteira e o centro de giro da suspensão traseira. Geralmente as suspensões dianteiras têm alturas de centro de giros inferiores do que as traseiras, gerando uma inclinação do veículo em manobra de curva, gerando uma melhor sensação de segurança (Fig. 3.46). Este efeito será analisado no simulador e comentado nos próximos tópicos.

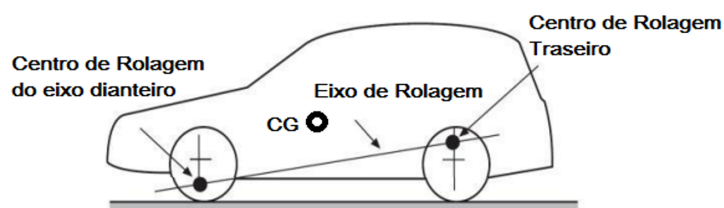


Figura 3.46: Eixo de giro - linha de união entre o centro de giro da suspensão dianteira e o centro de giro da suspensão traseira. (ROLL...,)

Para compreensão do significado das coordenadas do centro de giro, HEISLER divide o sistema de suspensão de um veículo em três partes: o solo (G) que promove a força de reação sobre o veículo, a carroceria como massa suspensa (M) suportada pelas rodas (W). Se um corpo suspenso entre dois pares de rodas é capaz de girar relativo ao solo, podem-se apontar três centros de giro instantâneos, conforme ilustrado na figura 3.47:

- C_r – Ponto que representa o centro de giro, conforme discutido é o ponto ao redor do qual a carroceria inicia o giro.
- Iwb – Centro instantâneo de giro da roda relativa à carroceria, ao redor do qual a roda realiza um movimento de pivô, conforme ilustrado na suspensão da figura 3.47.
- Iwg - Centro instantâneo de giro da roda relativa ao solo, o qual é o centro de contato entre o pneu e o solo. A roda, portanto, realiza movimentos laterais em seu topo em relação a este ponto.

Em uma manobra de curva, a carroceria tende a girar gerando forças de reação em relação ao solo. Ocorre então na suspensão um movimento de compressão nas rodas externas à curva e um movimento de rebote nas rodas internas na suspensão independente, como mostrado na figura 3.47. Assim, ocorre uma inclinação oposta entre os dois braços realizando um movimento de pivô. Gera-se também um movimento lateral no topo das rodas internas e externas em relação ao ponto $Iwg1$ e $Iwg2$, na direção oposta à rolagem da carroceria. Ocorrem então dois movimentos na geometria da suspensão para a efetivação da rolagem da carroceria:

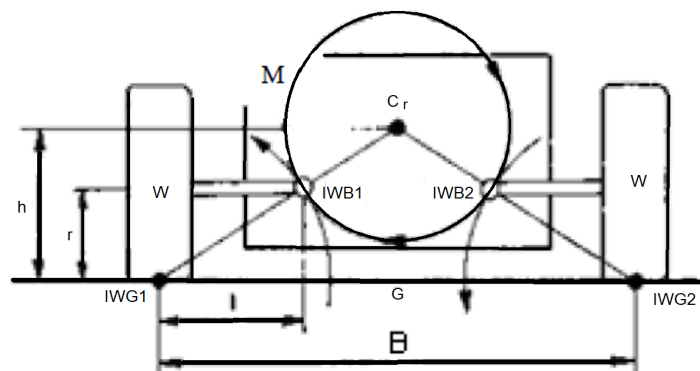


Figura 3.47: Coordenadas para definição do centro de giro. (HEISLER, 2002)

- Na mesma proporção do giro da carroceria os pontos de centros instantâneos de giro da rodas $Iwb1$ e $Iwb2$ giram em torno dos pontos à terra $Iwg1$ e $Iwg2$.
- Os centros instantâneos $Iwb1$ e $Iwb2$ giram, de forma circular, ao redor do ponto de interseção da projeção das linhas, proveniente dos pontos à terra $Iwg1$ e $Iwg2$.

A rotação de ambos os braços em torno dos centros instantâneos $Iwg1$ e $Iwg2$, conforme ilustrado, produzirá um arco que tangencia o círculo produzido pelo movimento dos braços ao redor dos centros instantâneos de giro, relativos à carroceria $Iwb1$ e $Iwb2$. Neste caso, a interseção, no ponto C_r , o qual é gerado através da interseção das linhas produzidas pela união dos centros de giro é denominado de centro de giro da suspensão.

Em analogia à linha de raciocínio apresentada, pode-se encontrar o centro instantâneo de giro (C_r), partindo da curva de variação de bitola. O centro de giro é o ponto no centro do veículo o qual é interceptado pela vertical, gerada a partir da tangente da curva de alteração de bitola do ponto de contato entre pneu e o solo. A tangente deve ser no ponto de posição vertical da suspensão de interesse conforme ilustrado na figura 3.48, que mostra como que a altura do centro de giro h_{cr} pode ser determinada usando a variação de bitola e o curso da suspensão

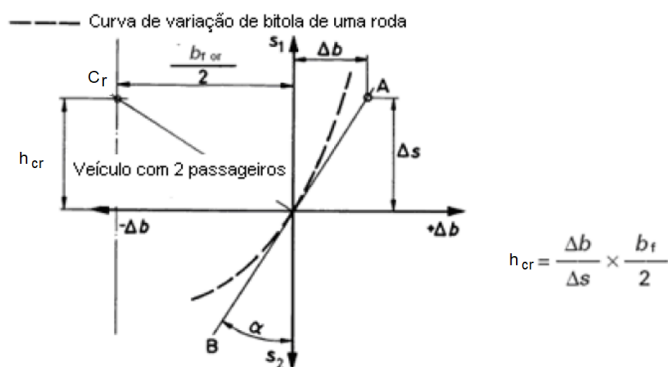


Figura 3.48: Determinação do hcr em função da curva de variação de bitola.

Ou seja, a altura do centro de giro é o ponto presente na reta normal à tangente à curva de alteração de

bitola quando $Y = 0$. Conforme apresentado por REIMPELL et al. os veículos de passeio apresentam as seguintes alturas h_{cr} :

- h_{cr} dianteiro: entre 30mm e 100mm
- h_{cr} Traseiro: entre 60mm e 130mm

Obviamente, quanto mais próximo o ponto R_c está do centro de gravidade do veículo menor será o índice de rolagem da carroceria, pois o braço de alavanca será menor. Reduzindo este braço de alavanca um efeito colateral é gerado pois aumenta-se a carga lateral transferida para as rodas, aumentando-se as cargas nos pneus e podendo-se chegar a uma consequência extrema de tendência de levantamento de rodas ou capotamento em curvas.

Para a obtenção do h_{cr} de suspensões do tipo Mcpherson, segue-se o seguinte roteiro, conforme ilustrado na figura 3.49:

- Traça-se a linha A perpendicular à linha de esterço DT, partindo do ponto T;
- Traça-se a linha DA de extensão ao braço oscilante até encontrar o Ponto P (cruzamento com a linha A).
- Traça-se a linha C partindo do ponto W de contato entre pneu e solo até o ponto P;
- Traça-se a linha D perpendicular ao solo no ponto central do veículo $Y=0$
- O ponto R_0 será a intersecção das linhas C e D

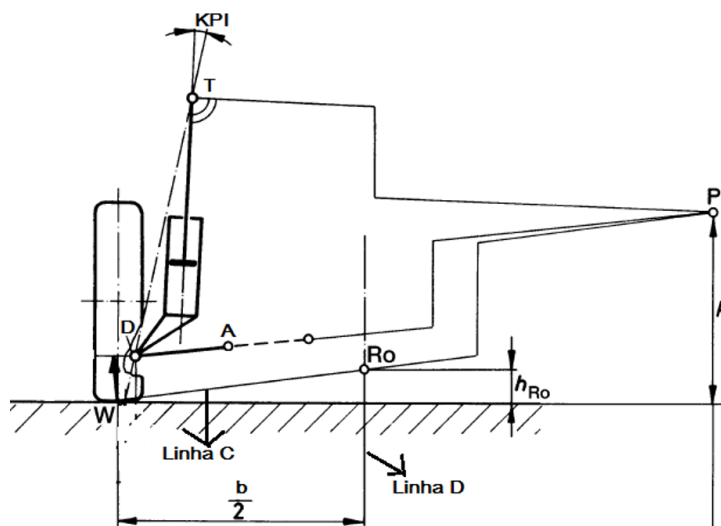


Figura 3.49: Determinação do h_{cr} para suspensões Mcpherson. (REIMPELL et al., 2001)

Algumas observações sobre altura do centro de rolagem:

- Quanto maior a variação de bitola do veículo maior a altura h_{cr} ;

- Quanto maior o KPI menor a altura hcr;
- Quanto maior o ângulo do braço oscilante maior a altura hcr.

sendo K a distância entre o ponto D e ponto P, Ψ o ângulo do braço oscilante e d a distância entre o ponto D e o solo. Reimpell apresentou o cálculo analítico para se chegar no hcr:

$$hcr = \frac{pK(\sin(\psi + d))}{K \cos \beta + d \tan KPI + SR} \quad (3.78)$$

3.2.8.8 Anti-Dive

Mecanismos de *anti-dive* são recursos utilizados na geometria da suspensão para reduzir o mergulho do veículo em situação de frenagem. O princípio de *anti-dive* para uma suspensão dianteira é ilustrado na figura 3.51. Partindo da vista lateral do veículo, traçam-se duas linhas, conforme pontos ilustrados na imagem 3.50: 1 - linha que passa pelos pontos A e B do braço oscilante; 2 - Linha perpendicular ao eixo DT.

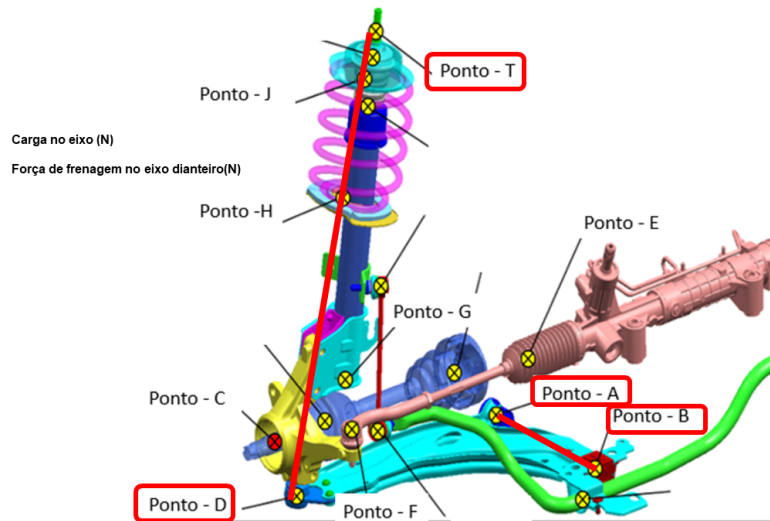


Figura 3.50: Pontos para geração das linhas para determinação do centro instantâneo de rotação ao *pitch*

Conforme imagem 3.52, estas duas linhas convergem no ponto E . A linha AE formando o ângulo θ_{gf} (gf para a frente do solo) une este ponto A ao ponto de contato entre pneu e solo. A geometria da suspensão é caracterizada principalmente pelo ângulo θ_{gf} e pelo comprimento do braço L_{AE} (braço de *pitch* ou pelo braço horizontal L_{AD}). Com a ação da força de frenagem, uma força longitudinal é aplicada no contato entre pneu e solo, isso pode ser decomposto ao longo da linha AE . Sendo a componente F_1 com reação direta no braço oscilante e a componente F_2 reagindo na mola da suspensão. No caso da suspensão dianteira a força de frenagem gera uma força de extensão das molas, de forma oposta ao movimento natural de frenagem que seria a compressão das molas dianteiras devido à transferência de carga. A dinâmica da movimentação de *pitch* depende, portanto, da posição do ponto E e consequente geometria da suspensão.

DIXON, descreve a metodologia para o cálculo do coeficiente *anti-dive* partindo da repartição de frenagem entre os eixos do veículo. Mais detalhes sobre repartição de frenagem serão discutidos no capítulo

metodologia deste trabalho.

$$F = F_d + F_t = pmA_b + (1 - P)mA_b \quad (3.79)$$

$$A_b = \frac{F_d + F_t}{m} \quad (3.80)$$

Sendo: F_d - Força longitudinal no eixo dianteiro devida a frenagem; F_t - Força longitudinal no eixo traseiro devido a frenagem; p - Proporção de frenagem no eixo dianteiro; A_b - Desaceleração devido a frenagem; F - Força total de frenagem m - Massa do veículo H - Altura do centro de gravidade L - Passo do veículo W_d - Peso no eixo dianteiro

A força vertical transferida para o eixo traseiro pode ser calculada:

$$F_{tx} = -\frac{mA_bH}{L} \quad (3.81)$$

$$(3.82)$$

E a força vertical a terra exercida pelo eixo dianteiro:

$$F_{vd} = w_f - F_{tx} = W_f + \frac{mA_bH}{L} \quad (3.83)$$

As forças efetivas nas molas dianteiras F_S podem ser calculadas:

$$F_S = w_d - F_t = W_f + \frac{mA_BH}{L} - \frac{pmA - by}{x} \quad (3.84)$$

sendo, x e y as distancias ilustradas na imagem 3.51.

Assim as forças *anti-dive* J exercidas a terra podem ser descritas como:

$$J = \frac{\tan\theta_{gf}}{\tan\theta_{gf1}} \tan\theta_{gf1} = \frac{H}{pL} \quad (3.85)$$

Sendo $\tan\theta_{gf1}$ o angulo ideal para *dive* zero.

Conforme ilustrado na figura 3.51, mantendo-se o ponto A mais baixo em relação ao ponto B, gera-se uma componente de força vertical no ponto D em situações de frenagem. Para a determinação do ponto E tem-se as seguintes etapas:

- Gera-se a curva de extensão do ponto AB do braço oscilante ;
- Gera-se a Curva perpendicular ao eixo de esterço DT;

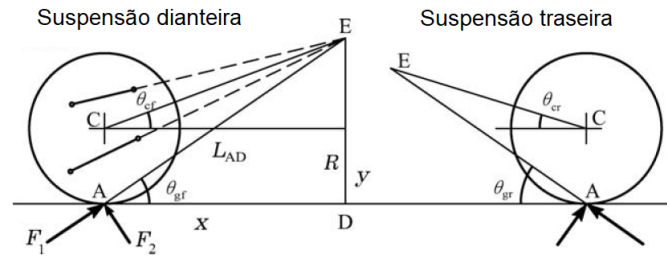


Figura 3.51: Determinação do centro de rotação de mergulho - Of. (DIXON, 2009)

- O Ponto E_f é a intersecção das curvas A e B.

Obviamente quanto mais próximo o ponto E estiver do CG do veículo menor será o mergulho do veículo. O percentual de *anti-dive* pode ser visto na relação entre o centro instantâneo de giro e a altura do CG do veículo, conforme ilustrado na figura 3.52. A relação entre os centro instantâneos de *pith* tem uma influencia na movimentação da carroceria em terrenos irregulares, que não será abordada neste trabalho.

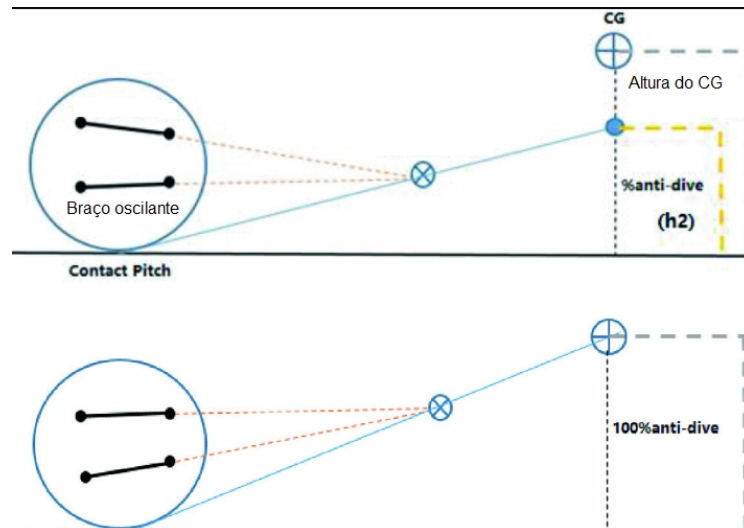


Figura 3.52: Relação entre centro instantâneo de rotação e altura de CG para cálculo de percentual de *anti-dive*. (MICK, 2023)

Capítulo 4

Metodologia

4.1 Introdução

Para o desenvolvimento deste trabalho foi utilizado um veículo comercial, em produção em 2024. Para criação de um fluxo de desenvolvimento de suspensões utilizando o simulador, propõe-se um fluxo de trabalho utilizando modelos em múltiplos corpos correlacionados através de medições neste veículo físico. Primeiramente realiza-se a correlação subjetiva no simulador versus a avaliação subjetiva no veículo real para certificar que as respostas do simulador estão condizentes com o veículo real, conforme fluxo ilustrado na figura 4.1.

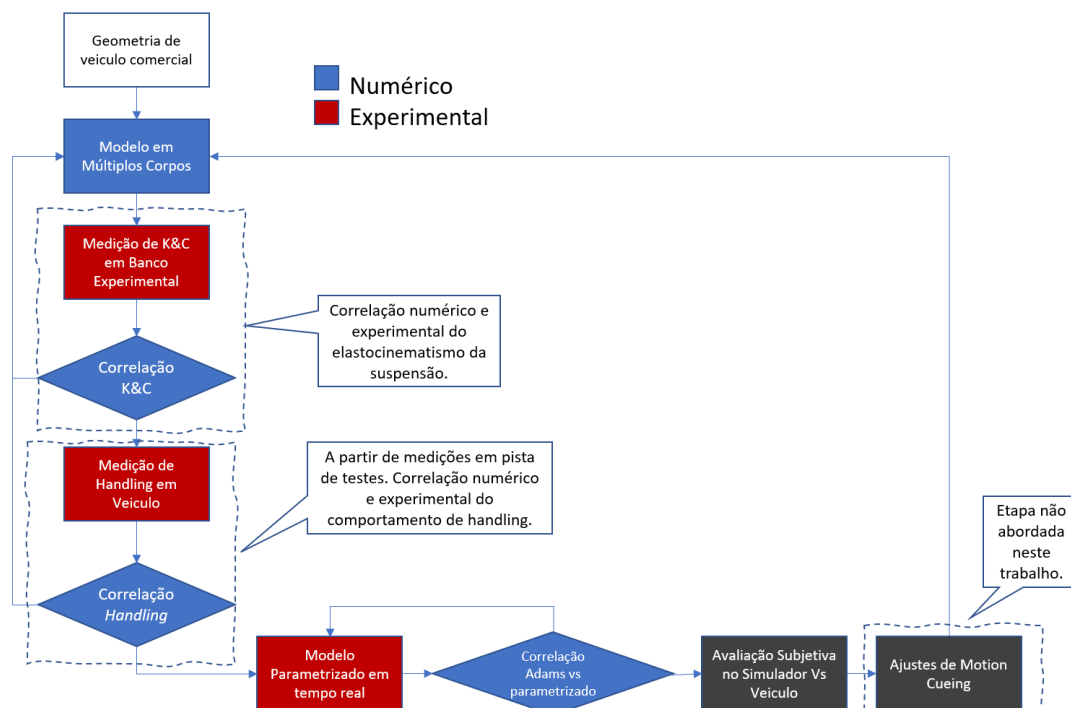


Figura 4.1: Fluxograma de trabalho para avaliação de modelos no simulador de dinâmico veicular.

Através dos pontos geométricos conhecidos do veículo comercial, conforme figura 3.26, cria-se o modelo cinemático da suspensão usando o *software* comercial MSC ADAMS cujo o modelo será detalhado nas próximas secções. Como saída, tem-se as respostas elastocinemáticas da suspensão, conforme parâmetros apresentados nas secções anteriores.

A seguir, realizam-se medições elastocinemáticas no veículo físico, utilizando o banco elastocinemático AB SPMM 5000, de propriedade da Stellantis Brasil. Torna-se possível, confirmar a correlação do cinematismo da suspensão entre modelo numérico e veículo físico, partindo, portanto, para a criação do modelo numérico em ADAMS do veículo completo. Para correlação das respostas de *handling* do veículo realizam-se medições com cadeia de aquisição de dados no veículo em um campo de provas. As medições e manobras realizadas serão detalhadas nas secções seguintes.

Com o modelo numérico correlacionado, cria-se o modelo parametrizado para utilização no simulador. Utilizou-se o *software* VI-CarRealTime (VI-CRT) para criação do modelo parametrizado e consequente realização de análise numérica em tempo real para acionamento do simulador. É necessário garantir que as respostas do modelo parametrizado estejam iguais às presentes no modelo Adams, para tal, algum ajuste no processo de conversão pode ser necessário. Para análise subjetiva no simulador é necessário um piloto dedicado com experiência em análises dinâmicas em veículos e em simuladores. O piloto é fundamental para correlacionar as mínimas sensações percebidas no veículo com as do simulador. Dessa forma, é necessário transportar todos os comportamentos percebidos trafegando em um veículo real com aqueles percebidos em ambiente de laboratório, no caso, com o simulador. Neste trabalho, foi utilizado um piloto de testes da Stellantis Brasil com mais de 30 anos de experiência desenvolvendo suspensões através de provas físicas como avaliador para todas as atividades deste trabalho. Nos últimos anos, o piloto de testes dedicou-se ao desenvolvimento das manobras e avaliações subjetivas deste trabalho, com foco nas correlações de sensações no simulador da Stellantis.

A última etapa no simulador é o ajuste fino de parte de uma funcionalidade chamada de *Motion Cueing*. Este sistema trata de um ajuste de ganhos na movimentação da plataforma para tornar mais real as sensações no simulador. *Motion Cueing* trata, portanto, de uma estratégia usada para permitir o usuário sentir a situação simulada mais próximo possível da realidade, o que consiste em otimizar as limitações físicas da plataforma, baseado em estudos de percepção humana. Diversos estudos estão sendo desenvolvidos sobre este tema incluindo nesta plataforma específica. Entretanto, esta etapa referente ao estudo do *Motion Cueing* não será tratada neste trabalho.

Neste ponto do desenvolvimento do produto automotivo já é possível obter os veículos, tanto o "físico" como o obtido no simulador, com comportamentos dinâmicos idênticos. Dessa forma, torna-se factível o desenvolvimento de uma série de atividades da indústria automotiva que podem ser realizadas utilizando o simulador, como por exemplo, análises de distração do condutor ou desenvolvimento de lógicas de controle para autonomização de veículos.

Com o modelo desenvolvido e correlacionado no simulador as perguntas a serem respondidas em relação ao desenvolvimento de suspensões são as seguintes:

1. As sensações percebidas no simulador com o modelo correlacionado são apropriadas para o desenvolvimento de suspensões de veículos comerciais?

2. Análises subjetivas no simulador são capazes de detectar alterações nos parâmetros cinemáticos da suspensão?
3. O piloto de testes é capaz de perceber alterações no comportamento vertical, lateral, longitudinal e sensações ao volante através das modificações de parâmetros geométricos feitas no modelo?
4. É possível fazer a definição e otimização da geometria de suspensão de um veículo usando o simulador?
5. Se a resposta é sim para todas as perguntas acima, qual o fluxo de trabalho para o desenvolvimento de um veículo ?

Para responder as perguntas acima, neste trabalho é proposto um *framework* metodológico para projeto de veículos onde são preparados modelos variando individualmente os parâmetros cinemáticos da suspensão dianteira. Dessa forma, modificações de cada parâmetro são realizadas sem alteração nos demais, quando possível. Como descrito no capítulo "Análise de Sensibilidade dos Parâmetros Cinemáticos", algumas grandezas do veículo são impossíveis de alterar individualmente devido a interdependência geométrica. Assim, em cada modelo é realizada uma comparação entre os resultados numéricos e os aqueles apresentados no simulador e, por fim, é mostrado uma validação da metodologia proposta utilizando uma comparação numérico-experimental variando os parâmetros de TAU e de convergência.

Nos cenários que serão apresentados, em cada geometria gerada foi realizada uma avaliação numérica de *handling* conforme padrão tradicional executado pelas montadoras, comparando com a percepção do piloto, e estabelecendo uma relação numérica-sensação subjetiva de cada parâmetro, conforme ilustrado na figura 4.2. É importante mencionar que tal análise em veículos reais é praticamente inviável devido a impossibilidade física de fabricação de várias geometrias e devido ao alto custo e tempo envolvido. Muitas geometrias criadas não são possíveis de fabricação devido a posição dos pontos no espaço; além disso cada geometria proposta geraria novos componentes como travessa, braço oscilante, montante, amortecedores, molas, barra estabilizadora, coxins além dos pontos da carroceria sendo um grande entrave para realização deste tipo de estudo experimental.

Nos próximos tópicos deste capítulo serão apresentados os métodos de trabalho para etapas que seguem o fluxo proposto para esta tese de acordo com a figuras 4.1 e 4.2. Basicamente, as etapas que devem ser seguidas são as seguintes:

1. Modelos em Múltiplos Corpos
2. Medição e Correlação Elastocinemática
3. Medição e Correlação de *Handling*
4. Geração de Modelos Numéricos Tempo-Real
5. Simulação Dinâmica Veicular
6. Análise de Sensibilidade dos Parâmetros Cinemáticos

O desenvolvimento da metodologia para desenvolvimento e projeto de veículos utilizando o simulador automotivo passa pela execução dos etapas mostradas acima e será detalhado ao longo deste capítulo.

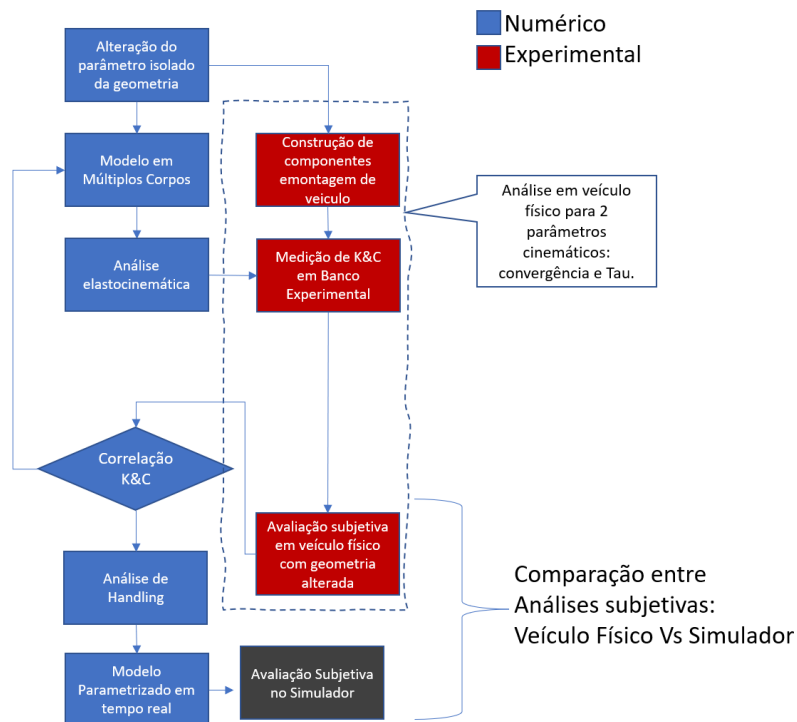


Figura 4.2: Fluxograma de trabalho para avaliação de modelos no simulador com variações de geometria de suspensão. Serão avaliadas modificações no parâmetro TAU e variação de convergência com validação em veículo real.

4.2 Modelos em Múltiplos Corpos

Para construção do modelo em múltiplos corpos foi utilizado o *software* MSC-Adams Car, ferramenta altamente utilizada para estudos de dinâmica veicular e aplicado por praticamente todas as montadoras. Os modelos multicorpos são feitos de elementos rígidos ou flexíveis conectados por juntas padrões ou restrições cinemáticas. A massa de cada parte rígida está concentrada em seu centro de gravidade, diferentemente do método dos elementos finitos que a massa de cada componente está distribuída na estrutura através dos nós e elementos dos modelos. Cada componente é definido, portanto, pela massa concentrada no seu CG e seu respectivo tensor de inércia.

Utilizando o método é possível simular:

1. Análises estáticas e quase-estáticas (equilíbrio estático sob entradas externas)
2. Análises cinemáticas
3. Análises dinâmicas (movimento do sistema sob entradas dinâmicas externas)
4. Análises lineares (cálculo dos auto-valores e dos auto-vetores assim como determinação das funções de transferência)

Os modelos de veículos não lineares 3D são muito usados para análises de dinâmica veicular sendo o *software* MSC ADAMS especializado e amplamente utilizado para veículos automotores. A figura 4.3

apresenta um modelo de carroceria rígida usado para avaliar *handling* e comportamento do veículo na faixa de frequência de 0 a 20 Hz. Modelos mais complexos são necessários para análises de conforto vibracional com frequências superiores, não aplicáveis a este trabalho.

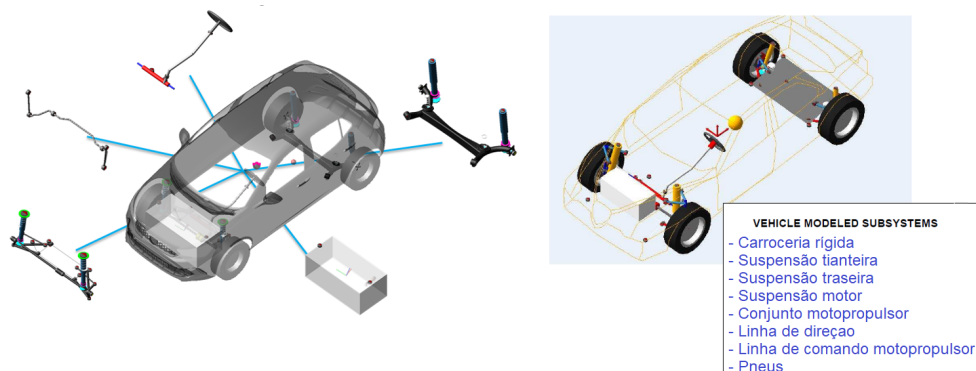


Figura 4.3: Representação das partes no modelo numérico em múltiplos corpos.

Para construção do modelo da suspensão, partindo do modelo da MacPherson, conforme ilustrado na figura 4.4, presente na biblioteca do software, inserem-se todas as coordenadas dos pontos apresentados previamente na figura 3.26. Além disso, atribuem-se as características elásticas das buchas do braço oscilante e do coxim superior dos amortecedores; neste caso partiu-se das curvas das buchas medidas nas direções de trabalho das mesmas, conforme ilustrado na figura 4.5. As buchas foram medidas em um banco de provas realizando medidas de carga versus deslocamento nas três direções (X,Y,Z) até o fim de curso das mesmas, isto é, até que a taxa de variação de curso seja desprezível em relação à taxa de variação de carga, conforme mostrado na figura 4.6. Cada componente elástico necessita das definições em suas coordenadas locais inseridas individualmente. Para análises dinâmicas adicionou-se o amortecimento das buchas (*"loss-angle"*), dando características de dinâmicas ao elastômero, conforme definido em TAR-RAGO et al.. O valor do ângulo de amortecimento foi extraído de um banco de testes de propriedade da Stellantis específico para ensaios em elastômeros do fabricante MTS (MTS 833), conforme pode ser visto em (MTS,).

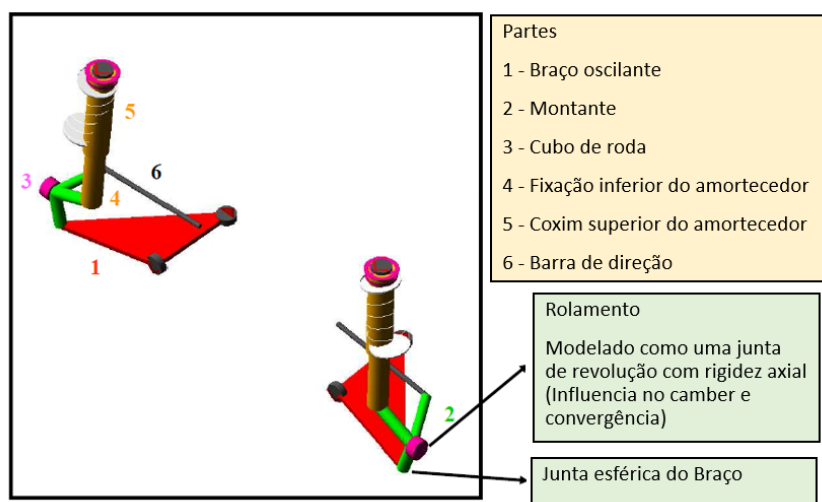


Figura 4.4: Modelo de suspensão dianteira McPherson em múltiplos corpos.

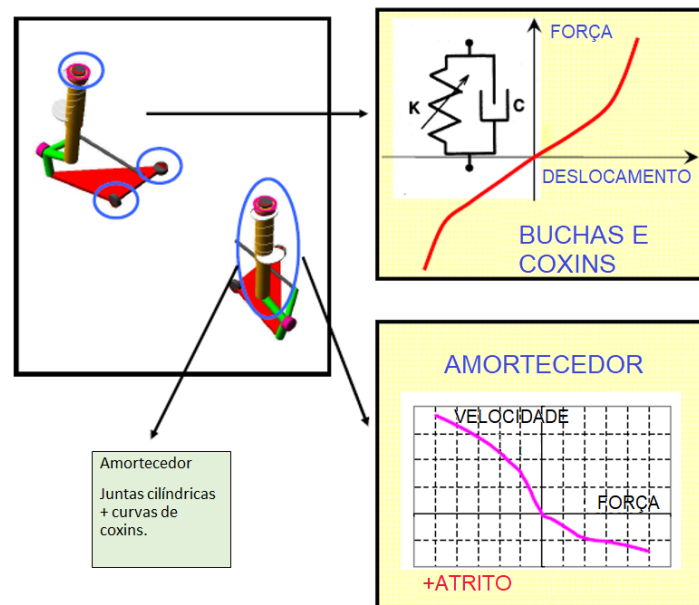


Figura 4.5: Modelo em múltiplos corpos de buchas, coxins e amortecedores.

Em relação aos amortecedores, as características de velocidade em função da carga são dados de entrada no modelo as quais são fundamentais para análises dinâmicas de veículo completo. Neste caso realizaram-se as medições em banco das amostras de amortecedores presentes no veículo em análise, conforme figura 4.6. As propriedades mecânicas dos amortecedores também são consideradas; Características como secção da haste e espessura de parede são utilizadas dando através de flexibilidade ao componente.

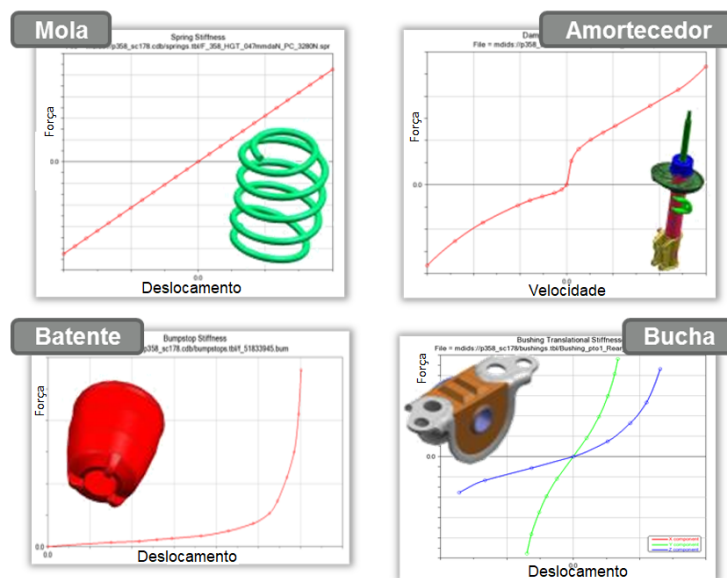


Figura 4.6: Dados de entrada de buchas, batentes e amortecedores.

Também foi considerado como dado de entrada do modelo a massa não suspensa, assim como o tensor de inércia da carroceria completa e do conjunto motopropulsor. Estes valores foram retirados dos modelos CAD de veículo completo onde está atribuído o centro de gravidade e a massa de todos os componentes.

Dessa forma, realiza-se o ajuste fino dos tensores de inércia e posição do centro de gravidade do veículo completo após medição do veículo físico no banco elastocinemático, sendo este, portanto, um importante ponto de ajuste para se alcançar as correlações.

Com o intuito de transferir torque para as rodas, o subsistema do motopropulsor é definido usando as seguintes características:

1. Matriz de motor com as seguintes variáveis: rotação do motor versus curso de pedal de acelerador vs torque de saída do motor
2. Relação das marchas de câmbio
3. Relação do diferencial
4. Eficiência do câmbio
5. Curva de eficiência da embreagem

Consideraram-se também as curvas de carga por deslocamento dos batentes conforme figura 4.6. Estas curvas foram levantadas a partir de medições de compressão do batente realizadas em banco de provas.

Um dos dados de entrada mais importantes é o modelo numérico dos pneus. Utilizou-se um modelo Pacejka fornecido e correlacionado em conjunto com o fornecedor dos pneus Pirelli®. O modelo foi gerado a partir de medições realizadas em banco de provas do fabricante. Em seu trabalho de mestrado, FERNÁNDEZ, cita a larga aplicação deste tipo de modelo de pneus, apontando como grande vantagem o nível de precisão nos resultados. BITENCOURT também apresentou uma correlação entre modelo numérico em múltiplos corpos e resposta experimental em manobras de handling em um circuito fechado utilizando um modelo de pneu baseado na *Magic Formula* de Pacejka, resultando em ótimas respostas do modelo numérico. PACEJKA; BAKKER desenvolveram vários trabalhos sobre o desenvolvimento dos pneus e a aplicabilidade em análises numéricas de veículos. Trata-se de modelos chamados semi-empíricos, desenvolvidos para representar o pneu como um componente de um veículo em um ambiente de simulação. Conforme descrito em pacejka2005tire, tratam de modelos numéricos baseados em dados medidos, apresentando um bom equilíbrio entre precisão e velocidade de computação.

Apesar da sua importância, o estudo da influência dos pneus não fará parte do escopo deste trabalho uma vez que todas as análises realizadas utilizam os mesmos modelos de pneus de referência, mantendo também os mesmos pneus em todas as análises experimentais. O foco do trabalho é a geometria e o elastocinematismo das suspensões do tipo Macpherson assim como as avaliações dinâmicas de veículo completo.

Referente às barras estabilizadoras, esses elementos são modelados para representar não somente o comportamento torcional mas também o flexional, conforme ilustrado na figura 4.7. A rigidez final da barra é validada a partir de testes experimentais em banco de testes. As buchas da barra são modeladas conforme medição efetuada de curva de flexibilidade de forma similar às curvas das buchas dos braços oscilantes.

Dessa forma, modelam-se também a coluna de direção utilizando as coordenadas P1, P2, P3 e P4, atribuindo os tipos de junta, assim como a relação da caixa de direção (curso por ângulo de rotação)

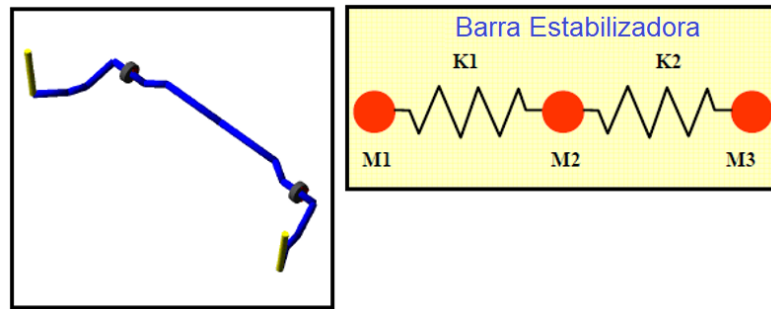


Figura 4.7: Modelamento numérico da barra estabilizadora.

e a rigidez da barra de torção e da coluna de direção (Figura 4.8). A curva de assistência da direção elétrica também é aplicada ao modelo em função da velocidade do veículo e do torque de entrada no volante, conforme ilustrado na figura 4.8. Tem-se portanto, o rendimento cinemático da geometria de direção representado incluindo as juntas universais presentes no perímetro da coluna. A figura 4.9 apresenta um mecanismo de direção completo, composto pelo volante, motor elétrico, suporte de fixação, coluna articulada, caixa de direção e tirantes de direção.

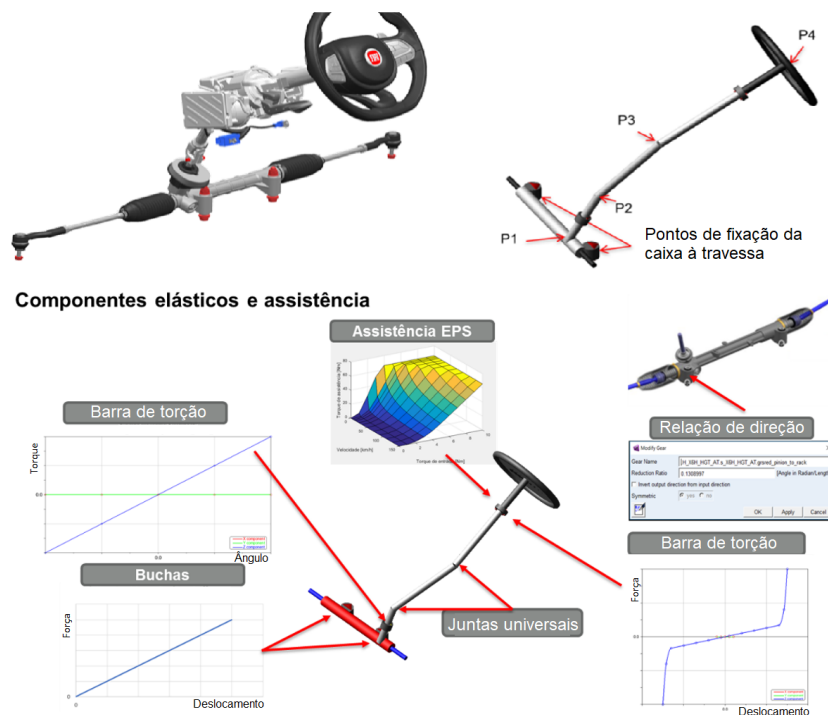


Figura 4.8: Modelamento numérico do sistema de direção.

Em relação ao motor elétrico do mecanismo de direção, entra-se no modelo Adams e no modelo parametrizado para o simulador com a curva tridimensional de torque em função da assistência em função da velocidade do veículo. Durante a calibração física do veículo define-se estes parâmetros. No caso do simulador, este possui um motor elétrico comandado pelo modelo parametrizado a qual possui a curva de assistência do veículo. É importante salientar que o motor elétrico presente no simulador é diferente do motor do veículo físico real. A figura 4.10 apresenta uma curva de assistência característica de direções

elétricas. Pode se observar que se tem uma redução da assistência com o aumento da velocidade e por consequência um aumento do torque no volante, com o objetivo de melhorar a sensação de direção e a sensação de segurança. Por outro lado em baixas velocidades para um melhor conforto do motorista se tem a assistência máxima, ZHANG et al. apresenta o fluxo de calibrações de direções elétricas e as variáveis envolvidas.



Figura 4.9: Coluna de direção completa, partes representadas no modelo multiplos corpos.

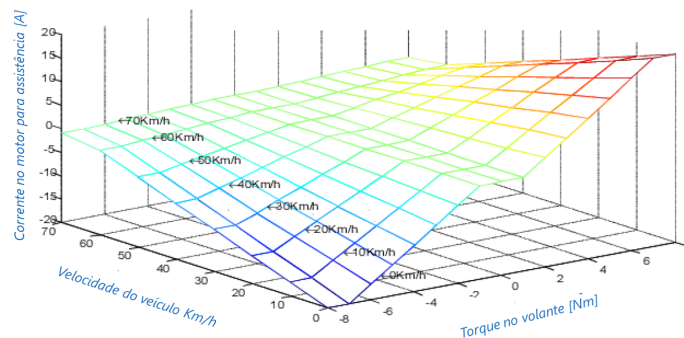


Figura 4.10: Curva de assistência típica de direções elétricas.

Em relação ao modelo de freio, aborda-se a modelagem dos mecanismos usados para aplicar um torque de frenagem agindo sobre o eixo de rotação das rodas que por consequência produz a mudança na taxa de escorregamento dos pneus e subsequente força de frenagem.

Claramente à medida que o veículo freia, há transferência de massa da parte traseira para a frente do veículo. Dado o o comportamento do pneu a mudança nas cargas verticais que atuam através dos pneus irá influenciar as forças de frenagem geradas. Assim, torna-se necessário um modelamento mínimo da distribuição de frenagem entre os eixos.

Para definição do sistemas de freio, no modelo em múltiplo-corpos entra-se com as seguintes características:

1. Repartição de frenagem entre os eixos. Para este trabalho foi considerada uma repartição fixa média.

2. Diâmetro efetivo dos discos, o qual representa o ponto de aplicação da carga de frenagem , no ponto central da pastilha A. A Figura 4.11 apresenta o diâmetro efetivo D_e e o ponto central de aplicação da força frenante F_R assim como o torque frenante B_T .
3. Curva de acionamento do pedal de freio (Pressão vs Curso do pedal)
4. Coeficiente de atrito entre pastilha e disco de freio. Neste modelo foi considerado um valor médio fixo em função de dados experimentais realizados em dinamômetro pelo fabricante. (BLUNDELL; HARTY, 2004);
5. Número de superfícies frenantes - feito na construção do modelo em cada roda.

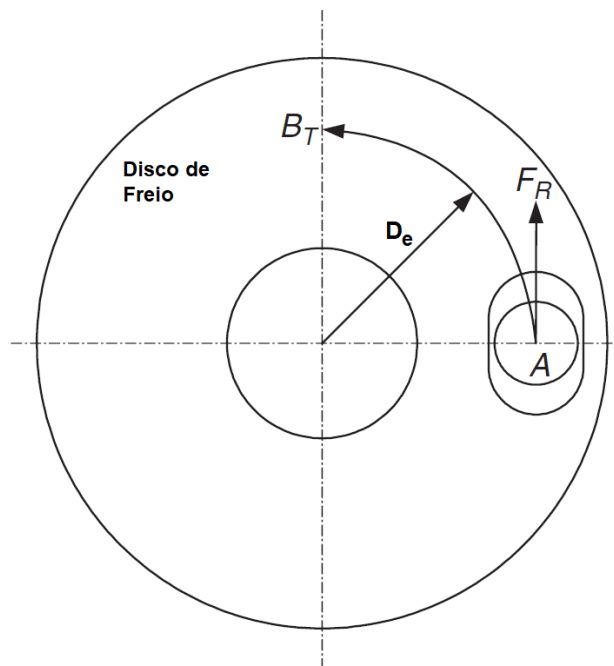


Figura 4.11: Disco de freio com representação do diâmetro efetivo D_e e o ponto central de aplicação da força frenante F_R e geração do torque frenante B_T .

Outro fator chave na modelagem do desempenho do freio é a distribuição de torques de freio entre os eixos. Durante a desaceleração, as cargas verticais sobre os eixos mudam devido a posição do CG aumentando a carga sobre os eixos dianteiros. BLUNDELL; HARTY apresenta a curva de distribuição ideal de frenagem em função da transferência de carga na desaceleração, entretanto as curvas típicas de distribuição de frenagem, apresentada por BLUNDELL; HARTY são de forma linear com duas inclinações, devido a limitações do sistema está apresentado na figura 4.12.

A figura 4.12 apresenta também em vermelho o conceito da curva presente no modelo em múltiplos corpos com apenas uma inclinação. A segunda inclinação da curva não vai influenciar nas análises numéricas uma vez que as análises propostas neste trabalho estão focadas em dinâmica lateral e com frenagens progressivas com desaceleração inferior à segunda inclinação. A performance do simulador em manobras de frenagem será discutida em detalhes no capítulo resultados.

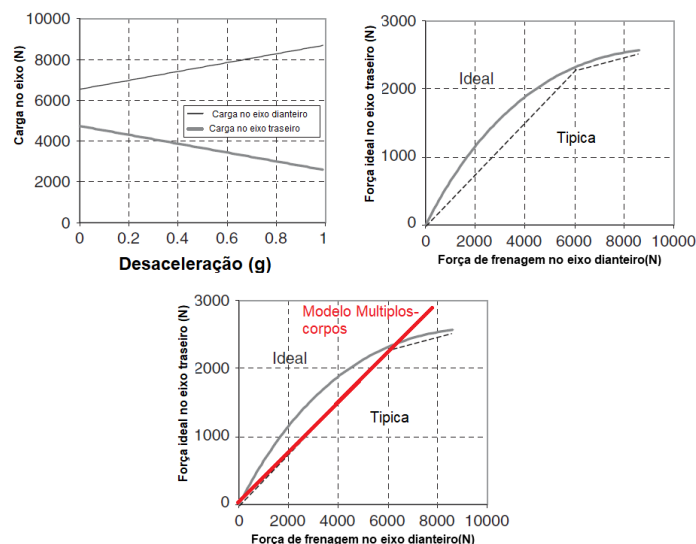


Figura 4.12: Distribuição de torque frenante entre eixos. Curva ideal e curva típica presente nos veículos (BLUNDELL; HARTY, 2004). No modelo em múltiplos corpos foi considerada a distribuição conforme conceito da curva vermelha com apenas uma inclinação.

4.3 Medição e Correlação do Elastocinematismo

Para medição do elastocinematismo do veículo experimentalmente, utilizou-se o banco SPM 5000, conforme figura 4.13, de propriedade da Stellantis, a descrição do banco de testes encontra-se em (ABDYNAMICS, 2022). As medições baseiam-se em movimentações quasi-estáticas impostas pelo equipamento, tendo como saída as variações elastocinemáticas da suspensão.



Figura 4.13: Banco de testes para levantamento das características elastocinemáticas de suspensões

Para garantia de respostas numéricas precisas dos modelos de veículo completo em múltiplos corpos é fundamental que o elastocinematismo esteja respondendo de forma correta. A primeira etapa para garantir

que a resposta do modelo em múltiplos corpos esteja adequada para a transformação no modelo a ser rodado no simulador é a correlação elastocinemática.

4.3.1 Descrição do Banco de Medição de Elastocinematismo

Na parte central do banco de medições elastocinemáticas encontra-se a mesa central móvel que é controlada nos seis graus de liberdade por seis atuadores eletromecânicos de precisão, de modo que uma combinação de movimentos verticais, rolagem, arfagem e guinada possam ser aplicados à carroceria do veículo durante os testes. Isto é, podem-se ter combinações de testes com a carroceira móvel ou fixa. A base central móvel é ilustrada na figura 4.14, com os atuadores elétricos em amarelo na parte inferior da imagem.

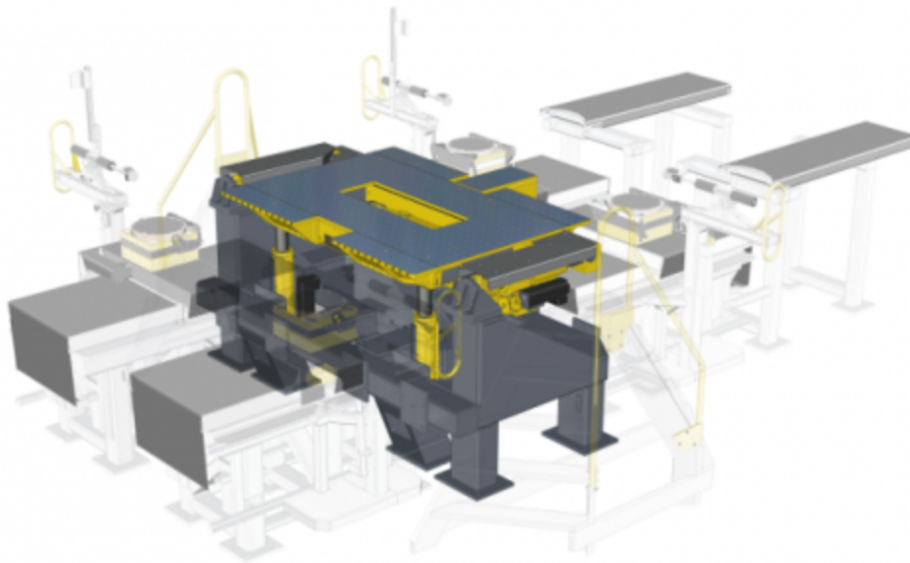


Figura 4.14: Banco de testes para levantamento das características elastocinemáticas - base central movel. (ABDYNAMICS, 2022)

O SPMM é configurado com estações nas quatro rodas, as quais aplicam forças e deslocamentos e medem as resultantes nos seis graus de liberdade. Os conjuntos de células de carga piezoelétricas abaixo de cada roda fornecem medição das 3 forças ortogonais e dos 3 momentos, enquanto o sistema de medição da posição mede a posição X, Y, Z, camber, convergência e esterçamento de cada roda isolada durante cada manobra realizada, um atuador rotacional é posicionado no volante do veículo para aplicar o esterçamento ou mesmo travar o volante. A figura 4.15 apresenta mais detalhes do banco.

ABDYNAMICS apresenta o nível de precisão do banco elastocinemático empregado, conforme descrito na tabela 4.1. Partindo o veículo completo montado no banco elastocinemático, nos tópicos seguintes serão descritas as manobras realizadas para futura comparação e correlação com modelos em múltiplos corpos.

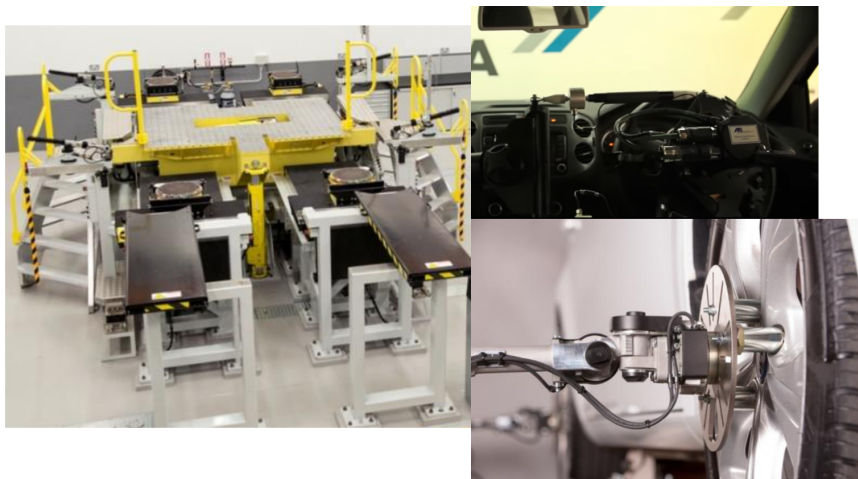


Figura 4.15: Banco de testes para levantamento das características elastocinemáticas - detalhes. (ABDY-NAMICS, 2022)

	Intervalo de controle	Precisão (0-5Hz)	Resolução
Longitudina (X) & Lateral (Y)	± 10 mm	± 0.02 mm	± 0.005 mm
Vertical (Z)	± 10 mm	± 0.02 mm	± 0.005 mm
Convergencia	$\pm 1^\circ$	$\pm 0.004^\circ$	$\pm 0.001^\circ$
Camber	$\pm 1^\circ$	$\pm 0.005^\circ$	$\pm 0.001^\circ$
Rotação da roda	$\pm 30^\circ$	$\pm 0.01^\circ$	$\pm 0.003^\circ$

	Intervalo Cabibrado	Precisão
Longitudina (X) & Lateral (Y)	± 1750 N	± 5 N
Vertical (Z)	0 - > 30000 N	± 30 N
Momento (Mz)	± 750 Nm	± 2 Nm

Tabela 4.1: Banco elastocinemático SPM 5000, características e precisão. (ABDYNAMICS, 2022)

4.3.2 Movimentação simétrica vertical

Nos próximos sub-tópicos serão apresentadas as manobras com movimentação simétrica das rodas da suspensão. Tem-se a movimentação vertical das rodas de forma simultânea e em fase, isto é, as duas rodas sobem e descem ao mesmo tempo. Serão abordadas as seguintes manobras:

- Teste de Flexibilidade Vertical a Terra;
- Variação de Convergência;
- Variação de Camber;
- Variação de Bitola;
- Variação de Passo;

4.3.2.1 Teste de Flexibilidade Vertical a Terra

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação vertical dos pratos de apoio dos pneus simultaneamente, tendo-se como saída a força de reação vertical. O prato tem liberdade de deslocamento e rotação nas outras direções. Como saída tem a curva de flexibilidade vertical com carga aplicada no contato entre pneu e solo. A figura 4.16 apresenta um exemplo da curva de saída.

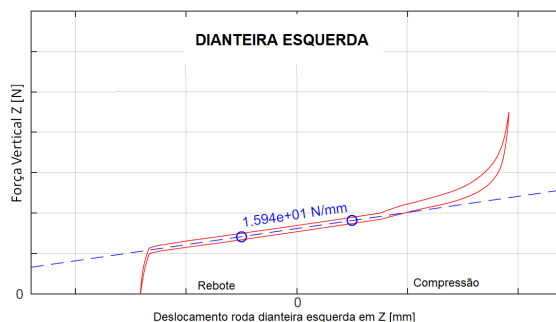


Figura 4.16: Teste de flexibilidade vertical a terra.

Nesta análise, a precisão da curva de carga versus deslocamento dos batentes e das molas são essenciais para a correlação. Em todas as análises elastocinemáticas que serão apresentadas, obviamente, a coordenada dos pontos da suspensão é de fundamental importância para a correlação.

4.3.2.2 Variação de Convergência - Movimentação Simétrica Vertical

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação vertical dos pratos de apoio dos pneus simultaneamente, tendo-se como saída o ângulo de convergência das rodas. As curvas das buchas dos braços oscilantes assim como o cinematismo dos braços de direção são essenciais para esta correlação. A figura 4.17 apresenta um exemplo da curva de variação de convergência em função do curso vertical da suspensão.

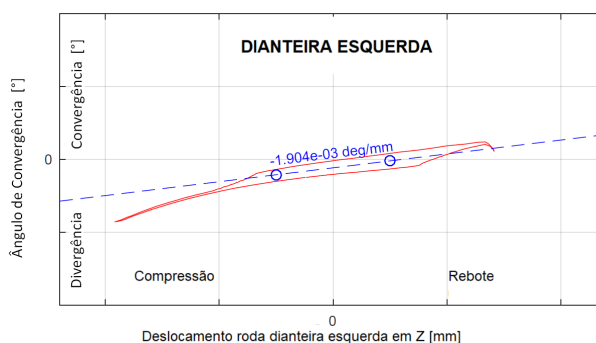


Figura 4.17: Teste de variação de convergência em função do curso vertical da suspensão.

4.3.2.3 Variação de camber - Movimentação Simétrica Vertical

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação vertical dos pratos de apoio dos pneus simultaneamente, tendo-se como saída o ângulo de camber das rodas. A figura 4.18 apresenta um exemplo da curva de variação de camber em função do curso vertical simétrico da suspensão.

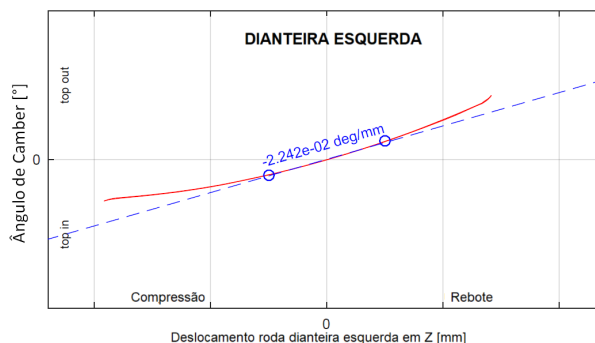


Figura 4.18: Teste de variação de camber em função do curso vertical da suspensão.

4.3.2.4 Variação de Bitola - Movimentação Simétrica Vertical

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação vertical dos pratos de apoio dos pneus simultaneamente, tendo-se como saída a posição das rodas no eixo Y, sendo portanto, a curva de variação de bitola. A figura 4.19 apresenta a comparação entre posição do centro da roda em Y e curso vertical simétrico da suspensão. Como discutido na secção anterior a variação de bitola está diretamente relacionado com a altura do centro de rolagem da suspensão, sendo, portanto, a correlação deste item fundamental para o comportamento dinâmico do veículo.

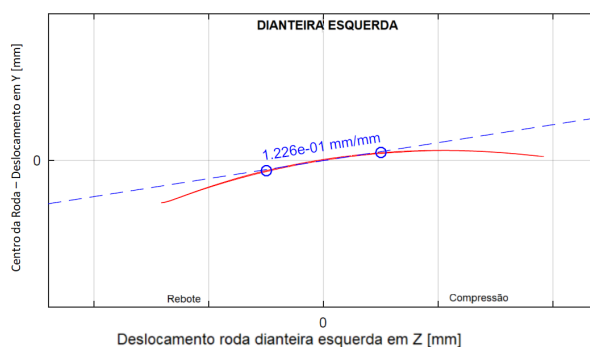


Figura 4.19: Teste de variação de bitola em função do curso vertical da suspensão.

4.3.2.5 Variação de Passo - Movimentação Simétrica Vertical

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação vertical dos pratos de apoio dos pneus simultaneamente, tendo-se como saída a posição das rodas no eixo X, sendo portanto, a curva de variação de passo. A figura 4.20 apresenta um exemplo da comparação entre posição do centro da roda em X e curso vertical simétrico da suspensão. Como discutido nas secções anteriores a variação de

passo tem correlação com o conforto longitudinal da suspensão, devido a interação da movimentação das rodas com obstáculos presentes no terreno.

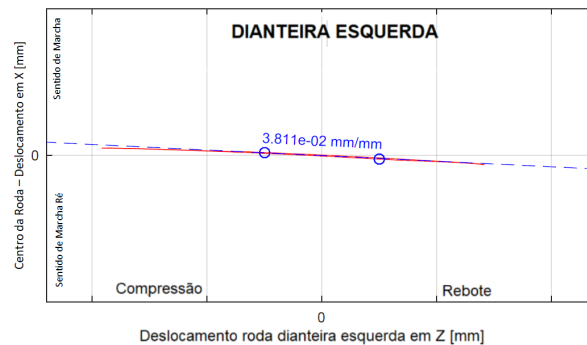


Figura 4.20: Teste de variação de passo em função do curso vertical da suspensão.

4.3.3 Movimentação Assimétrica Vertical

Para suspensões do tipo MacPherson a barra estabilizadora gera uma dependência entre as rodas. Dependendo da geometria da barra e da posição da fixação da biela nos amortecedores pode gerar um impacto significativo no cinemático. Por esta razão é fundamental a correlação da movimentação assimétrica da suspensão. Chama-se movimentação assimétrica, o deslocamento vertical oposto das rodas direita e esquerda, situação semelhante a uma manobra de curva, pois a barra estabilizadora pode gerar diferenças quando comparado à movimentação assimétrica. Faz-se, portanto, no banco K&C, a avaliação das mesmas variáveis citadas nos tópicos anteriores porém com a movimentação assimétrica dos pratos do banco elastocinemático, isto é, enquanto um prato sobe o prato da roda oposta desce, conforme manobras seguintes:

1. Flexibilidade a Terra – Movimentação assimétrica vertical
2. Variação de Convergência – Movimentação assimétrica vertical
3. Variação de Camber – Movimentação assimétrica vertical
4. Variação de Bitola – Movimentação assimétrica vertical
5. Variação de Passo – Movimentação assimétrica vertical

4.3.4 Flexibilidade Lateral

Nos próximos tópicos serão apresentadas as análises de elastocinematismo lateral, sendo também fundamental para a resposta adequada do modelo no simulador. No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação lateral do centro de cada roda de forma isolada, tendo-se como saída a força de reação lateral, para futura correlação com os modelos numéricos. A figura 4.21 apresenta um exemplo de um gráfico de flexibilidade lateral (carga lateral versus deslocamento lateral no centro da roda).

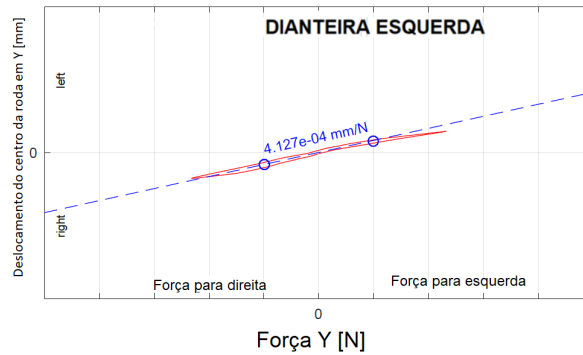


Figura 4.21: Teste de flexibilidade lateral no banco elastocinemático.

4.3.5 Variação de Convergência - Carga Lateral

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação lateral dos pratos de apoio de cada pneu individualmente, tendo como saída a convergência da respectiva roda, conforme exemplo ilustrado na figura 4.22. O prato tem liberdade de deslocamento e rotação nas outras direções. Como citado nos tópicos anteriores a convergência da roda nas manobras de curva é o resultado da soma de variação de convergência devido à posição vertical da roda e devido a carga lateral, sendo, portanto, esta correlação importante para o comportamento dinâmico no simulador.

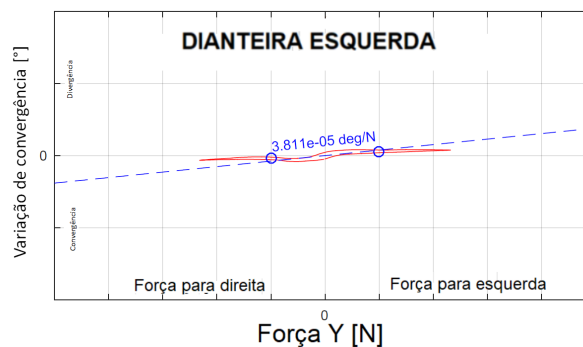


Figura 4.22: Variação de convergência com carga lateral.

4.3.6 Variação de Camber - Carga Lateral

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação lateral dos pratos de apoio de cada pneu individualmente, tendo-se como saída o ângulo de camber da respectiva roda. O prato tem liberdade de deslocamento e rotação nas outras direções. A figura 4.23 apresenta um exemplo da curva de variação de camber com carga lateral.

4.3.7 Flexibilidade Longitudinal

Para o correto trabalho do modelo numérico no simulador é fundamental a correlação do elastocinematismo longitudinal. A dinâmica longitudinal do veículo em situações de aceleração e frenagem tem relação

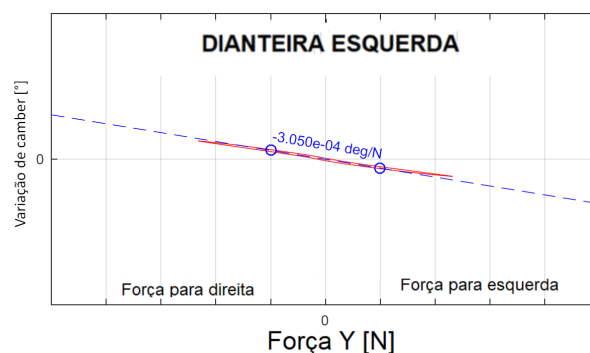


Figura 4.23: Variação de camber com carga lateral.

direta com a resposta cinemática da suspensão. Como discutido no tópico fundamentos teóricos, a dinâmica combinada: Lateral em conjunto com longitudinal também é importante, sendo, portanto, primordial a boa resposta longitudinal para o correto funcionamento no simulador. Para o levantamento da curva de flexibilidade longitudinal, realiza-se a movimentação longitudinal do centro de cada uma das rodas, de forma isolada, tendo como saída a força de reação longitudinal conforme exemplo ilustrado na figura 4.24.

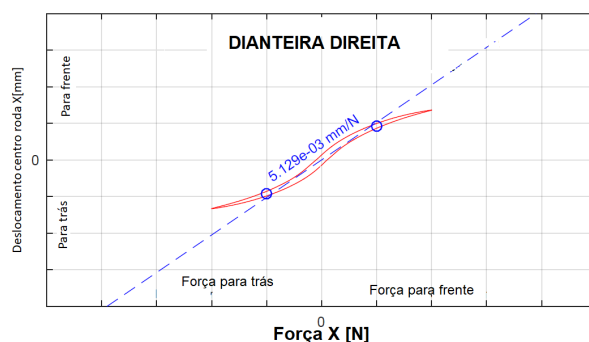


Figura 4.24: Curva de flexibilidade longitudinal.

4.3.8 Variação de Convergência - Carga Longitudinal

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação longitudinal dos pratos de apoio de cada pneu individualmente, tendo-se como saída a convergência da respectiva roda, conforme exemplo ilustrado na figura 4.25. O prato tem liberdade de deslocamento e rotação nas outras direções. Como citado nos tópicos anteriores o comportamento do veículo em condições de aceleração e frenagem depende da convergência instantânea das rodas, o qual é consequência do elastocinematismo devido a parâmetros estáticos como o braço transversal no centro da roda que influenciam na decomposição das cargas longitudinais.

4.3.9 Variação de Camber - Carga Longitudinal

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação longitudinal dos pratos de apoio de cada pneu individualmente, tendo como saída o ângulo de camber da respectiva roda. O prato

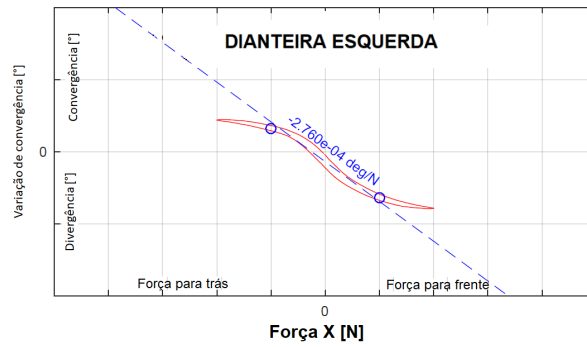


Figura 4.25: Curva de variação de convergência com carga longitudinal.

tem liberdade de deslocamento e rotação nas outras direções, conforme exemplo ilustrado na figura 4.26.

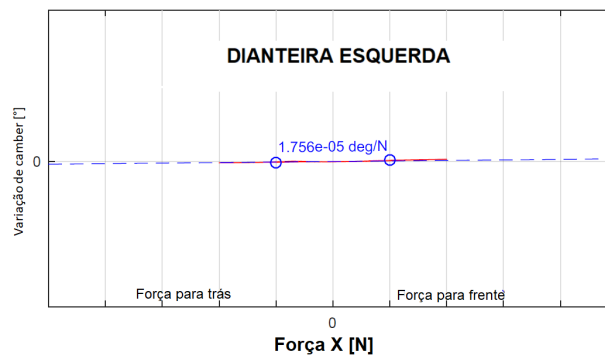


Figura 4.26: Curva de variação de camber com carga longitudinal.

4.3.10 Banco Elastocinemático - Outros Parâmetros

O banco elastocinemático traz medições geométricas importantes para realimentar o modelo numérico. As seguintes variáveis são também retiradas do banco de testes, conforme exemplos ilustrados nas imagens 4.27, 4.28 e 4.29:

1. TAU
2. Kingpin
3. Braço a terra

Estas variáveis dependem exclusivamente da conformidade geométrica dos componentes físicos. Caso não se chegue a uma correlação numérica experimental, torna-se necessário uma verificação da geometria dos componentes físicos, normalmente feito com o escaneamento das peças.

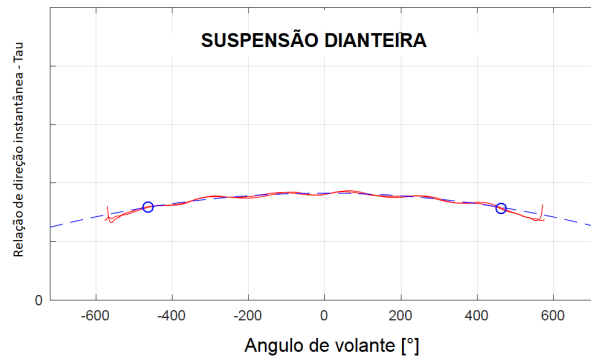


Figura 4.27: Curva de relação instantânea de direção em função do ângulo de volante.

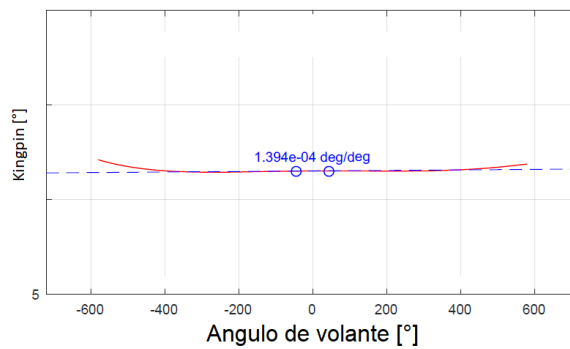


Figura 4.28: Curva de ângulo de kingpin em função do ângulo de volante.

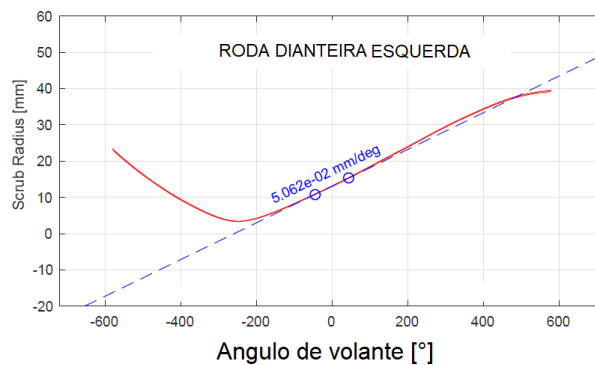


Figura 4.29: Curva de braço a terra em função do ângulo de volante.

4.4 Medição e Correlação de Manobras de *Handling*

Neste tópico serão apresentados os procedimentos e os métodos de medição assim como o procedimento para a correlação numérico-experimental. As manobras que serão utilizadas assim como as variáveis à serem correlacionadas estão mostradas na tabela abaixo:

Manobra	Variáveis Correlacionadas
Regime permanente - Steering pad	Subesterço <i>Side slip angle</i> e força lateral Ângulo de rolagem da carroceria Rigidez lateral
Senoidal	Carga no tirante da direção Subesterço Velocidade de guinada
<i>Sweep sine</i>	<i>Side slip angle</i> Subesterço Velocidade de guinada
Aceleração 0 a potência máxima	Torque motor Aceleração longitudinal Velocidade longitudinal
Golpe de frenagem	Aceleração longitudinal Velocidade longitudinal
Desaceleração em curva	Velocidade de guinada Aceleração lateral Velocidade longitudinal
Frenagem em curva	Velocidade de guinada Aceleração lateral Velocidade longitudinal

As manobras citadas abrangem as dinâmicas lateral e longitudinal combinadas, cobrindo as condições de dirigibilidade que serão avaliadas no simulador, sendo essencial para se chegar nas respostas adequadas no modelo parametrizado. Cada manobra é compilada nos modelos em múltiplos corpos com os mesmos parâmetros experimentais apresentados no tópico anterior

As manobras focadas em dinâmica lateral (*Steering pad*, *sweep sine* e senoidal) foram abordadas no capítulo fundamentos teóricos.

Propõe-se também a utilização de manobras longitudinais e longitudinais combinadas com laterais para uma correlação robusta do modelo, sendo elas:

- Aceleração 0 a potência máxima: A manobra consiste em arrancar o veículo parado com um golpe no pedal de acelerador com o curso máximo, mantendo-o acionado por cinco segundos. O Objetivo da manobra é correlacionar a curva de velocidade e aceleração / desaceleração do veículo no tempo. É fundamental no simulador que a resposta à aceleração e velocidades sejam similares ao veículo real. Considera-se no modelo múltiplos-corpos a curva de pedal de acelerador como um degrau, não sendo necessária uma correlação com o acionamento físico devido a própria inercia do motor real. Para este trabalho não será estudado o fenômeno de escorregamento de pneus no momento inicial da manobra devido à taxa de variação de torque e todas as análises objetivas e subjetivas não terão o fenômeno de deslizamento devido ao torque do motor.

- Desaceleração em curva: A manobra consiste na realização de uma curva de raio constante com velocidade estabilizada em 50km/h e aceleração lateral superior a 0.5G. Após estabilização solta-se o pé do acelerador completamente. O objetivo é avaliar o comportamento do veículo após a desaceleração em curva, neste caso somente devido à retirada do torque do motor sem acionamento dos freios. Prepõe-se avaliar o comportamento transiente do modelo em múltiplos corpos logo após a desaceleração. Para uma boa correlação as características de rigidez, amortecimento do veículo assim como os tensores de inércia precisam estar bem representado numericamente. Avalia-se aceleração lateral, velocidade longitudinal assim como velocidade de guinada do veículo.
- Golpe de frenagem: Esta manobra consiste em aplicar uma frenagem progressiva com o veículo a 100km/h até a total parada. O pedal de freio é acionado o mais rápido possível porem sem a intervenção do ABS. Avalia-se a aceleração e velocidade longitudinal do veículo. O objetivo é garantir a correlação entre os modelos numéricos e o veículo real em relação às manobras de frenagem. O foco do trabalho é utilização de frenagens progressivas com desacelerações abaixo do limite de deslizamento dos pneus sem intervenção de ABS nos veículos físicos. O objetivo principal é analisar a sensibilidade do simulador às variações de geometria, é possível realizar estas análises com frenagens com baixas desacelerações longitudinais.
- Frenagem em curva: A manobra consiste em realizar uma frenagem progressiva em uma manobra de curva de raio constante com velocidade estabilizada. A aceleração lateral após a estabilização deve ser superior a 0.5G. Com este nível de aceleração lateral torna-se possível avaliar a resposta transiente do modelo após uma frenagem com aceleração lateral. Para boa correlação desta manobra toda a resposta em frequência do modelo precisa estar bem correlacionada, parâmetros como elastocinematismo das suspensões, amortecimento de buchas e distribuição de inercias precisam estar bem caracterizados nos modelos.

4.4.1 Procedimento de medição

Os equipamentos utilizados neste trabalho são de propriedade da Stellantis, os quais fornecem as saídas necessárias para a correlação dos modelos numéricos. Como sistema de aquisição de dados foi utilizado o DEWETRON 2010 que se trata de um sistema portátil capaz de coletar dados de até 16 canais com isolamento e até 256 canais utilizando placas de expansão. BITENCOURT em seu trabalho de mestrado cita algumas características técnicas deste dispositivo, em especial as altas faixas de temperatura e umidade de trabalho, podendo ser utilizado em praticamente qualquer situação climática, e as amplitudes de trabalho compatíveis com aquisições de *handling*. Este equipamento cumpre com os requisitos da norma ISO 15037-1, conforme citado no capítulo fundamentos teóricos.

Para realização de medições de velocidade translacionais e consequente determinação do *side slip angle* do veículo, utiliza-se o sensor ótico Correvit S-350. BITENCOURT descreve o funcionamento do equipamento o qual é instalado de forma a apontar uma fonte de alta intensidade para iluminar a superfície de medição, no caso o solo, possibilitando aos componentes óticos do sensor a varredura da microestrutura da superfície. Através de um processamento eletrônico do sinal ótico, o sistema utiliza filtros para determinar a frequência central do sinal. Uma vez calculada a frequência central, é possível realizar a contagem

confiável dos períodos no sinal, o que revela a distância percorrida pelo sensor na superfície de observação. As especificações técnicas do sensor ótico estão em (Kistler,).

Também foi utilizado um volante especial acoplado a um sensor capaz de medir o ângulo de esterçamento e torque imposto pelo piloto equipado com um adaptador para conexão ao eixo do volante. Utilizou-se para este trabalho o modelo Datron MSW / S conforme descrito em (Datron,) e imagem 4.30.



Figura 4.30: Equipamento para medição de ângulo e velocidade angular no volante

O terceiro equipamento de medição é composto pelos acelerômetros inerciais capazes de medir as acelerações laterais e longitudinais e as velocidades angulares de guinada e rolagem. Através da combinação das respostas de acelerações e velocidades são obtidos também os ângulos de rolagem e arfagem da carroceria. O giroscópio utilizado para este trabalho foi o modelo OXTS RT30000, conforme prescrições técnicas contidas em (OXTS,) e ilustrado na figura 4.31 .



Figura 4.31: Sensor inercial para medições das velocidades angulares do veículo.

Os três equipamentos serão conectados ao DEWETRON e seus sinais de saída podem ser utilizados no cálculo de outras medidas. Na sua dissertação de mestrado BITENCOURT apresenta o diagrama da montagem dos equipamentos conforme ilustrado na figura 4.32.

Por fim, para precisão na realização das manobras senoidais adotou-se um robô acoplado à direção. Para este trabalho foi utilizado o robô do fornecedor ABDynamics modelo SR60 Torus, conforme detalhado em (abddynamics,). A figura 4.33 apresenta o robô em questão.

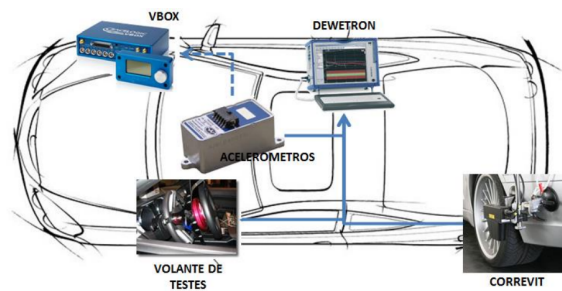


Figura 4.32: Cadeia de aquisição de dados de *handling* de acordo com (BITENCOURT, 2016).



Figura 4.33: Robô acoplado a direção para acionamento do volante. (abdynamics,)

4.4.2 Correlação Numérico Experimental

A partir dos resultados experimentais e com os modelos numéricos em múltiplos corpos com elastocinematismo correlacionado, torna-se possível a correlação das manobras de *handling*. Neste ponto, o modelo responde de forma coerente quanto ao cinematismo da suspensão em resposta a deslocamentos e cargas quasi-estáticas. Todas as características geométricas como passo, bitola, altura de CG e de distribuição de peso entre os eixos também estão totalmente correlacionadas. Para correlação de *handling*, realizam-se as comparações das respostas das manobras em regime permanente e transiente, conforme citado na introdução deste capítulo.

As curvas dos amortecedores assim como as de amortecimento das buchas, coxins e do sistema de direção também são verificadas e se necessárias ajustadas na correlação de *handling*. As análises de resposta em frequência e de *step steering* são essenciais para se correlacionar as frequências naturais e amortecimentos do veículo. Em relação ao sistema de direção, são verificados e ajustados, se necessário, as cargas de reversibilidade da caixa, assim como a rigidez da barra de torção da coluna de direção. As variáveis a serem correlacionadas foram abordadas no tópico dinâmica veicular deste trabalho.

A etapa de correlação de *handling* é importante para adequação dos modelos de pneus que, conforme citado anteriormente, não será abordado neste trabalho. Todas as atividades de desenvolvimento do modelo numérico dos pneus assim como sua correlação foi desenvolvida em conjunto com o fornecedor Pirelli®.

4.5 Modelo Numérico em Tempo Real

O VI-CarRealTime (VI-CRT) é um *software* capaz de modelar e simular um veículo completo através de um modelo simplificado (VIGRADE, 2023).

A ferramenta parametriza os graus de liberdade do modelo do veículo reduzindo a complexidade do modelo em relação aos métodos numéricos de múltiplos corpos. Internamente no software o sistema do veículo é composto pelos seguintes subsistemas: suspensão dianteira, suspensão traseira, direção, carroceria, motopropulsor, freios, rodas dianteiras e traseiras com pneus. Cada qual com sua parametrização.

O comportamento das suspensões e dos subsistemas de direção é descrito por matrizes, enquanto outros subsistemas do veículo (como *powertrain* e freios) podem ser parametrizados pelo usuário e são descritos usando equações algébricas simples mapas de parametrização. O modelo de veículo simplificado usado no VI-CarRealTime pode ser compilado em tempo real e possibilita análises como *Hardware-in-the-Loop* (HiL), *Software-in-the-Loop* (SiL) e, mais importante para esta tese, *Driver-in-the-Loop* (DiL).

4.5.1 Conversão e Comparação Adams Vs Modelo em tempo real

Para garantir que modelo paramétrico VI-CRT esteja fidedigno respondendo de forma similar com o modelo em múltiplos-corpos, uma verificação das respostas do modelo torna-se necessária. Analisam-se as manobras em regime permanente e transiente. Para a conversão e validação do modelo podem ser necessários ciclos de preparação e checagem das respostas conforme o fluxo ilustrado na figura 4.34

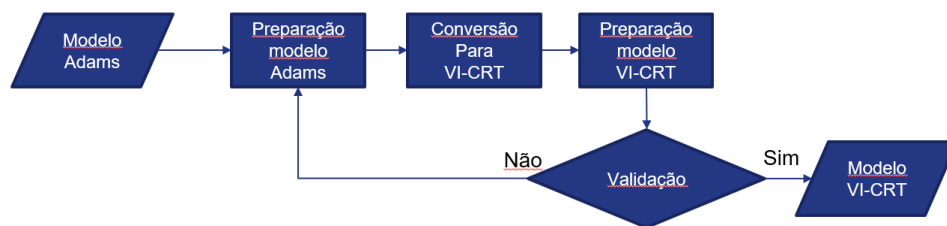


Figura 4.34: Fluxo para conversão e validação dos modelos numéricos - De Múltiplos corpos Adams para modelo parametrizado VI-CRT

Para o processo de conversão, um *plugin* do *software* VI-CRT é instalado no Adams; é necessário ainda um processo de checagem e adequação do modelo em múltiplos corpos para garantir o sucesso no processo de conversão. As seguintes características devem ser checadas para a conversão:

1. Certificar que a distribuição de peso, altura de centro de gravidade e posição das suspensões estão nas condições de veículo vazio (Sem carga e sem passageiros).
2. Considerar modelo básico de direção. O modelo de direção complexo é inserido diretamente no VI-CRT após a conversão.
3. Certificar que as curvas de todas as buchas, coxins e batentes estão com o fim de curso definido, isto é, a inclinação da curva é tal que tem-se acréscimo de carga sem delta deslocamento.

Acionando o *plugin* supracitado para executar a conversão, uma série de simulações será executada para gerar os dados necessários para o modelo VI-CRT. Todos os subsistemas VI-CRT serão gerados. É necessário certificar os sistemas de coordenadas entre VI-CRT e Adams para correlacionar as manobras de forma correta.

4.6 Simulador de Dinâmica Veicular

O simulador selecionado para este trabalho foi o DIM-150 fornecido pela parceria entre as empresas VI-Grade e Saginomyia. Conforme descrito no tópico 2.2.5, trata-se de simulador que possui um mecanismo de Stewart montado sobre uma base metálica de baixo atrito deslizante, conforme ilustrado na figura 2.13. Este simulador, que ocupa uma área de 225 m² na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais (Fig. 4.36), é baseado em um conceito compacto que consiste em uma combinação de atuadores servo-elétricos que comandam o *hexapod* juntamente com o sistema flutuante que promove a translação da carroceria do veículo suspenso, com mostrado na figura 4.35. Devido ao baixo peso, o conjunto permite atingir acelerações e frequências adequadas para representar as sensações de direção. A tabela 4.2 apresenta as características e especificações da plataforma DIM-150. Como respostas dinâmicas, a plataforma atende às exigências para análise de *handling*, tendo acelerações máximas na direção X e Y de 25m/s², conforme características apresentadas. Os deslocamentos e ângulo de *YAW* máximos também são apresentados na tabela.

	DIM-150
Aceleração Máxima X e Y	25m/s ²
Aceleração Máxima Z	35m/s ²
Frequência Máxima	30Hz
Curso Máximo X,Y	±0.75m
Curso Máximo Z	±0.28m
Curso Máximo YAW	±25°
Capacidade de carga da plataforma	500Kg
Tensão de trabalho	AC400C, 3 Phase
Fonte de ar comprimido	0.8MPa

Tabela 4.2: Especificações do simulador de direção DIM-150.

O primeiro passo para a realização de análises comparativas no simulador começa na pista real, onde o piloto pode ter contato com veículo de referência e realiza análises subjetivas de forma similar às que fará no simulador, de maneira a poder correlacionar subjetivamente o comportamento do veículo físico com o simulador. Após a conversão e correlação do modelo, este pode ser transferido para o simulador. Já em ambiente de simulação, o segundo passo é configurar a posição do piloto relativa aos centros de rolagem do cockpit de forma que essa distância seja equivalente a do modelo e por consequência do veículo real.

O terceiro passo no simulador consiste em, se necessário, realizar uma calibração nos sistemas de direção e freio de forma que subjetivamente não atrapalhem no processo de avaliação. Estes dois sistemas contém partes hidráulicas e eletrônicas que, no simulador em questão, não correspondem exatamente ao *feedback* do veículo físico; Logo, essa calibração é feita de maneira que a percepção de carga no volante e no pedal de freio sejam próximas às do veículo em avaliação. Este ajuste, se necessário, é feito com a

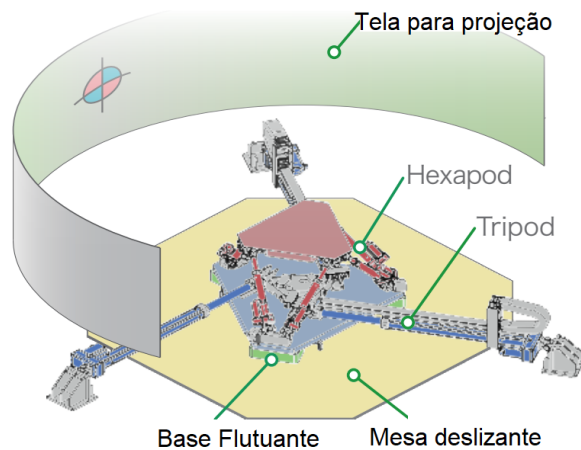


Figura 4.35: Simulador DIM150 - Esquema dos componentes da plataforma.

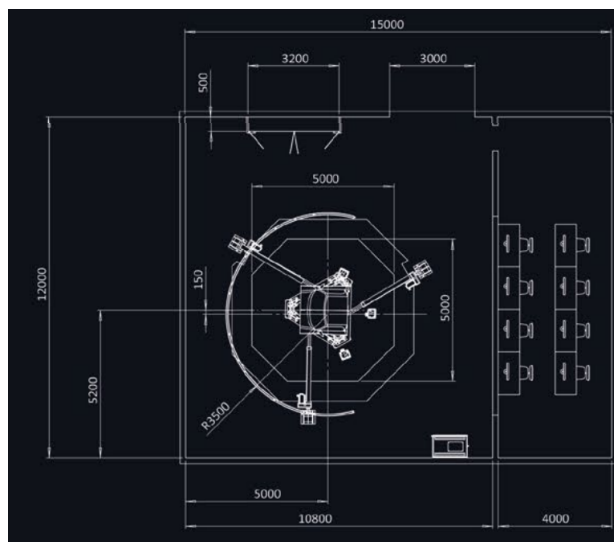


Figura 4.36: Simulador DIM150 - Instalação na Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais.

orientação do piloto ajustando os ganhos das variáveis de direção e de freio.

O quarto passo consiste na realização de algumas manobras de verificação do comportamento do veículo similares às que fez em pista, correlacionando subjetivamente com as movimentações do *cockpit* no simulador. É utilizado o algoritmo de *motion cueing* que tem objetivo de adaptar ao envelope de movimento do simulador os movimentos reais do veículo em pista e esse algoritmo possui alguns parâmetros que podem ser escalonados de acordo com a adaptação do piloto ao modelo. Os ganhos de *motion cueing* são ajustados apenas para a correlação sensorial inicial, para as avaliações sucessivas de geometria de suspensão mantém-se os os ajustes.

Por fim, o piloto explora algumas manobras que possam estar fora dos envelopes de caracterização do modelo, especialmente relativo aos pneus onde alguns problemas numéricos podem ser evidenciados e, em alguns casos particulares, esses modelos são revisitados a fim de eliminar esses problemas.

Realizados esses passos, o modelo está pronto para servir de referência para as outras análises onde pa-

râmetros do veículo serão alterados. A avaliação é feita de forma comparativa e evidenciando as diferenças de comportamento. Para avaliação subjetiva no simulador propõe-se, realização das seguintes manobras:

1. *Steering Pad*
2. Mudança de faixa
3. Manobra de 0 a 100
4. Giro Cego em pista.

O giro cego em pista é a realização de diversas voltas em duas pistas que a Stellantis possui digitalizadas:

1. Autódromo de Hockenheim - Alemanha
2. Autódromo dos Cristais - Brasil

Ambos os circuitos apresentam curva com diversas acelerações laterais assim como diversas condições de dinâmica lateral e longitudinal, conforme traçados ilustrados nas figuras 4.37 e 4.38

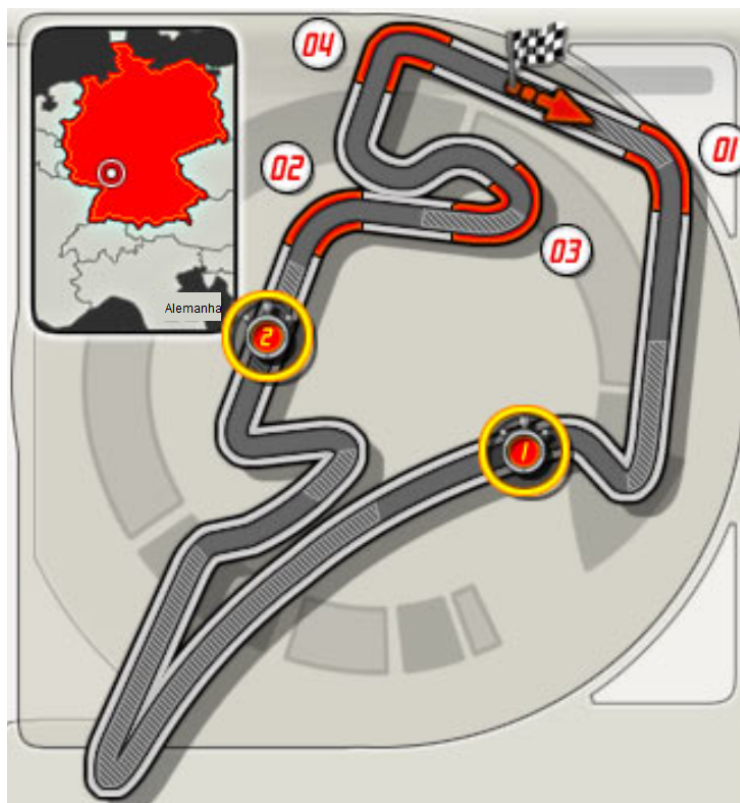


Figura 4.37: Circuito de Hockenheim na Alemanha. Pista digitalizada para análise subjetiva no simulador.



Figura 4.38: Circuito dos cristais na cidade de Curvelo em Minas Gerais. Pista digitalizada para análise subjetiva no simulador.

O piloto de testes, neste ponto do trabalho, realizou todas as análises subjetivas deste trabalho. Para garantir que o modelo em tempo real seja executado no simulador representa de forma fidedigna o veículo físico, o piloto avaliou o veículo físico em várias seções de testes no autódromo dos cristais. Foram realizadas ainda manobras de mudança de faixa assim como rodagens por vias públicas. Após todos esses procedimentos, foram avaliadas mais de 100 horas no simulador com o modelo original com objetivo de correlacionar as sensações e qualificar o modelo. Com o modelo numérico em tempo real no simulador respondendo de forma similar ao modelo físico, pode-se iniciar a fase de variações de parâmetros da suspensão dianteira para confirmar que o piloto pode perceber no simulador diferenças nas sensações de direção em função das alterações nas atitudes do veículo devido às novas geometrias.

4.7 Análise de sensibilidade dos parâmetros cinemáticos

Para criação do fluxo de trabalho usando o simulador de dinâmica veicular, propõe-se uma variação dos parâmetros de geometria de suspensão e direção analisando a sensibilidade na avaliação subjetiva. Neste sentido, foram criadas variáveis da geometria do veículo original e com realização de análises subjetivas e numéricas no simulador. Para contribuir com a qualidade dos resultados, foram montados veículos físicos utilizando três geometrias distintas, possibilitando a avaliação numérica, subjetiva no simulador e subjetiva no veículo físico. Ao final, torna-se possível realizar a comparação dos métodos tradicionais de análise numérica versus análise de sensações no simulador versus análise de sensações em veículo real, dentre as três geometrias utilizadas. A tabela 4.39 apresenta todas as variáveis de geometria avaliadas no simulador e em veículos físicos, sendo a geometria 0 o veículo comercial original sem alterações.

Variável	Nome da Geometria	Valor	Avaliação no simulador	Avaliação no Veículo Físico
Convergência Estática [°]	Geometria 0	0	Sim	Sim
	Geometria 1	5	Sim	Sim
	Geometria 2	-5	Sim	
Camber Estático [°]	Geometria 0	-1,08	Sim	Sim
	Geometria 3	0,00	Sim	
	Geometria 4	-2,00	Sim	
Caster [°]	Geometria 0	5,00	Sim	Sim
	Geometria 5	0,00	Sim	
	Geometria 6	10,00	Sim	
Hcr - Altura do Centro de Rolagem [°]	Geometria 0	70,00	Sim	
	Geometria 7	0,00	Sim	
	Geometria 8	200,00	Sim	
TAU	Geometria 0	15,70	Sim	Sim
	Geometria 9	13,00	Sim	
	Geometria 10	18,00	Sim	Sim
Ackerman [%]	Geometria 0	27,00	Sim	Sim
	Geometria 11	15,00	Sim	
	Geometria 12	50,00	Sim	
Braço a Terra [mm]	Geometria 0	6,00	Sim	Sim
	Geometria 13	0,00	Sim	
	Geometria 14	-20,00	Sim	

Figura 4.39: Variáveis de geometria avaliadas: no simulador, análises numéricas e veículos físicos.

Capítulo 5

Resultados

5.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentados resultados numéricos, experimentais assim como as avaliações de direção no simulador. Conforme apresentado na figura 4.1, serão abordados os seguintes resultados:

1. Resultados numéricos de elastocinematismo e correlação numérico experimental;
2. Medições experimentais de manobras de *handling*;
3. Resultados Numéricos de manobras de *handling* e correlação numérico experimental;
4. Resultados numéricos de modelo parametrizado em tempo real e comparação entre modelos parametrizados e modelos em múltiplos corpos;
5. Análises subjetivas no simulador;

5.2 Medição e correlação numérico-experimental de elastocinematismo

Nesta etapa aborda-se a correlação do elastocinematismo do modelo desenvolvido no *software* Adams para futura aplicação do modelo no simulador. O fluxo apresentado na figura 5.1 destaca as etapas do processo que serão apresentadas neste tópico.

Realizou-se a caracterização no banco elastocinematico do veículo físico assim como as respectivas análises quasi-estáticas no *software* Adams. As curvas que serão ilustradas nos próximos tópicos apresentam o melhor compromisso atingido entre todas as correlações, isto é, conforme descrito nos tópicos anteriores após todas as caracterizações físicas e discretização nos modelos numéricos e ajustes de parâmetros, chegou-se a este nível de correlação. Foram necessários alguns giros de análises de *handling* e elastocinematismo para se chegar nos resultados apresentados, considerado este procedimento satisfatório uma vez que representam todas as tendencias apresentadas nas caracterizações físicas.

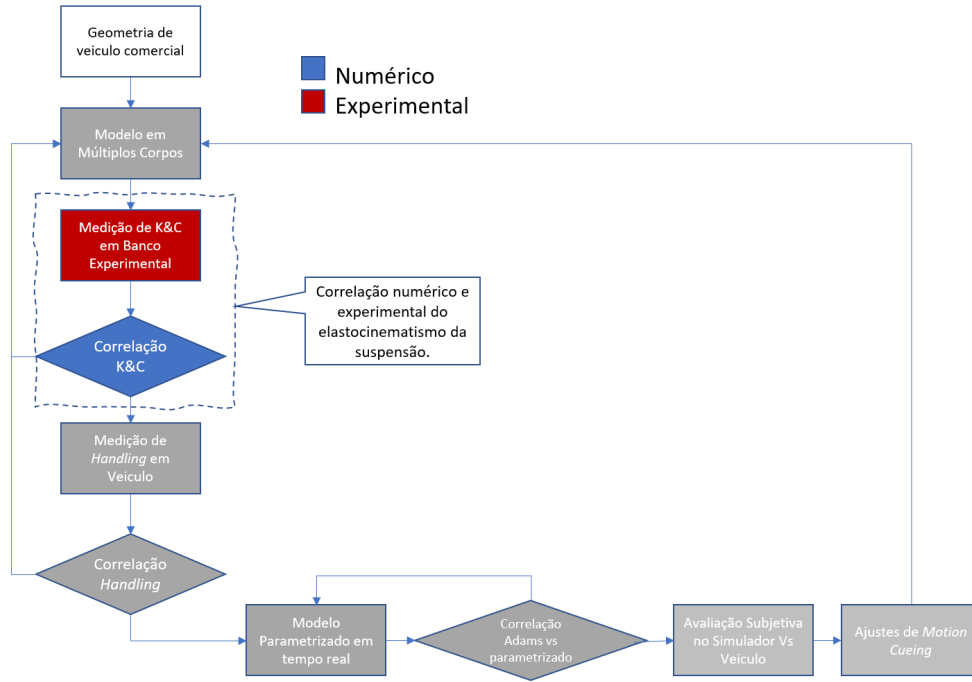


Figura 5.1: Etapa de correlação numérico x experimental do elastocinematismo.

5.2.1 Métrica de Correlação - Coeficiente de Determinação

Para se chegar ao nível de aprovação para as correlações é fundamental que a forma e tendencia das curvas estejam similares, isto é o fenômeno físico foi reproduzido pelo modelo numérico e o comportamento dinâmico será transportado ao simulador.

Para quantificar o nível de correlação entre as curvas experimentais e numéricas foi utilizado o coeficiente de determinação R^2 , a qual é uma medida estatística usada para avaliar o nível do ajuste de um modelo em relação aos dados observados. Ela quantifica a proporção da variação total de uma variável dependente em relação à variação da variável independente através do modelo de regressão utilizado.

O coeficiente de determinação R^2 é uma ferramenta para quantificar o quanto um modelo de regressão explica a variabilidade dos dados, mas deve ser interpretado em conjunto com outras métricas e análises para garantir a robustez e a validade do modelo. O R^2 é o quadrado do coeficiente de correlação entre os valores observados, no caso experimentais e os valores preditos pelos modelo numéricos. Assim, o R^2 é definido como sendo:

$$R^2 = 1 - \frac{SSR}{SST} \quad (5.1)$$

onde SSR (Soma dos Quadrados dos Resíduos) denota a soma das diferenças ao quadrado entre os valores observados (y_i) e os valores preditos ($\hat{y}_i$) pelo modelo e SST (Soma Total dos Quadrados) é a soma das diferenças ao quadrado entre os valores observados (y_i) e a média dos valores observados ($\bar{y}_i$). Dessa forma, SSR e SST podem ser formalizados:

$$SSR = \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad ; \quad SST = \sum_{i=1}^N (y_i - \bar{y}_i)^2 \quad (5.2)$$

onde N representa o número de amostras. Quando tem-se um R^2 próximo de 1 indica um bom ajuste do modelo, significando que uma grande proporção da variabilidade nos dados é corretamente representada no modelo numérico. Considerou-se para este trabalho um R^2 mínimo de 0.8 uma vez que esta faixa de valor representa um forte índice de correlação, conforme comentado por MONTGOMERY; RUNGER. Valores fora desta faixa serão comentados e discutidos no texto. Os valores de R^2 serão apresentados nos próprios gráficos nos próximos tópicos

5.2.2 Elastocinematismo - Movimentação simétrica. Correlação numérico - experimental

Nos próximos subtópicos serão apresentadas as correlações relativas às movimentações verticais das suspensões, conforme explicado no tópico fundamentos teóricos deste trabalho.

5.2.2.1 Flexibilidade Vertical a Terra.

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação vertical dos pratos de apoio dos pneus simultaneamente, tendo-se como saída a força de reação. O prato tem liberdade de deslocamento e rotação nas outras direções. Faz-se a mesma análise no subsistema de suspensão obtido no *software* Adams. A figura 5.2 apresenta os resultados numérico e experimental das quatro rodas do veículo. Pode-se observar nas curvas experimentais em azul uma histerese devido aos elementos elásticos das suspensões, outras curvas experimentais apresentarão o mesmo comportamento. Importante notar ainda um um comportamento similar entre as curvas numéricas e experimentais nas regiões lineares e não lineares.

O início da não linearidade no curso positivo da suspensão representa a entrada em ação dos batentes da suspensão, isto é o contato físico entre a suspensão (Nos amortecedores no caso de *Macpherson*) e batente. O modelo numérico representou a entrada e ações dos batentes de forma similar ao veículo físico. Para manobras de *handling* a boa correlação desta não linearidade é fundamental para a correta transferência de carga no movimento de rolagem do veículo.

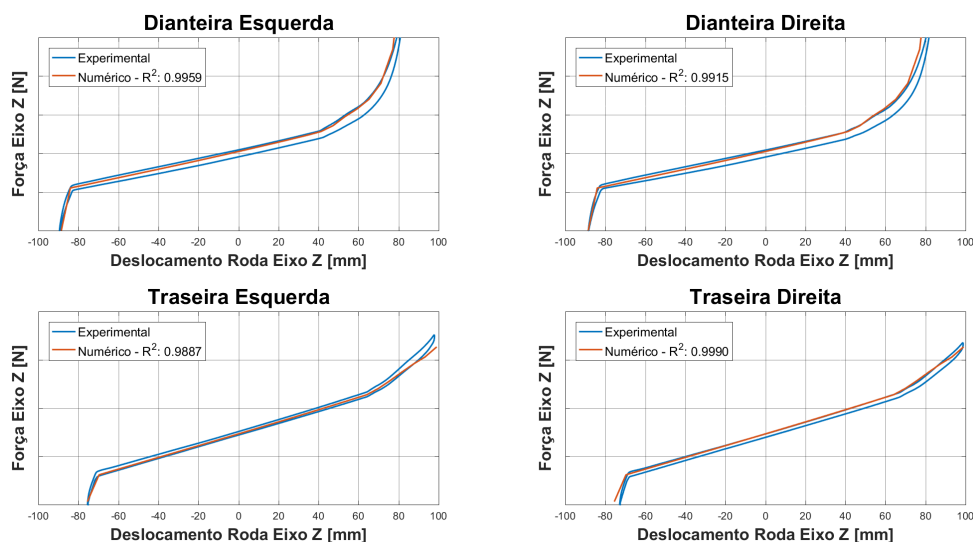


Figura 5.2: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Flexibilidade vertical a terra.

5.2.2.2 Variação de Convergência

A figura 5.3 apresenta os resultados numéricos e experimentais das quatro rodas do veículo da variação de convergência em função do curso vertical da suspensão. Pode-se observar uma ligeira diferença entre os lados principalmente na suspensão dianteira. Sabendo que as não linearidades no veículo físico são normais, a correlação se mostrou adequada devido a grande semelhança no comportamento de convergência e apresentou valores de R^2 acima de 0,9 demonstrando a robustez da correlação. Pode-se observar ainda que existe uma tendência de valores negativos de convergência com o movimento de compressão da suspensão. Conforme comentado nos tópicos anteriores, este comportamento contribui para o controle do subesterço.

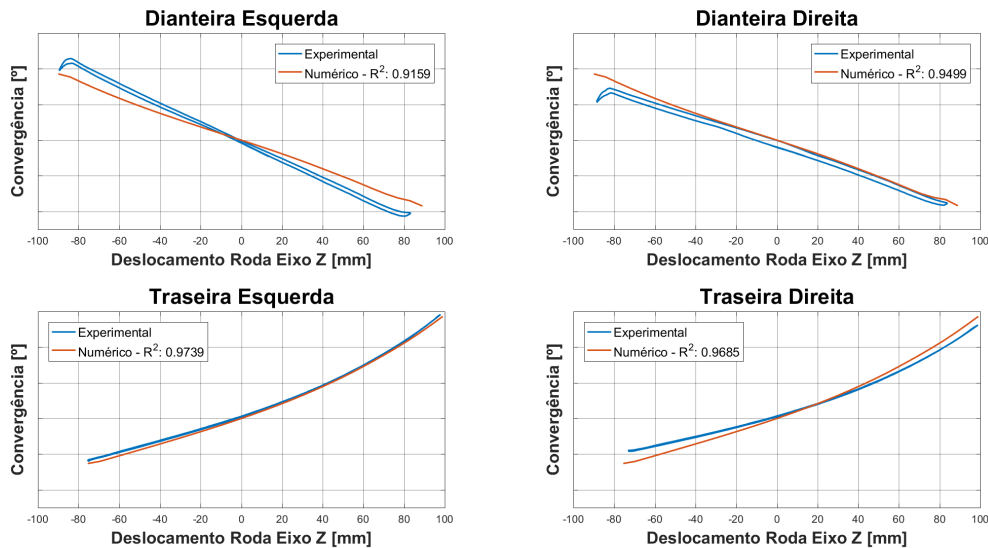


Figura 5.3: Correlação numérico versus experimental do elastocinematismo - Variação de convergência em movimento simétrico vertical.

5.2.2.3 Variação de camber

A figura 5.4 apresenta os resultados numéricos e experimentais das quatro rodas do veículo da variação de camber em função do curso vertical da suspensão. Pode se observar que existe uma tendência de valores negativos de camber com o movimento de compressão da suspensão. Conforme comentado nos tópicos anteriores este comportamento contribui para a otimização do comportamento dinâmico melhorando respostas como K_{β} , por exemplo. Os resultados numéricos apresentam-se com o mesmo comportamento dos dados físicos medidos.

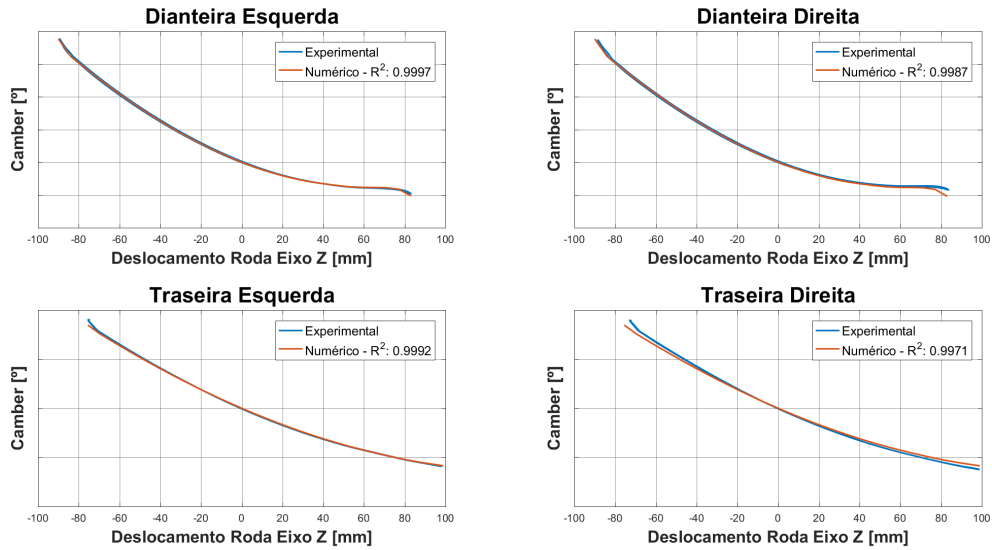


Figura 5.4: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de camber em movimento simétrico vertical.

5.2.2.4 Variação de Bitola

A figura 5.5 apresenta a comparação entre posição do centro da roda em Y e curso vertical simétrico da suspensão. Como discutido na secção anterior a variação de bitola está diretamente relacionado com a altura do centro de rolagem da suspensão, sendo, portanto, a correlação deste item fundamental para o comportamento dinâmico do veículo. Podem-se observar um comportamento similar entre as curvas numéricas e experimentais nas regiões lineares e não lineares. Considera-se, portanto, o modelo numérico correlacionado para esta manobra.

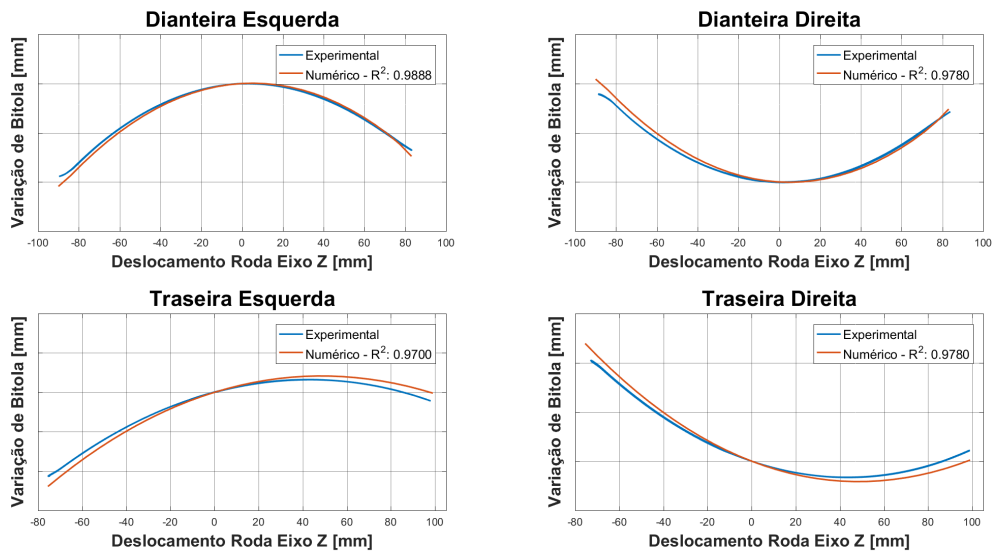


Figura 5.5: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de bitola em movimento simétrico vertical.

5.2.2.5 Variação de passo

A figura 5.6 apresenta a comparação entre posição do centro da roda em X e curso vertical simétrico da suspensão. Como discutido nas secções anteriores a variação de passo tem correlação com o conforto longitudinal da suspensão, devido a interação da movimentação das rodas com obstáculos presentes no terreno. Pode se observar um comportamento similar entre as curvas numéricas e experimentais nas regiões lineares e não lineares. Considera-se, portanto, o modelo numérico correlacionado para esta manobra.

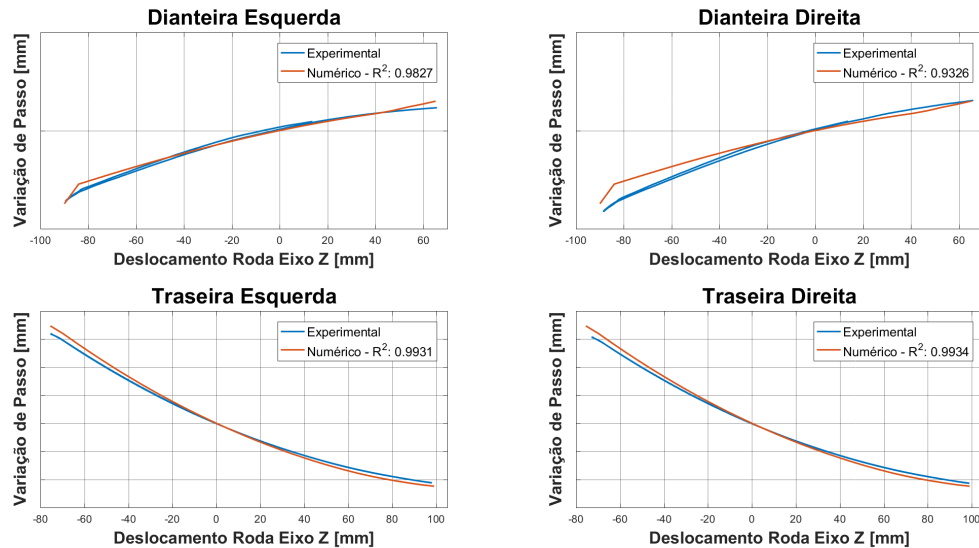


Figura 5.6: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de passo em movimento simétrico vertical.

5.2.3 Movimentação vertical assimétrica. Correlações de elastocinematismo numérico vs experimental.

De forma similar ao apresentado nos tópicos anteriores, realizou-se também a correlação com a movimentação assimétrica das rodas, isto é, movimentando as rodas na direção vertical oposta ao mesmo tempo. Em manobras de curvas as suspensões apresentam movimentação vertical assimétrica das rodas (compressão das rodas internas e rebote das rodas externas), por isso a importância desta correlação. As figuras abaixo apresentam a flexibilidade vertical, variação de convergência, variação de camber, variação de bitola e de passo na movimentação vertical assimétrica das rodas.

Devido a limitação de carga do banco elastocinemático apenas a faixa linear de carregamentos é correlacionável. Assim como nas curvas de movimentação simétrica, pode se observar que todas as curvas numéricas possuem tendências similares às curvas extraídas experimentalmente com R^2 acima de 0,9, considerando, portanto, como adequadas para utilização no simulador.

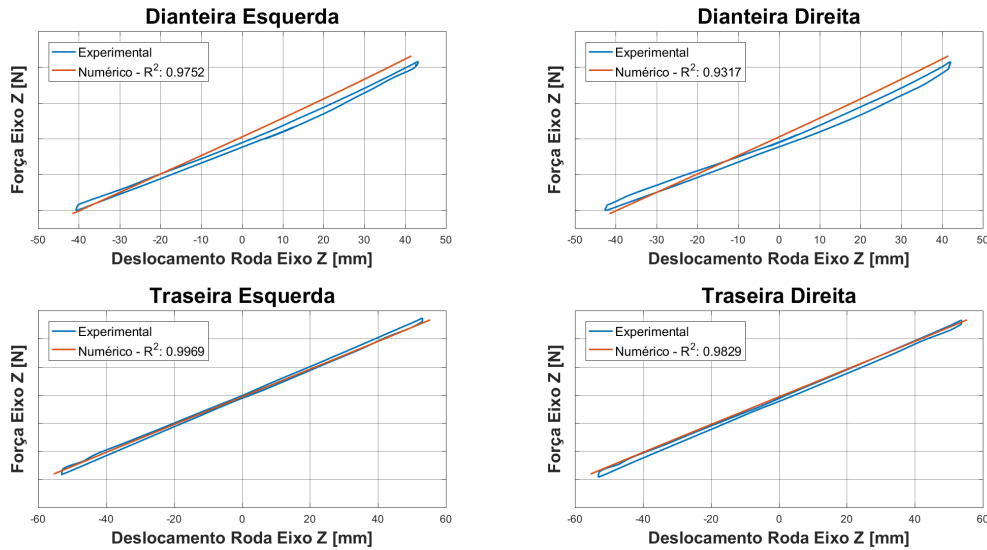


Figura 5.7: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Flexibilidade vertical em movimento assimétrico vertical.

A figura 5.8 mostra a variação de convergência com a movimentação assimétrica da suspensão. Observou-se assimetria dos dados experimentais na suspensão dianteira. Tal comportamento é normal devido a quantidade de não linearidades e histerese presentes em um veículo físico fixado ao banco de testes. O R^2 do lado esquerdo ficou superior a 0,8 e a tendência das curvas está similar, considerou-se, portanto, correlacionada a suspensão dianteira. Da mesma forma pode se observar a assimetria dos dados de convergência na suspensão traseira, porém, em ambos os lados o valor de R^2 está superior a 0,8, apresentando, portanto, uma boa correlação.

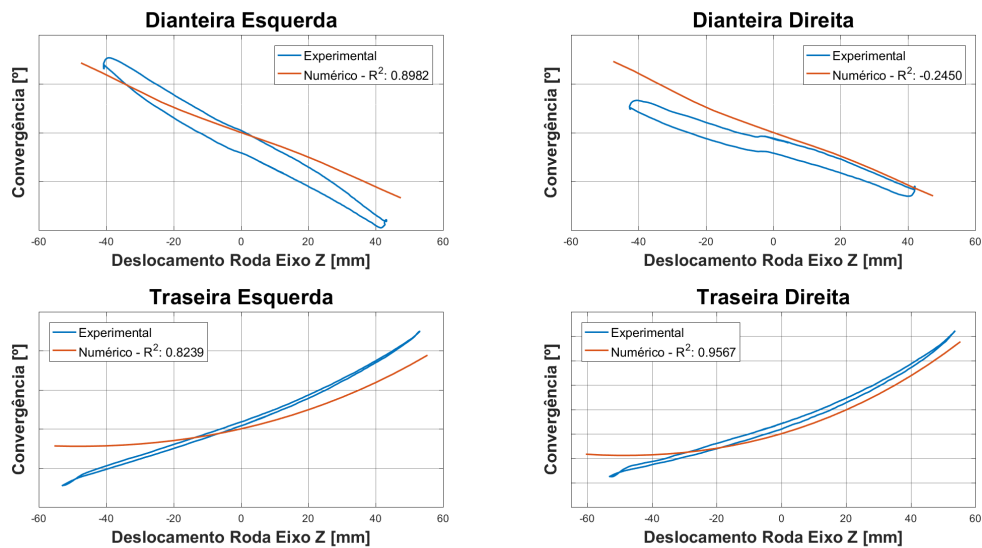


Figura 5.8: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de convergência em movimento assimétrico vertical.

Esta curva de variação de convergência tem impacto direto nas curvas de subesterço que serão abordadas nos próximos tópicos as quais chegaram em um bom nível de correlação. Optou-se portanto em manter este compromisso de correlações. A figura 5.9 apresenta a curva de variação de Camber para a condição

assimétrica. Considerou-se a correlação aprovada, com R^2 está superior a 0,9.

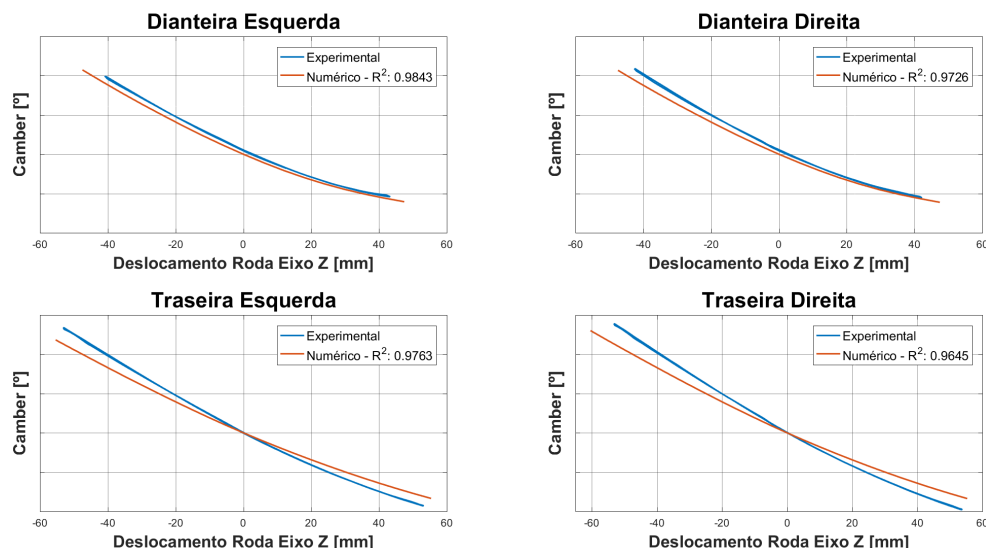


Figura 5.9: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de camber em movimento assimétrico vertical.

Para as curvas de variação de bitola também devido a limitações de carga do banco, não se reproduziu todo o perímetro da curva e sua não linearidade, porém o curso máximo atingido pelo texto experimental ultrapassa 50 mm em cada roda, o que para este veículo supera uma curva com aceleração lateral de 0,7G. Este nível de aceleração atende às manobras abordadas neste trabalho. Com as correlações de variações de bitola, tem-se a garantia da boa correlação da altura instantânea do centro de rolagem h_{cr} assim como do eixo de rolagem. A figura 5.10 apresenta as curvas de variação de bitola.

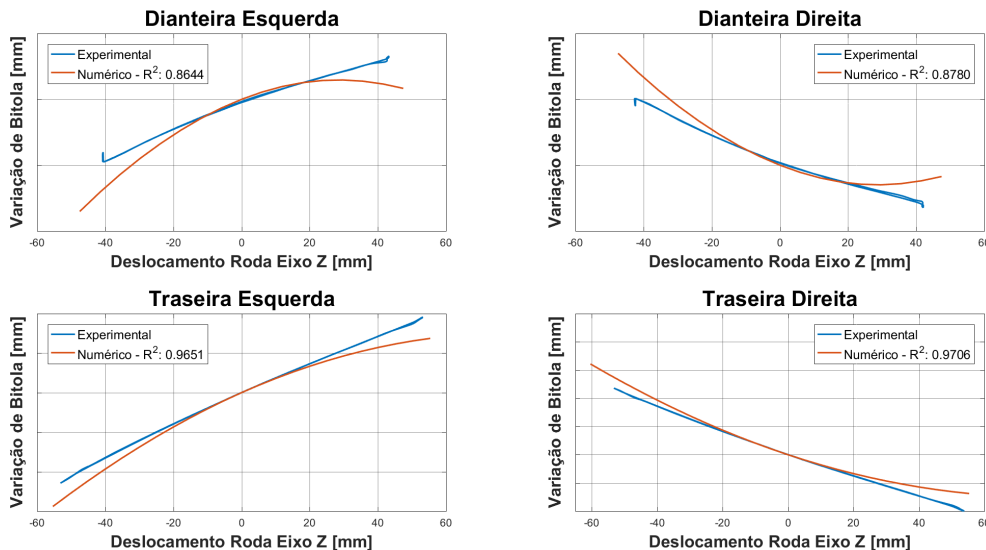


Figura 5.10: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de bitola em movimento assimétrico vertical.

A figura 5.11 apresenta as curvas de variação de passo com a movimentação assimétrica das rodas. O nível de correlação encontrado foi considerado adequado uma vez que o valor de R^2 está inferior a 0.8 apenas em uma das rodas devido a assimetria experimental. A partir de todas as curvas apresentadas considera-se o modelo correlacionado para movimentações verticais das rodas.

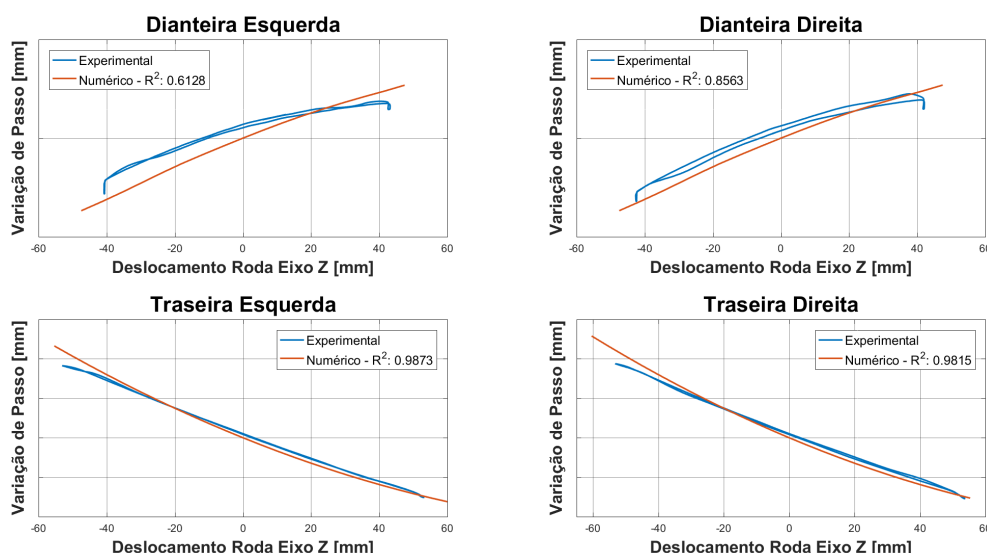


Figura 5.11: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de passo em movimento assimétrico vertical.

5.2.4 Movimentação lateral das suspensões - Correlações de elastocinematismo numérico vs experimental.

Neste tópico serão apresentadas as correlações de elastocinematismo lateral, sendo também fundamental para a resposta adequada do modelo no simulador. Será avaliada a resposta geométrica das suspensões quando submetida a carregamento lateral. Em situações de curva toda a reação às acelerações laterais dos veículos passam pelas suspensões. A reação às estas cargas gera uma movimentação das suspensões e roda as quais vão compor a atitude do veículo.

No banco elastocinemático, com a carroceria fixa, realiza-se a movimentação lateral do centro de cada roda de forma isolada, tendo-se como saída a força de reação lateral. Faz-se a mesma análise no subsistema de suspensão do Adams. As figuras abaixo apresentam a flexibilidade lateral, variação de convergência e variação de camber na movimentação lateral das suspensões. A discretização das curvas das buchas do braço oscilante é fundamental na correlação do elastocinematismo lateral. É importante, portanto, caracterizar as buchas (carga / deslocamento) nos seis graus de liberdade. As curvas relativas às rotações não podem ser estimadas. Neste caso para esta caracterização utilizou-se um atuador rotacional. Para caracterização translacional e os amortecimentos das buchas utilizou-se o banco MTS 833, conforme apresentado nos tópicos anteriores.

A figura 5.12 apresenta a flexibilidade lateral das suspensões, isto é, o levantamento da curva de carga lateral no centro da roda em função do deslocamento lateral Y do centro da roda. A curva apresentou uma boa correlação sem deslocamentos do comportamento experimental.

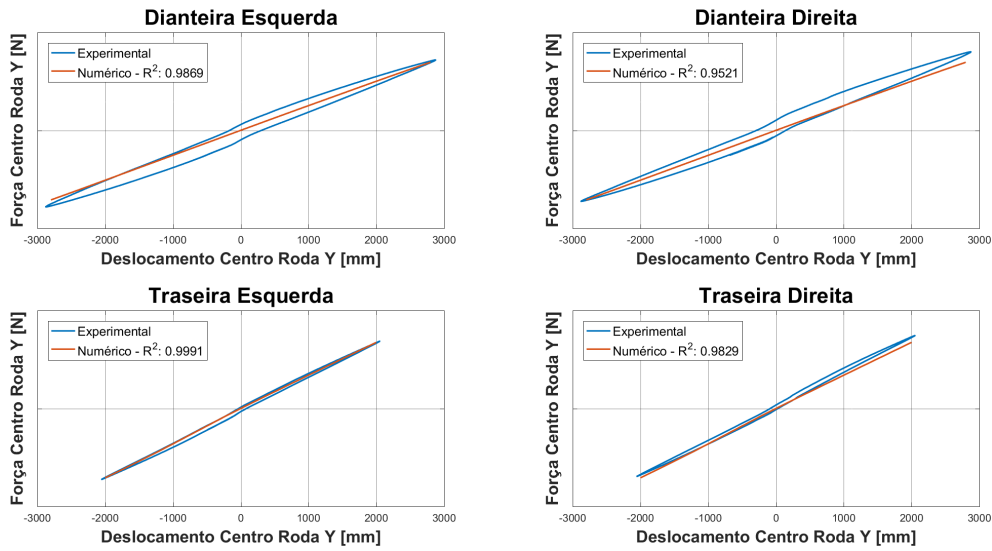


Figura 5.12: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Flexibilidade lateral das suspensões.

Em relação à variação de convergência apresentada na figura 5.13, a curva numérica apresenta uma taxa de variação de convergência inferior à experimental. Este comportamento vai refletir no resultado da curva de subesterço na manobra em regime permanente, apresentando o veículo numérico ligeiramente menos subesterçante, conforme será apresentado nos tópicos seguintes na imagem 5.19. Porém, para a correlação de subesterço relativa às manobras dinâmicas de *sweep*, como ilustrado na figura 5.26, optou-se por manter um ligeiro menor ganho de convergência no modelo numérico da suspensão dianteira, mantendo um R^2 inferior a 0,8. O objetivo final é manter desta forma um compromisso coerente entre os comportamentos estáticos e dinâmicos. Na suspensão traseira a correlação foi bem atendida com R^2 está superior a 0,8, Observou-se uma assimetria experimental entre os lados devido às não-linearidades.

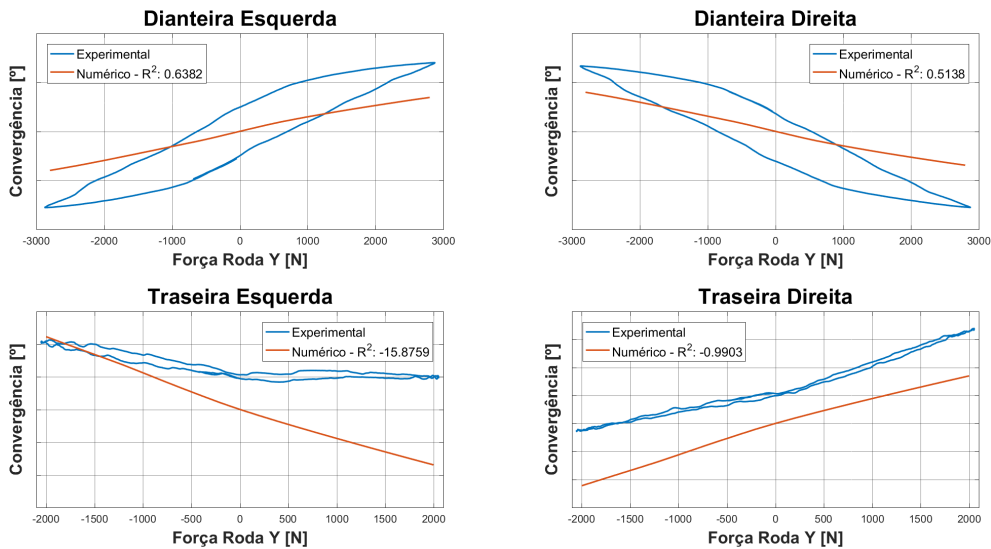


Figura 5.13: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de convergência com carga lateral.

A figura 5.14, apresenta a variação de camber em função da carga lateral. Pode-se observar comportamento similar numérico e experimental. Conforme citado no tópico metodologia, observa-se uma

tendência de camber positivo com cargas laterais para o lado de "dentro" do veículo.

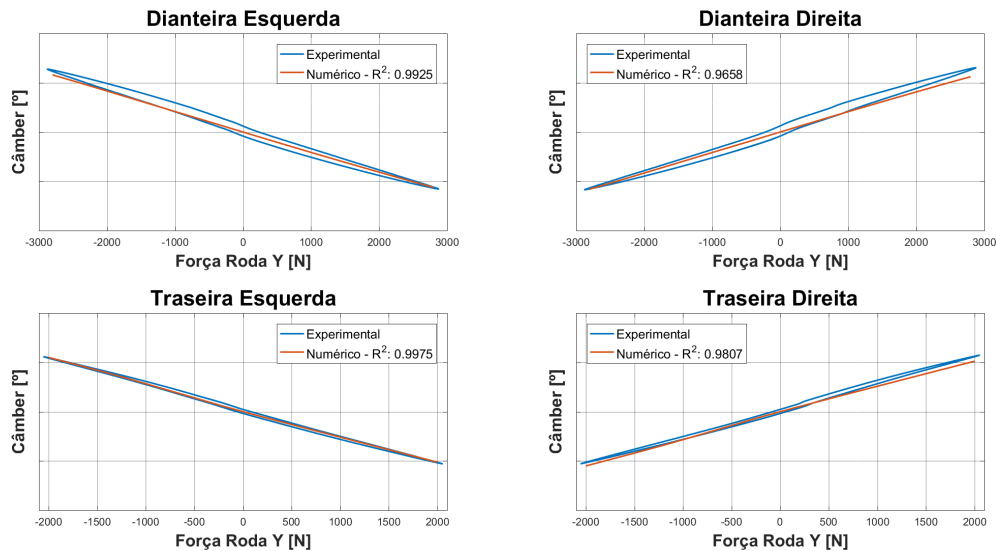


Figura 5.14: Correlação numérico - experimental do elastocinematismo - Variação de camber com carga lateral.

Conforme observação supracitada da variação de convergência com carga lateral, considera-se o modelo com comportamento adequado quanto à resposta a carregamentos laterais.

5.2.5 Movimentação longitudinal das suspensões. Correlações de elastocinematismo numérico vs experimental

O primeiro item a ser correlacionado longitudinalmente foi a curva de flexibilidade. Realiza-se a movimentação longitudinal do centro de cada roda de forma isolada, tendo-se como saída a força de reação longitudinal. Fazendo a mesma análise no subsistema de suspensão do Adams, chega-se aos resultados de flexibilidade longitudinal e a correlação ilustrada na imagem 5.15. A curva de flexibilidade longitudinal apresentou uma correlação aprovada.

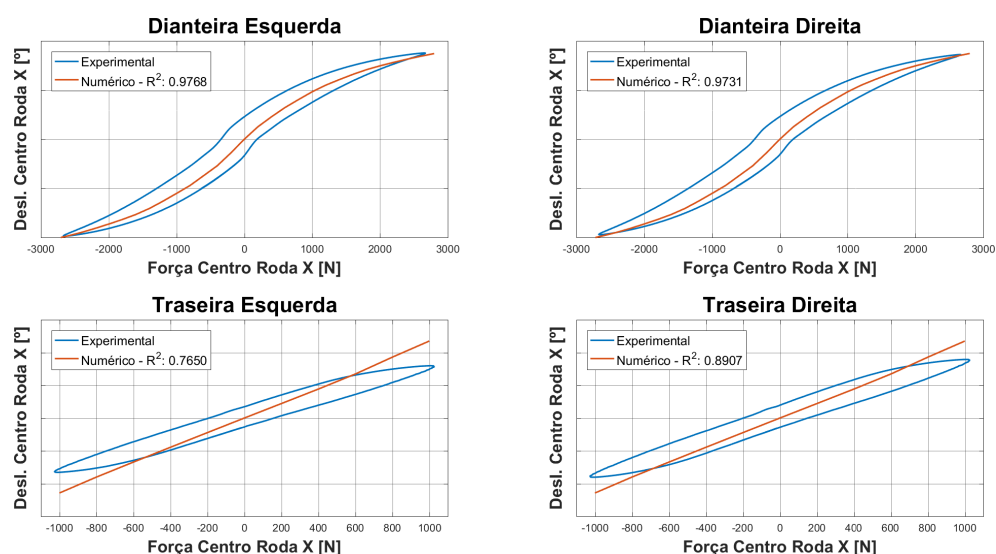


Figura 5.15: Correlação numérico x experimental do elastocinematismo - Flexibilidade longitudinal.

Como citado nos tópicos anteriores o comportamento do veículo em condições de aceleração e frenagem depende da convergência instantânea das rodas, o qual é consequência do elastocinematismo devido a parâmetros estáticos como o braço transversal no centro da roda que influenciam na decomposição das cargas longitudinais. A correta geometria da suspensão é fundamental para esta correlação, a conformidade geométrica do veículo é essencial para a análise. A figura 5.16 apresenta a curva de variação de convergência com o carregamento longitudinal. Pode-se observar uma ligeira assimetria entre os lados nos dados experimentais. Neste caso a variação de convergência é muito pequena, sendo praticamente igual a zero. A correlação foi considerada aprovada, pois em ambos os casos as variações dão desprezíveis.

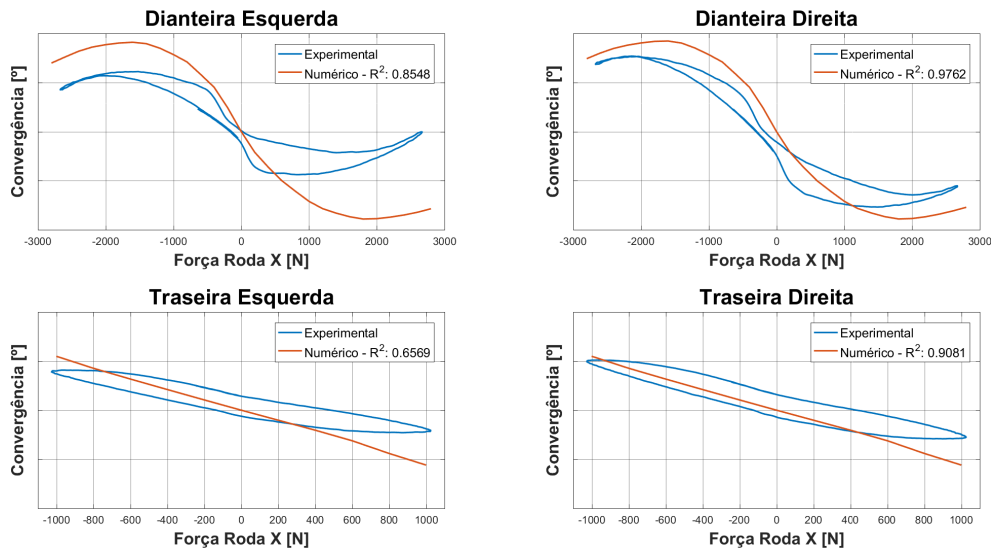


Figura 5.16: Correlação numérico x experimental do elastocinematismo - Variação de convergência com carga longitudinal.

A variação de camber na suspensão dianteira apresentou uma boa correlação numérico experimental, conforme ilustrado na figura 5.17. O comportamento das curvas se apresentou similar no modelo numérico em comparação com o experimental, com R^2 acima de 0.9.

Já na suspensão traseira a variação de camber com carga longitudinal é muito baixa, sendo praticamente zero. O valor máximo de variação de camber medido foi de 0,03 graus, sendo medido praticamente um "ruído". Devido aos baixos valores e a pouca influencia no resultado final do modelo optou-se por deixar esta correlação desta forma.

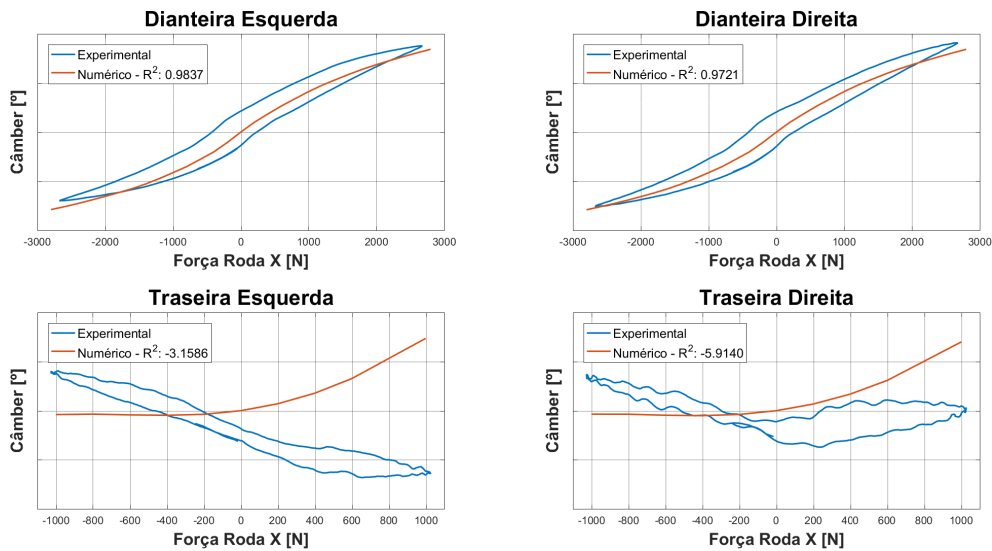


Figura 5.17: Correlação numérico x experimental do elastocinematismo - Variação de camber com carga longitudinal.

5.3 Medição e Correlação de Manobras de *Handling*

Neste tópico serão apresentados os resultados experimentais e numéricos em relação às manobras de *handling*. Conforme ilustrado na figura 5.18, após modelo numérico correlacionado nas manobras de elastocinematismo, torna-se possível rodar as manobras de *handling*, conforme foi descrito nos tópicos revisão bibliográfica e fundamentos teóricos. A tabela 5.1 apresenta as manobras e variáveis a serem correlacionadas.

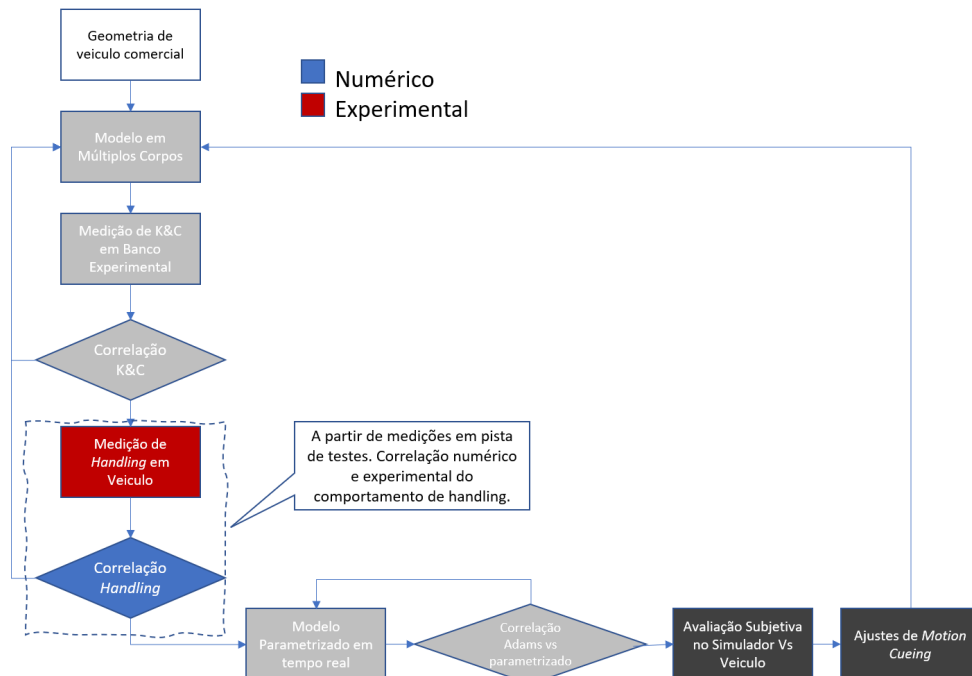


Figura 5.18: Etapa de correlação numérico vs experimental de manobras de *handling*.

Manobra	Variáveis a serem correlacionadas
Regime permanente - <i>Steering pad</i>	Subesterço <i>Side slip angle</i> e força lateral Ângulo de rolagem da carroceria Rigidez lateral
Senoidal	Carga no tirante da direção Subesterço Velocidade de guinada
<i>Sweep sine</i>	<i>Side slip angle</i> Subesterço Velocidade de guinada
Aceleração 0 a potência máxima	Torque motor Aceleração longitudinal Velocidade longitudinal
Golpe de frenagem	Aceleração longitudinal Velocidade longitudinal
Desaceleração em curva	Velocidade de guinada Aceleração lateral Velocidade longitudinal
Frenagem em curva	Velocidade de guinada Aceleração lateral Velocidade longitudinal

Tabela 5.1: Etapa de correlação numérico - experimental de manobras de *handling*. Manobras e variáveis a serem correlacionadas.

5.3.1 Manobra em regime permanente - *Steering Pad*

Realizou-se no Adams a manobra de *steering pad* com raio constante de 100 metros, variando-se a velocidade até o limite da aceleração lateral, comparando-se com as aquisições experimentais no veículo.

5.3.1.1 Subesterço

A figura 5.19 apresenta a variação de ângulo de volante por aceleração lateral na manobra de *steering pad*. Pode-se observar que o comprimento dos trechos lineares são similares e a taxa de variação do trecho não linear também. Além disso o modelo apresentou um limite de aceleração lateral análogo ao apresentado pelo veículo físico. Pequenas variações de temperatura e de atrito da pista podem gerar variações desta curva principalmente no trecho não linear com grandes deformações de pneus e buchas. Conforme comentado na correlação de elastocinematismo (Variação de convergência por carga lateral), optou-se por deixar o veículo numérico ligeiramente menos subesterçante na busca da correlação da manobra de *sweep sine*.

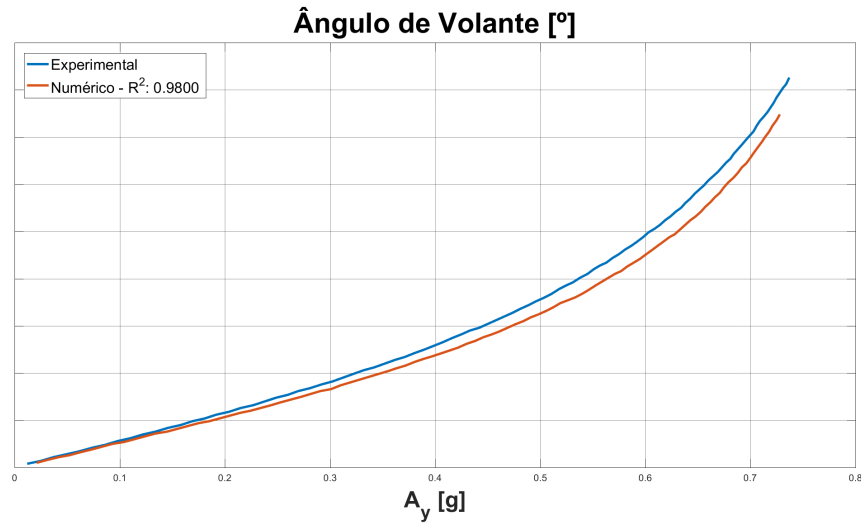


Figura 5.19: Manobra em regime permanente, Curva de subesterço - correlação numérico vs experimental

5.3.1.2 Side Slip Angle , Força e rigidez lateral

A figura 5.20 apresenta a relação encontrada entre o *side slip angle* (β) e a aceleração lateral na manobra de *steering pad*, assim como os ângulos de escorregamento dos eixos dianteiro e traseiro de forma isolada, todos os gráficos apresentam resultados numéricos e experimentais análogos.

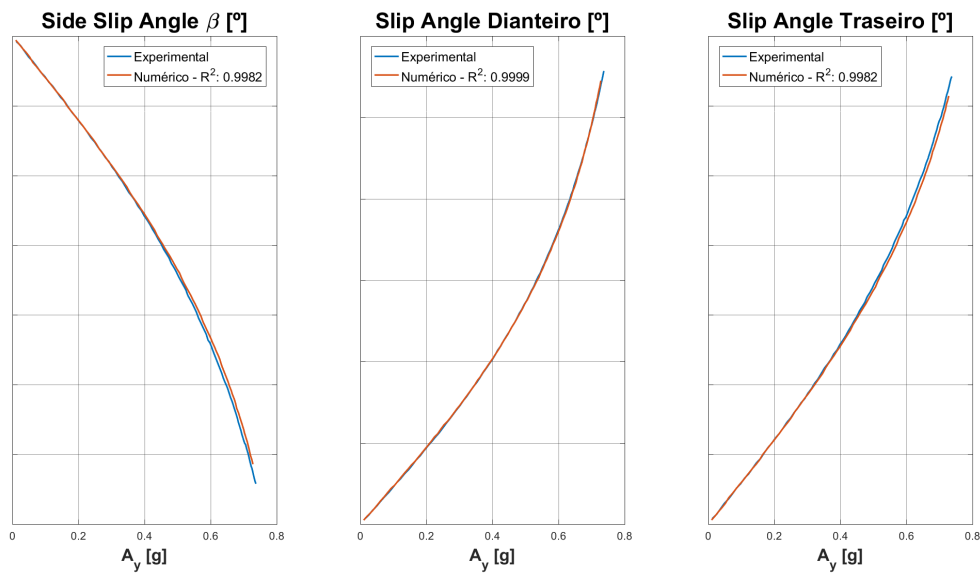


Figura 5.20: Manobra em regime permanente, *slip angle* (β) em função da aceleração lateral. Na parte inferior os dois gráficos relativos aos *Slip angles* dos eixos dianteiro e traseiro de forma isolada - correlação numérico - experimental.

A figura 5.21 apresenta a carga lateral gerada no eixo dianteiro e traseiro em função do *slip angle*, apresentando também resultados numéricos e experimentais similares.

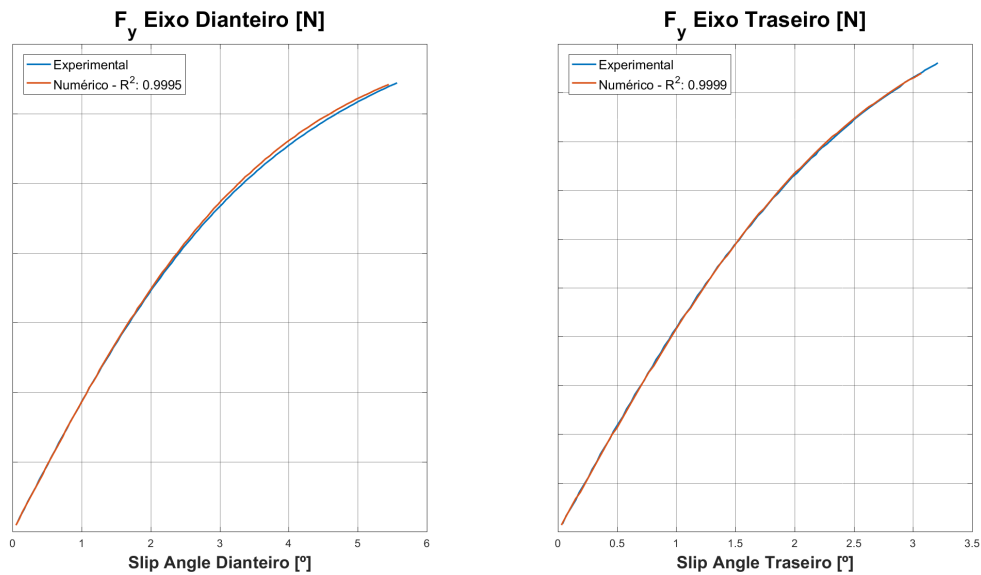


Figura 5.21: Manobra em regime permanente, carga lateral gerada no eixo dianteiro e traseiro em função do *slip angle* - correlação numérico vs experimental.

A figura 5.22 apresenta a Rigidez lateral (*Cornering stiffness*) C_d e C_t , dos eixos dianteiros e traseiros em função da aceleração lateral, os resultados apresentam boa correlação.

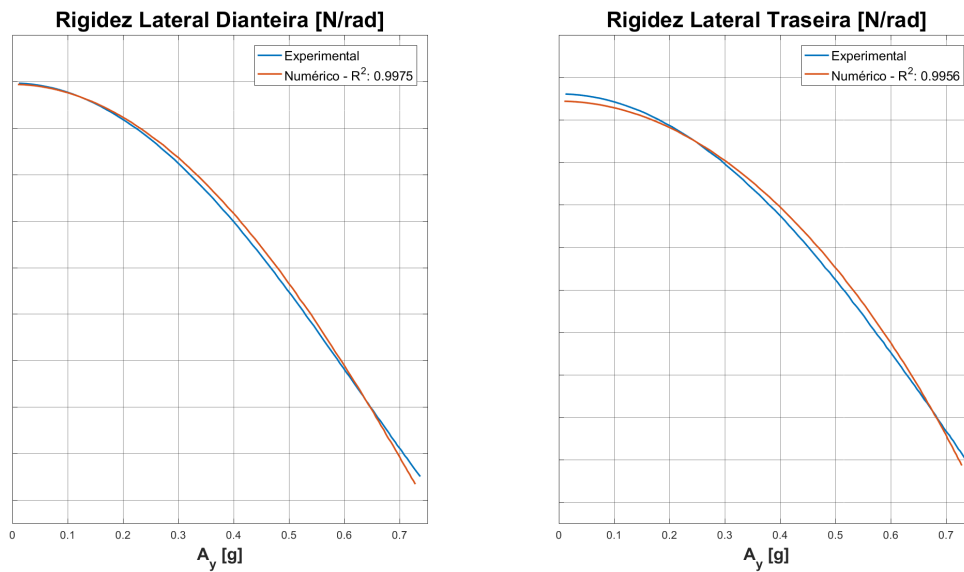


Figura 5.22: Manobra em regime permanente, Rigidez lateral C_d e C_t , dos eixos dianteiros e traseiros em função da aceleração lateral - correlação numérico vs experimental

Com as correlações apresentadas, pode-se concluir que o modelo está representando de forma correta as cargas laterais geradas em regime permanente, assim como a resposta ao angulo de YAW está correlacionada, isto é, conforme equação 5.3, apresentada no capítulo revisão bibliográfica, temos uma boa resposta quanto :

- tensores de inercia

- rigidez lateral
- elastocinematismo lateral

$$\beta = \frac{b}{R} - \frac{m_t}{C_t} \cdot \frac{V^2}{R} = \frac{b}{V^2} \cdot a_y - \frac{m_t}{C_t} \cdot a_y = \left(\frac{b}{V^2} - \frac{m_t}{C_t} \right) \cdot a_y \quad (5.3)$$

5.3.1.3 Ângulo de rolagem da carroceria

A figura 5.23 apresenta o ângulo de rolagem da carroceria em função da aceleração lateral na manobra de steering pad. Ambas as curvas apresentam o comportamento linear, com uma variação na inclinação. Como a diferença apresentada não é significativa na ordem de 0.2° no limite de aceleração lateral, o que significa 5.4%, optou-se por não alterar o modelo numérico, o qual apresentou boas correlações de rigidez e cursos torcionais na correlação elastocinematica.

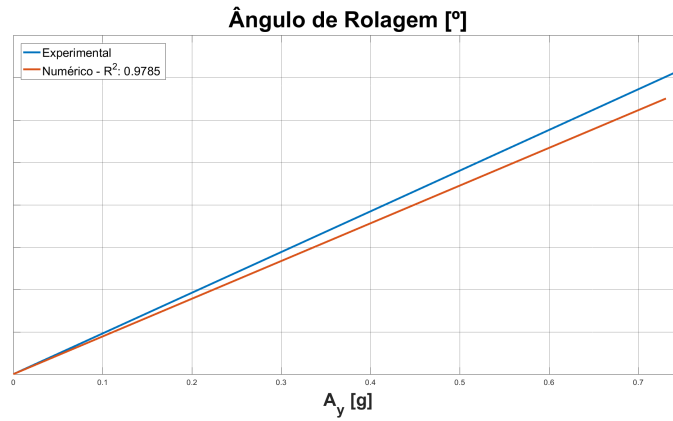


Figura 5.23: Manobra em regime permanente, ângulo de rolagem da carroceria em função da aceleração lateral - correlação numérico vs experimental

5.3.2 Manobra Senoidal

Conforme descrito no capítulo anterior, realizou-se no Adams a manobra senoidal com velocidade de 60km/h, ângulo de volante de 20° e aceleração lateral de 0.2G, comparando-se com as aquisições do veículo.

5.3.2.1 Carga no tirante de direção

Para se obter um modelo do sistema de direção fidedigno para aplicação no simulador, fez-se análise de carga no tirante de direção EF, conforme esquema da suspensão Macpherson ilustrado na imagem 3.26. A imagem 5.24 ilustra o gráfico de variação de carga no tirante em função do tempo da manobra, apresentando uma boa correlação. A precisão da curva experimental na realização da senoide deve-se ao robô de direção, conforme discutido no capítulo 5.

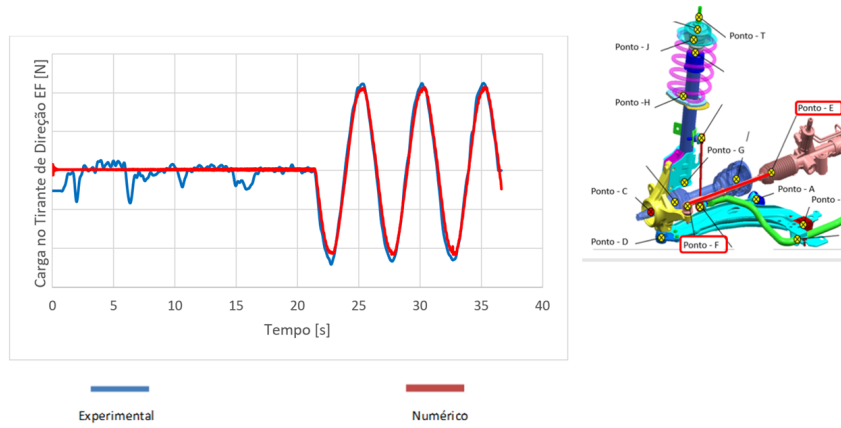


Figura 5.24: Manobra senoidal, variação de carga no tirante da direção EF em função do tempo da manobra - correlação numérico vs experimental

5.3.2.2 Subesterço e velocidade de guinada

Realizou-se também a comparação do ângulo de volante δ em função da aceleração lateral e da velocidade de guinada $\dot{\psi}$, conforme ilustrado na imagem abaixo. Devido a presença de viscoelasticidade em alguns componentes, pode-se observar a presença de histerese nesta manobra. O modelo numérico apresentou-se adequado tanto no comportamento de histerese quanto nas amplitudes adquiridas, conforme ilustrado na imagem 5.25. Conforme comentado no tópico regime permanente, encontrou-se nesta manobra dinâmica uma boa correlação de subesterço, chegando-se ao compromisso citado.

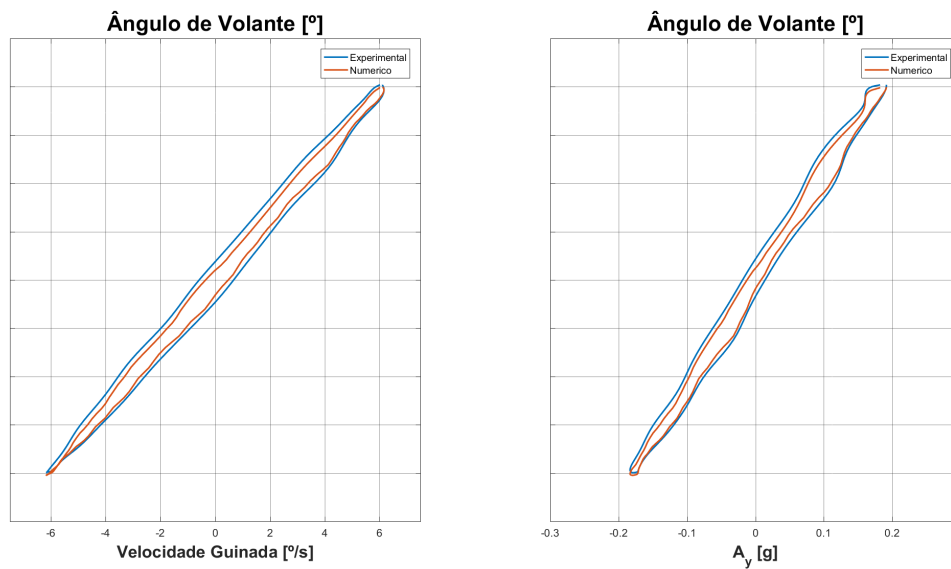


Figura 5.25: Manobra senoidal, análise de subesterço e velocidade de guinada por angulo de volante - correlação numérico vs experimental.

Conforme citado no tópico de dinâmica veicular, o ganho de velocidade de YAW pelo ângulo de volante é outra grandeza dependente do subesterço e descreve a mudança da velocidade angular do veículo em

função do ângulo do volante, sendo relacionada à agilidade do veículo na realização de manobras. O substerço correlacionado reforça a boa resposta da velocidade de guinada, devido a dependência das variáveis, Conforme equação apresentada no capítulo revisão bibliográfica:

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_{vol}} = \frac{1}{\frac{L}{V} \cdot \tau + K_{US} \cdot V} \quad (5.4)$$

5.3.3 Manobra Sweep Sine

Realizou-se no Adams a manobra *sweep sine* com aceleração lateral de 0.3G, comparou-se com as aquisições físicas no veículo. Esta manobra é uma resposta em frequência, sendo assim, os resultados serão apresentados na forma de ganho e fase. A fase é de fundamental importância para compreensão e ajuste do tempo de resposta do veículo em todas as variáveis analisadas.

Como existe ressonância presente nesta manobra e muitas não linearidades envolvidas o nível de correlação torna-se mais difícil, sendo necessária uma análise crítica de cada gráfico para entender as necessidades de ajuste ou não do modelo, sendo importante otimizar o equilíbrio entre as variáveis.

5.3.3.1 Substerço

A imagem 5.26 ilustra o ganho e fase entre aceleração lateral e ângulo do volante em função da frequência de realização da manobra. Para resposta no simulador esta é umas das grandezas mais importantes. O comportamento das curvas numérico e experimental foi similar apresentando correlação adequada.

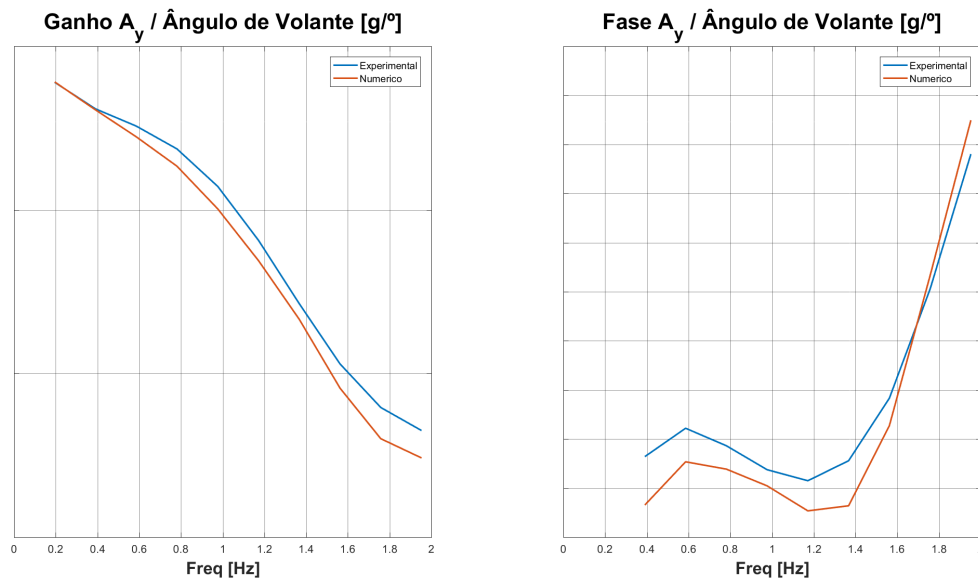


Figura 5.26: Manobra Sweep Sine, ganho e fase entre aceleração lateral e ângulo do volante - correlação numérico vs experimental.

A curva de ganho apresenta a relação entre aceleração lateral e ângulo de volante, sendo, portanto, o substerço maior o quão menor for o ganho. Pode-se observar neste caso que o substerço do veículo numérico apresenta-se ligeiramente superior ao experimental. Razão pela qual, optou-se por manter a variação

de convergência por carga lateral inferior do que os resultados experimentais, conforme comentado no tópico de correlação de elastocinematismo. Neste gráfico o valor absoluto do ângulo de fase representa o tempo de atraso da aceleração lateral do veículo após o comando do volante.

Conforme equação no domínio da frequência apresentada no capítulo referências bibliográficas, pode-se observar o mesmo comportamento numérico, experimental e analítico:

Sendo $a_y = V \cdot (\dot{\psi} + \dot{\beta})$, então:

$$\frac{a_y}{\delta} = V \cdot \frac{T' \cdot s^2 + (T''' + S') \cdot s + S''}{P \cdot s^2 + Q \cdot s + U} \quad (5.5)$$

O gráfico apresentado na figura 3.19, ilustra a resposta analítica. Pode-se observar uma queda da aceleração lateral. Isto ocorre devido ao ângulo de fase entre ângulo de volante e aceleração lateral. Isto é, pode-se perceber que o tempo de resposta do veículo gera um atraso entre o ângulo do volante e aceleração lateral gerando um vale em torno de 1.3Hz. Este tempo de resposta é essencial na análise da agilidade do veículo nas respostas dinâmicas. Devido ao comportamento supracitado, considerou-se aprovada a correlação

5.3.3.2 Velocidade de Guinada

A relação entre a velocidade de guinada e o ângulo do volante em função da frequência da manobra é apresentada na imagem 5.27. Apresenta-se também no gráfico à direita da imagem a relação entre velocidade de guinada e aceleração lateral, a qual é fundamental para o tempo de resposta do modelo no simulador.

Mais uma vez o comportamento foi similar ao analítico apresentado no tópico 3, conforme imagem 3.21:

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta} = \frac{S''' + T''' \cdot s}{P \cdot s^2 + Q \cdot s + U} \quad (5.6)$$

conforme já abordado no capítulo 3, pode-se perceber uma ressonância na curva de velocidade de guinada. Observou-se, uma diferença de 0.1 Hz no pico de ressonância porém com amplitude similar. considerou-se a correlação adequada visto ao baixo erro de amplitude e as demais correlações de frequência estarem com boa precisão. Em relação à correlação da fase, observou-se um maior descolamento entre as curvas justamente nesta faixa de frequência de ressonância, porém com erro inferior a 5%.

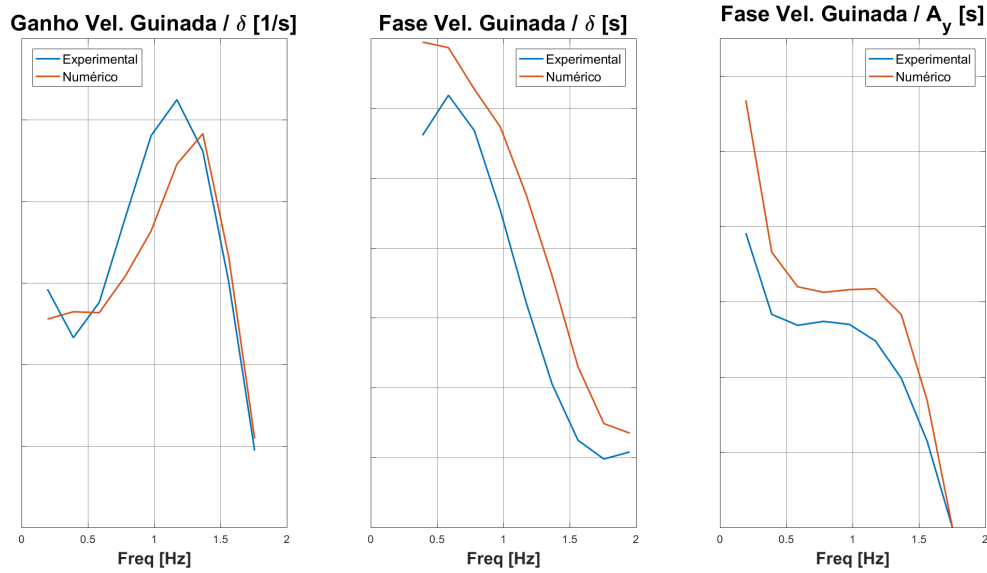


Figura 5.27: Manobra *Sweep Sine*, relação entre a velocidade de guinada e o ângulo do volante em função da frequência da manobra. Correlação numérico - experimental

5.3.3.3 *Side slip angle* x Aceleração Lateral

A relação entre o *side slip angle* e aceleração lateral em função da frequência da manobra é apresentada na imagem 5.28. Pode-se observar também um aumento do ganho em função da frequência, acompanhando o fenômeno da velocidade de guinada. Em relação ao ângulo de fase, para toda a faixa de frequência, pode se observar um atraso entre o ângulo de volante e as grandezas relativas a Guinada (β , $\dot{\psi}$), também evidenciado pelos modelos analíticos e resultados experimentais.

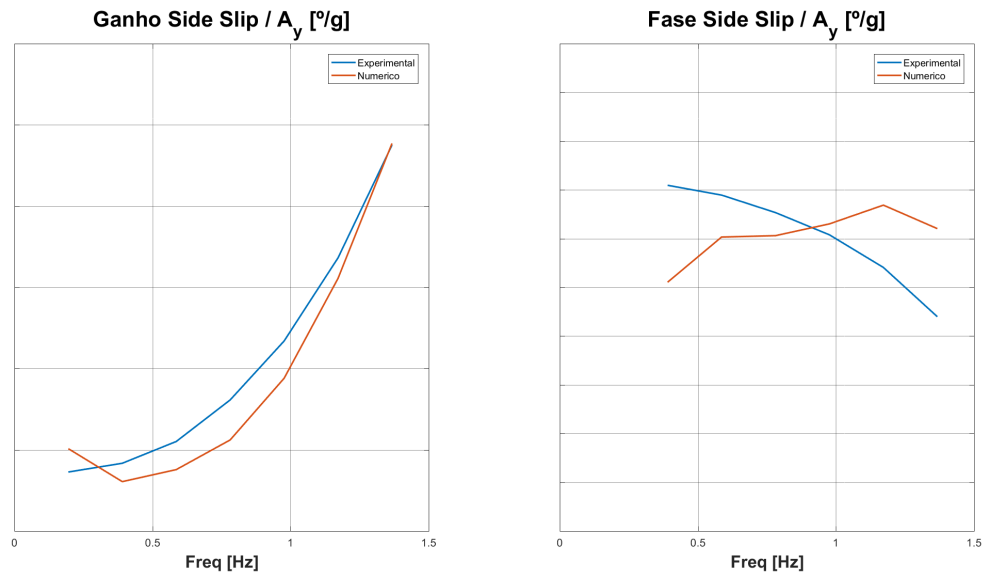


Figura 5.28: Manobra *Sweep Sine*, relação entre o side slip angle (ângulo de guinada) e aceleração lateral em função da frequência da manobra. correlação numérico - experimental

O comportamento das curvas numérico e experimental foi similar em relação ao ganho de side slip

apresentando correlação adequada. Em relação a fase as curvas não estão com uma tendencia similar apesar de estarem com mesmo módulo e ordem de grandeza. Neste caso não conseguiu-se uma melhor correlação e devido a ordem de grandeza e módulo serem siilares decidiu-se por manter a correlação desta forma.

5.3.3.4 Ângulo de rolagem da carroceria

As relações entre a velocidade de rolagem da carroceria em função do ângulo de volante no domínio da frequência são apresentadas na figura 5.29. Nestas manobras transientes a velocidade de rolagem é muito importante, pois gera uma sensação ao condutor mais incômoda do que a própria magnitude da rolagem, é importante, portanto, que o simulador responda de forma precisa esta variável. Pode-se observar um pico de ganho na frequência de aproximadamente 1,2Hz, com um fenômeno de ressonância devido a redução do atraso do angulo de volante com a velocidade de rolagem. Esta redução de atraso, explica a alteração de inclinação da curva de ganho entre aceleração lateral e angulo de volante, apresentado na figura 5.26. Observa-se, também, que a fase entre aceleração lateral e ângulo de volante reduz na mesma faixa de frequência.

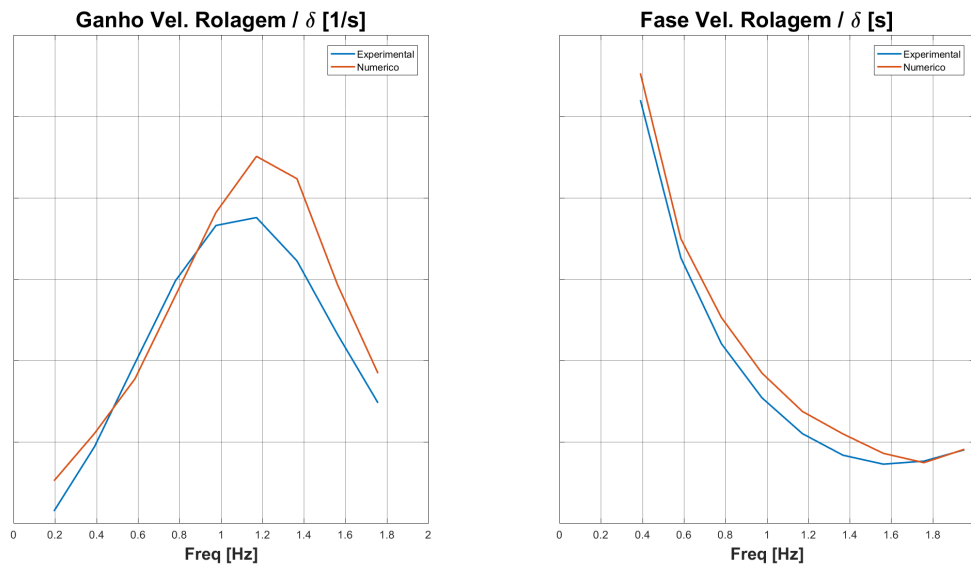


Figura 5.29: Manobra *Sweep Sine*, relações entre a velocidade de rolagem da carroceria em função do ângulo de volante - correlação numérico - experimental

É possível concluir que a dinâmica de rolagem e de guinada está bem representada no modelo respondendo de forma similar aos resultados experimentais e aos cálculos analíticos. No eixo de rolagem o fenômeno de pico de ganho e redução de fase foi bem representado gerando uma redução da fase e alteração da taxa de ganho na curva de subesterço. Já no eixo de guinada a tendencia de fase também foi representada de forma coerente, gerando a respostas de pico de ganho e subsequente taxa de queda similar aos resultados experimentais.

5.3.4 Manobra 0 a Potência Máxima

Esta manobra consiste em arrancar o veículo parado com um golpe no pedal de acelerador com o curso máximo, mantendo-o acionado por cinco segundos. Realizou-se o procedimento experimental com a cadeia de aquisição descrita e aplicou-se as mesmas condições de contorno no modelo em múltiplos-corpos.

A figura 5.30 ilustra a correlação desta manobra. Pode-se observar que o comportamento longitudinal em aceleração do modelo numérico representa de forma fidedigna o veículo real. Existe uma dificuldade de correlação no momento inicial da arrancada devido a grande não linearidade do par de atrito do pneu solo, ocorrendo grandes deslizamentos. Após a estabilização os resultados numéricos apresentam o mesmo comportamento dos resultados físicos. O modelo numérico está representando de forma coerente, portanto, as variações de velocidade longitudinal do veículo.

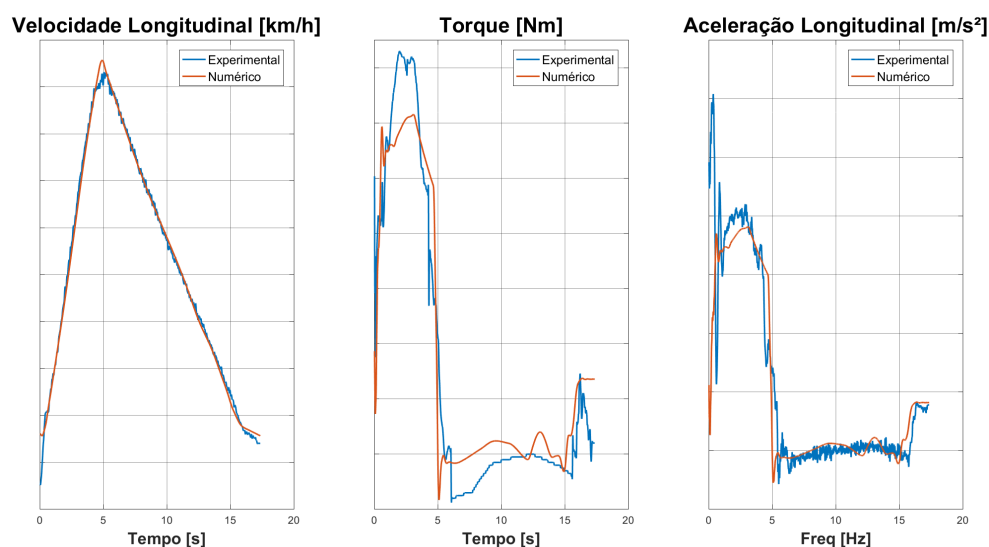


Figura 5.30: Manobra 0 a Potência Máxima - correlação numérico vs experimental

5.3.5 Manobra de desaceleração em curva

A manobra consiste na realização de uma curva de raio constante com velocidade estabilizada em 50km/h e aceleração lateral superior a 0.5G. Após estabilização solta-se o pé do acelerador completamente. Conforme ilustrado na figura 5.31, a dinâmica lateral do veículo numérico apresentou o mesmo comportamento do veículo físico. Esta manobra, tem o objetivo de gerar uma excitação longitudinal no veículo a qual vai afetar a dinâmica lateral. A aceleração lateral apresentou boa correlação com a experimental e a resposta no eixo de guinada também apresentou uma boa correlação.

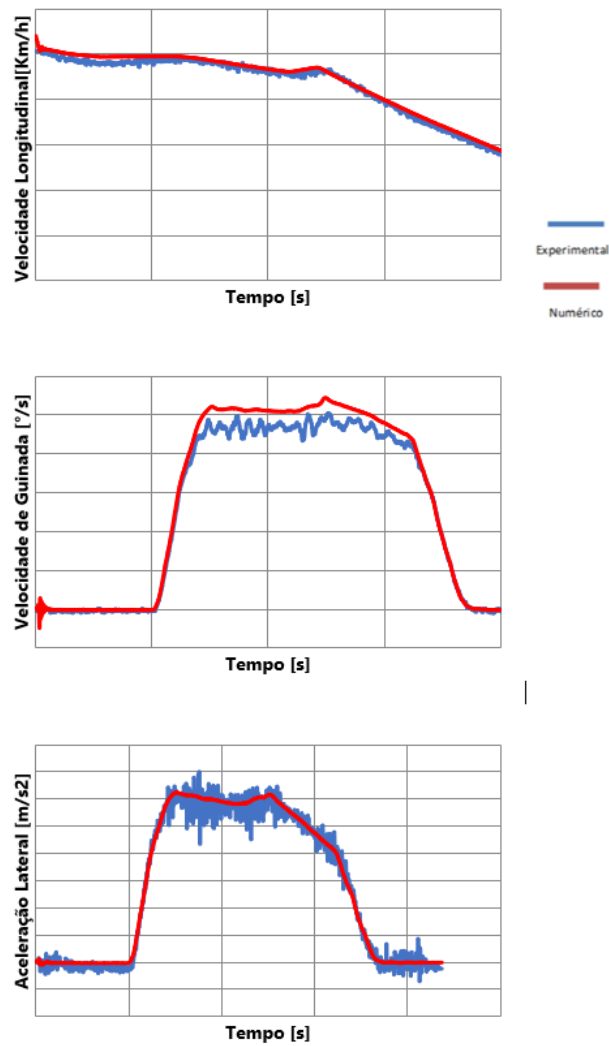


Figura 5.31: Manobra de desaceleração em curva. correlação numérico - experimental

5.3.6 Manobra golpe de frenagem

Esta manobra consiste em aplicar uma frenagem progressiva com o veículo a 100km/h até a total parada. O pedal de freio é acionado o mais rápido possível, porém sem a intervenção do ABS. A desaceleração longitudinal do veículo numérico apresentou grande correlação com o veículo experimental, conforme ilustrado na figura 5.32.

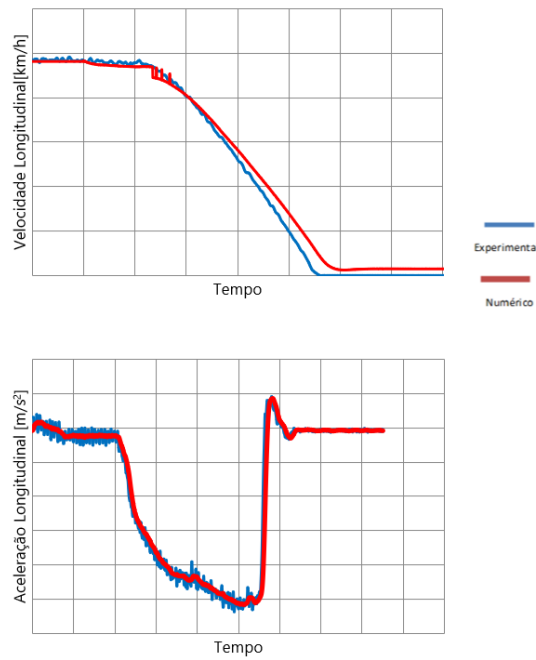


Figura 5.32: Manobra golpe de frenagem. correlação numérico - experimental

Esta manobra visa garantir o desempenho longitudinal do veículo modelado. Apesar do foco principal das análises deste trabalho ser a dinâmica lateral, a correlação das atitudes longitudinais é importante para garantir que as taxas de variação de velocidade em função de torque frenante e torque motor estejam coerentes.

5.3.7 Manobra Frenagem em Curva

Manobra consiste em realizar uma frenagem progressiva em uma curva de raio constante com velocidade estabilizada. A aceleração lateral após a estabilização deve ser superior a 0.5G. Devido a limitação de pista o tempo de estabilização da aceleração lateral foi pequeno, conforme pode ser observado no gráfico de aceleração lateral apresentado na figura 5.33, mas foi possível realizar a manobra e copiar as condições de contorno para o modelo Adams. A correlação se mostrou satisfatória, apresentando o mesmo comportamento da dinâmica lateral entre os resultados numérico e experimental.

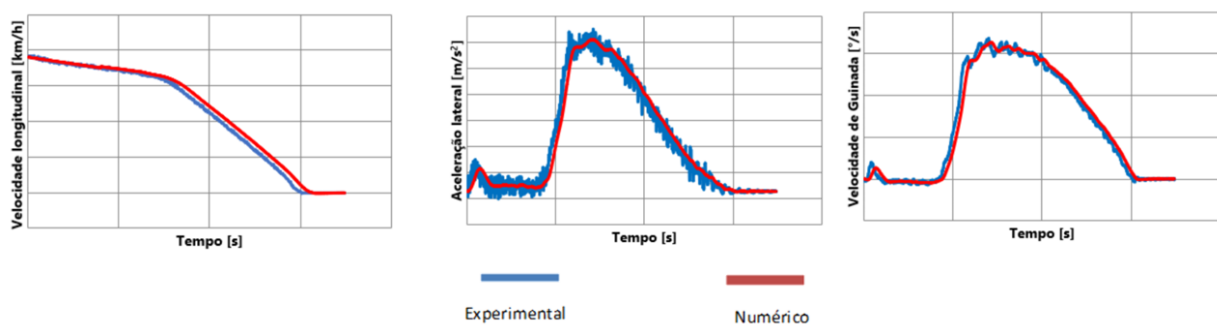


Figura 5.33: Manobra Frenagem em Curva. Correlação numérico - experimental

5.4 Comparação Adams versus Modelo em Tempo Real

Para garantir que modelo paramétrico VI-CarRealTime esteja fidedigno e com as respostas do modelo em múltiplos-corpos, uma verificação das respostas do modelo torna-se necessária. Conforme apresentado na figura 5.34 neste tópico será abordado o processo de correlação entre os modelos numéricos em Adams (múltiplos-corpos) e o modelo VI-CarRealTime (parametrizado).

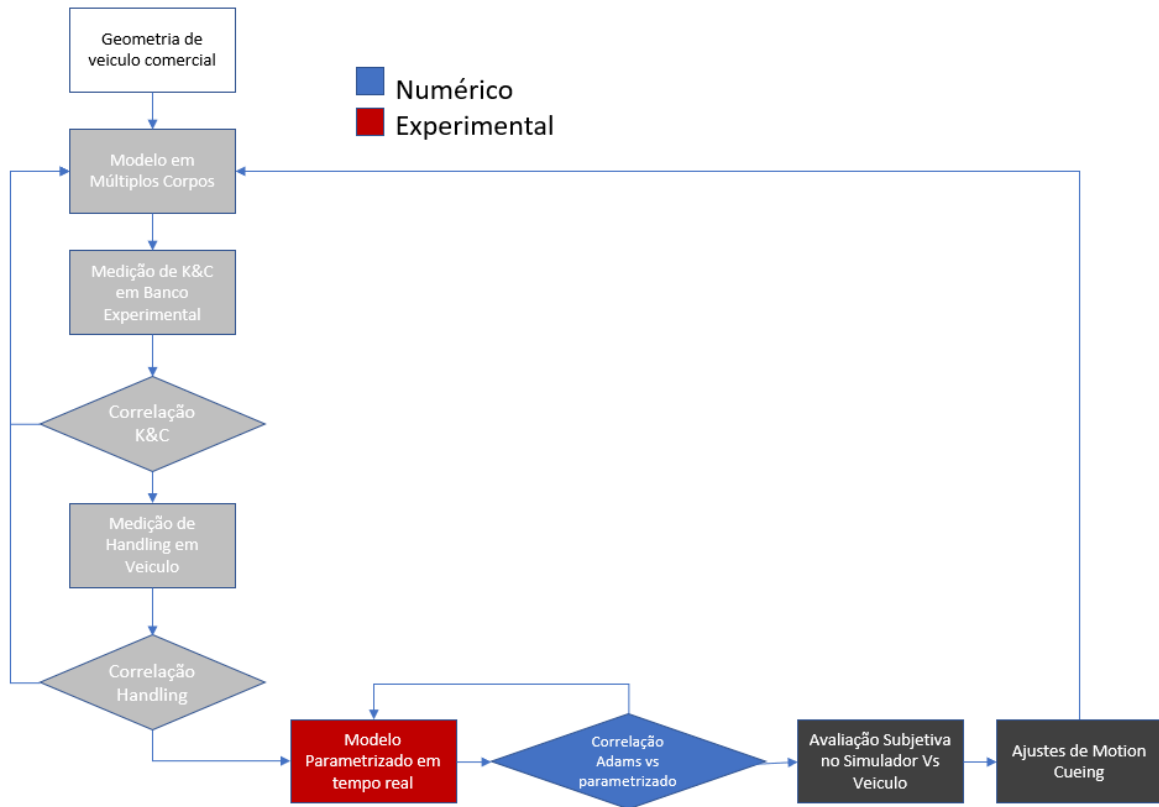


Figura 5.34: Fluxo de trabalho - correlação de respostas entre os modelos numéricos em Adams (múltiplos-corpos) e o modelo VI-Car real time (parametrizado)

Em relação às respostas estacionárias, o modelo parametrizado apresentou bons resultados com curvas semelhantes às do modelo em múltiplos-corpos. A figura 5.35 apresenta quatro exemplos das respostas em regime permanente. Como pode ser visto o subesterço, ângulo de rolagem, *side slip angle* e a carga gerada no eixo dianteiro apresentaram as curvas sobrepostas entre os modelos.

A figura 5.36 apresenta os resultados de *sweep* para o subesterço e velocidade de guinada. Os ganhos aparecem bem alinhados, porém, existe uma tendência em todos os modelos convertidos para ocorrência de um atraso entre as respostas em múltiplos corpos e modelo parametrizado. O atraso é na ordem de 0.02s porém a tendência e progressividade entre as curvas apresenta uma similaridade, tal comportamento não acarreta problemas de avaliação do simulador com um piloto treinado, conforme será apresentado nos próximos tópicos.

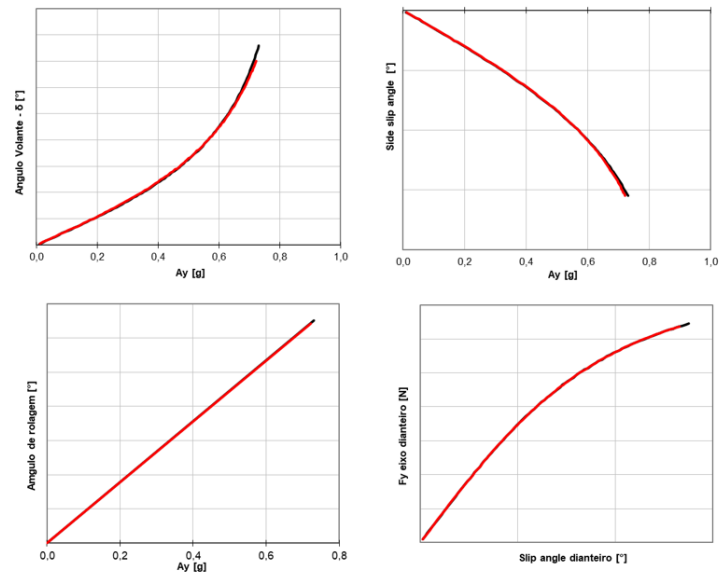


Figura 5.35: Comparação entre modelo parametrizado e modelo em tempo real das manobreas em regime permanente.

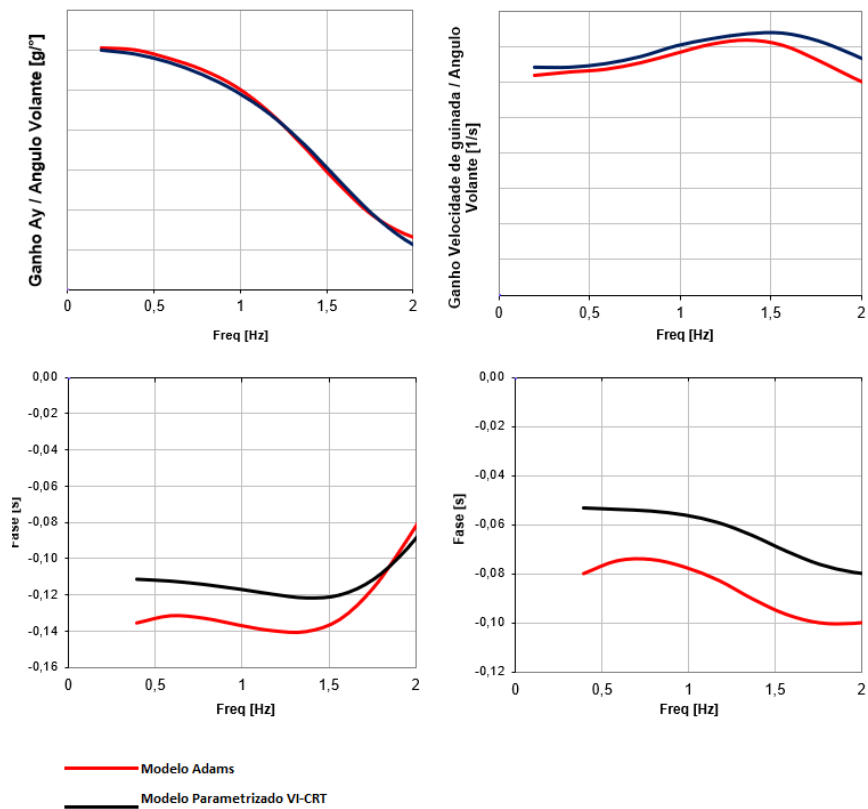


Figura 5.36: Correlação de respostas entre os modelos numéricos em Adams (múltiplos-corpos) e o modelo *VI-Car Real Time* (parametrizado). Manobra *Sweep sine*. Aceleração lateral e velocidade de guinada.

O mesmo comportamento pode ser observado nos gráficos de ângulo de guinada β por ângulo de volante e aceleração lateral. Ganhos similares são observados conforme pode ser visto na figura 5.37 e

o atraso na ordem de 0.02s. A imagem 5.37, apresenta ainda, a comparação entre os modelos Adams e VI-CRT de ângulo de rolagem em função da aceleração lateral e em função do ângulo de volante. Como o comportamento das curvas foi similar representando os comportamentos dinâmicos, considerou-se o modelo parametrizado aprovado para aplicação no simulador.

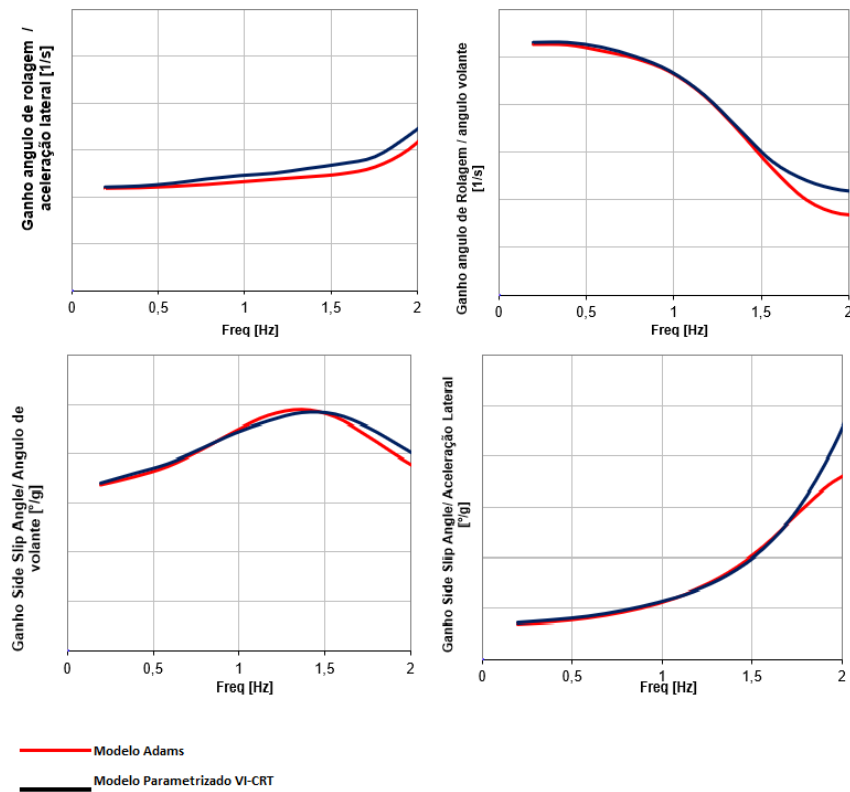


Figura 5.37: Correlação de respostas entre os modelos numéricos em Adams (múltiplos-corpos) e o modelo VI-Car real time (parametrizado). Manobra *Sweep sine*. Ângulo de rolagem.

5.5 Simulador de Dinâmica Veicular - Análise de sensibilidade dos parâmetros cinemáticos

O primeiro passo para análise das geometrias foi a avaliação subjetiva no simulador, para garantir que as sensações de direção estão fidedignas com o veículo real. Conforme apresentado no capítulo 3, no tópico simulador de dinâmica veicular, fez-se os quatro passos de verificação do modelo. Anteriormente o Piloto, havia feito as avaliações com o veículo físico que foi usado nas correlações:

- Avaliação do veículo físico (mesmo veículo utilizado nas correlações) na pista de Curvelo e realização de manobras específicas;
- Configuração da posição do piloto;
- Calibração nos sistemas de direção e freio. Neste caso não foi necessário ajuste uma vez que os modelos estavam respondendo de forma fidedigna;

- Realização de giros nas pistas e manobras de mudança de faixa. Conforme orientação do piloto ajustes nos parâmetros de *motion cueing* foram feitos para otimização da sensação de direção .

A partir da garantia da resposta subjetiva, todas as variações de geometria para avaliação no simulador podem ser realizadas.

Neste tópico será apresentada cada variável conforme tabela 4.39. Para cada variável será abordado:

1. Modificações na geometria original;
2. Alterações e efeitos colaterais no elastocinematismo;
3. Comparação dos resultados de *handling* com o veículo original;
4. Análises subjetivas no simulador.

Todas as descrições de geometria serão baseadas nos pontos geométricos que foram apresentados na figura 3.26.

5.5.1 Convergência estática

O objeto de prova correlacionado, possui -8' de convergência estática com veículo vazio. Como comentado nos tópicos anteriores normalmente veículos comerciais possuem rodas dianteiras divergentes para controle do subesterço. Geraram-se duas variações de geometria para avaliação no simulador, conforme ilustrado na tabela 5.2:

	Convergencia Estatica [']
Geometria 0 - Veículo Referência	-8'
Geometria 01	0'
Geometria 02	-30'

Tabela 5.2: Variações de convergência para análise de sensibilidade.

5.5.1.1 Geometria 01: Convergência estática = 0'

Para criação da geometria 01 foi alterada apenas a coordenada do ponto F, exatamente como faz-se o procedimento de alinhamento em oficinas, alterando o comprimento do braço EF. Neste caso alterou-se o comprimento do braço em 0.13mm. Como ilustrado na figura 5.38 a convergência estática foi alterada, mas a variação de convergência foi mantida. Os demais parâmetros cinemáticos não tiveram alteração significativa.

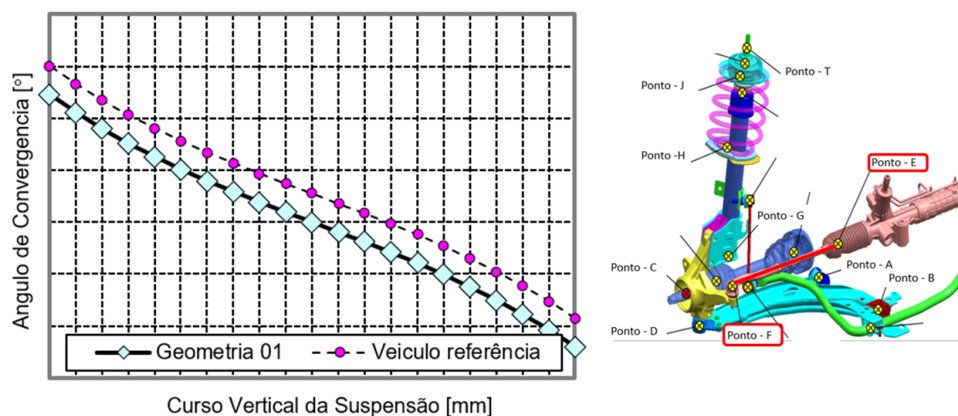


Figura 5.38: Variação de convergência com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 1.

5.5.1.2 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Para facilitar a análise em todas as geometrias será apresentada a tabela comparativa, entre o veículo referência e a geometria em questão conforme figura 5.3.

AYMAX	0,00%
δ @ AY=0.4G	-2,42%
β @ AY=0.4G	0,00%
θ	-0,01%

Tabela 5.3: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 1

Onde:

- Aymax – Aceleração lateral máxima do veículo
- δ @ AY=0.4G - Subesterço na aceleração lateral de 0.4G
- β @ AY=0.4G – *Side slip angle* na aceleração lateral de 0.4G
- θ – Rolagem máxima da carroceria

O percentual mostrado na tabela e no gráfico é sempre da geometria em relação ao veículo referência. Isto é neste caso o subesterço da geometria 01 é 2.42% menor do que o veículo com a geometria original. A geometria 01 gerou um pequeno impacto no subesterço, uma vez que a curva de variação de convergência foi deslocada.

5.5.1.3 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Para facilitar a análise em todas as geometrias será apresentada o seguinte tabela comparativa, entre o veículo referência e a geometria em questão, conforme ilustrado na tabela 5.4:

Vmax / V0 - Yaw	-0,72%
Fmax Rol	0,33%
$\theta/\Delta Y$ - 1 Hz	0,00%
Fase θ/δ (0.5Hz)	0,48%
Fase ψ/δ (1Hz)	1,20%
Fase $\Delta Y/\theta$ (1Hz)	0,55%
Fase $\psi/\Delta Y$ (1Hz)	0,00%
Fase β/δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.4: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base vs geometria 1.

Onde:

- Fmax Yaw: Frequência de pico de guinada;
- Vmax / V0 – Yaw: Razão entre Ganho Máximo e Ganho inicial de Yaw;
- Fmax Rol: Frequência de pico de rolagem
- Fase θ/δ (1 Hz): Fase entre ângulo de rolagem e ângulo volante na frequência de 1 Hz
- Fase ψ/δ (1Hz): Fase entre velocidade de guinada e ângulo de volante a 1 Hz
- Fase $\Delta Y/\theta$ (1Hz): Fase entre aceleração lateral e rolagem de carroceria a 1 Hz
- Fase $\psi/\Delta Y$ (1Hz): Fase entre velocidade de guinada e aceleração lateral a 1 Hz
- Fase β/δ (1Hz): Fase entre *side slip angle* e ângulo de volante a 1 Hz

Conforme demonstrado no gráfico, houve uma variação pequena entre velocidade de guinada e ângulo do volante gerado pela alteração da convergência estática. A imagem 5.39 ilustra uma pequena redução do ângulo de fase entre velocidade de guinada e ângulo do volante, principalmente em frequências baixas. Observou-se também uma pequena queda no subesterço e consequente aumento do ganho da velocidade de guinada.

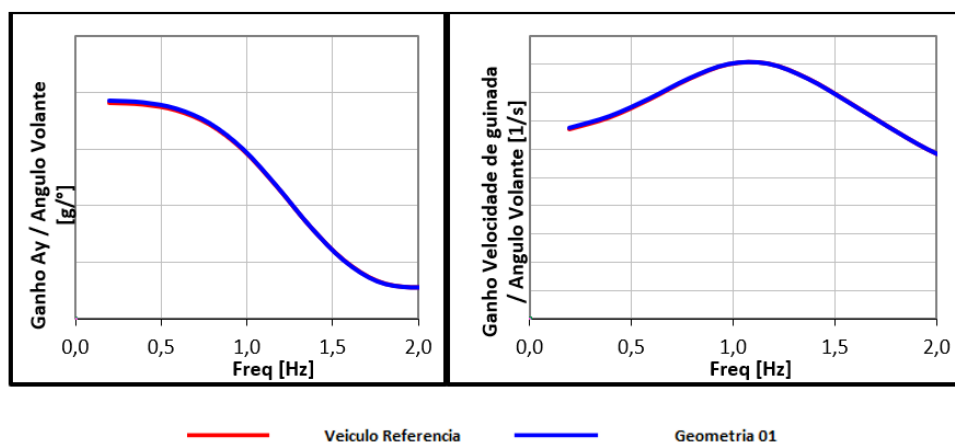


Figura 5.39: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base vs geometria 1

com a queda do subesterço KUS tem-se o aumento do ganho da velocidade de guinada:

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_{vol}} = \frac{1}{\frac{L}{V} \cdot \tau + KUS \cdot V} \quad (5.7)$$

5.5.1.4 Geometria 02 - Convergência estática = -30°

Para criação da geometria 02 foi alterada a coordenada do ponto F, exatamente como faz-se o procedimento de alinhamento em oficinas. Foram também alteradas as coordenadas dos pontos G e D para manutenção do ângulo de camber do veículo original. Como ilustrado no figura 5.40, a convergência estática foi alterada, mas a variação de convergência foi mantida. Devido às alterações nos pontos D e G os demais parâmetros cinemáticos não tiveram alteração significativa.

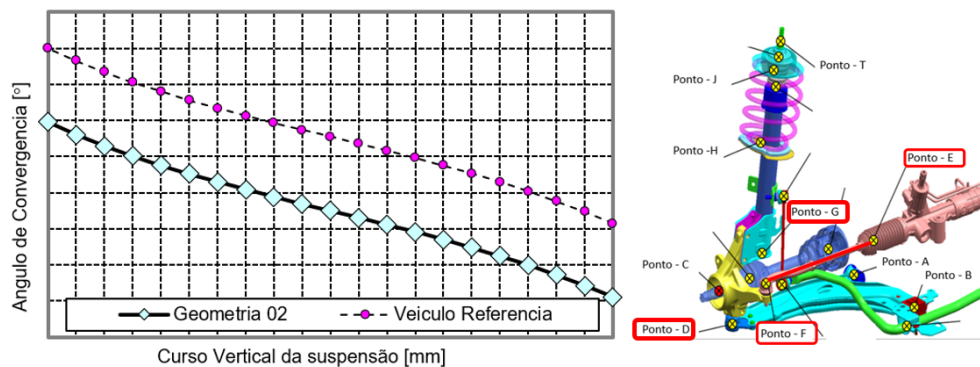


Figura 5.40: Variação de convergência com curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 2.

5.5.1.5 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Os resultados da análise em regime permanente demonstram uma significativa alteração no subesterço do veículo e uma pequena variação no limite de aceleração lateral, evidenciando a correlação com a curva de variação de convergência, conforme ilustrado na figura 5.5.

AYMAX	2,57%
δ @ AY=0.4G	11,78%
β @ AY=0.4G	0,63%
θ	0,29%

Tabela 5.5: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 2.

O comportamento da curva de subesterço apresenta uma importante modificação no trecho linear e na taxa de variação no trecho não linear. Obviamente o veículo com ângulo divergente na dianteira de -30° apresenta maior ângulo volante em relação a aceleração lateral, portanto mais subesterçante, conforme ilustrado na figura 5.5.

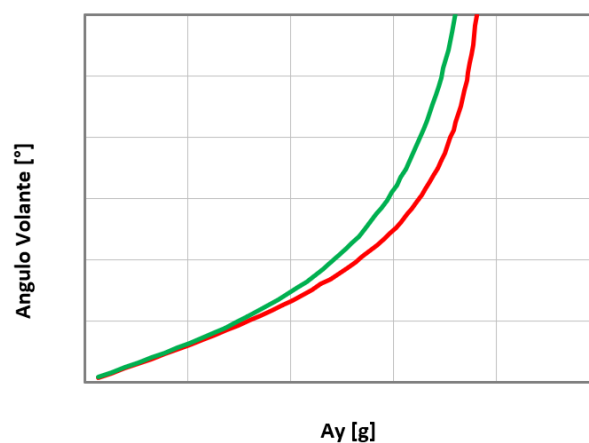


Figura 5.41: Comparação *handling* estacionário curva da subesterço: Veículo base versus geometria 2.

O veículo apresenta um maior *slip angle* dianteiro e consequente redução na rigidez lateral. Com o aumento do *slip angle* os pneus perdem a capacidade de gerar carga lateral como discutido na seção modelo de bicicleta. Este fenômeno ocorre na parte não linear da curva de subesterço. As imagens 5.42 ilustram o comportamento da rigidez lateral e *side slip*.

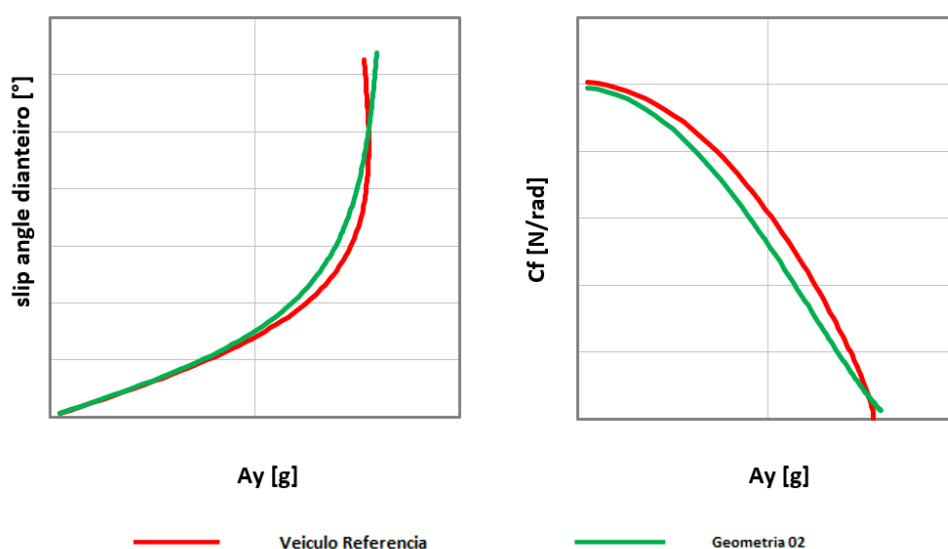


Figura 5.42: Comparação *handling* estacionário de *slip angle* e rigidez lateral: Veículo base vs geometria 2.

5.5.1.6 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Com o aumento do subesterço e a redução de rigidez lateral, percebe-se uma redução no ganho das variáveis envolvidas com o ângulo de volante, conforme ilustrado na figura 5.6. Observa-se também uma redução no tempo de resposta no veículo com a geometria 2, isto ocorre devido à redução dos ganhos, não significando que o veículo é mais rápido.

Vmax / V0 - Yaw	6,52%
Fmax Rol	0,00%
$\theta/\Delta Y - 1 \text{ Hz}$	-0,54%
Fase θ/δ (0.5Hz)	-4,35%
Fase ψ/δ (1Hz)	-6,02%
Fase $\Delta Y/\theta$ (1Hz)	-2,20%
Fase $\psi/\Delta Y$ (1Hz)	0,00%
Fase β/δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.6: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base vs geometria 2.

A figura 5.43 ilustra a redução dos ganhos relativos a aceleração lateral, velocidade de guinada, rolagem da carroceria e ângulo de escorregamento. A alteração na convergência implica diretamente na redução dos ganhos, reduzindo as amplitudes de resposta transiente ao volante.

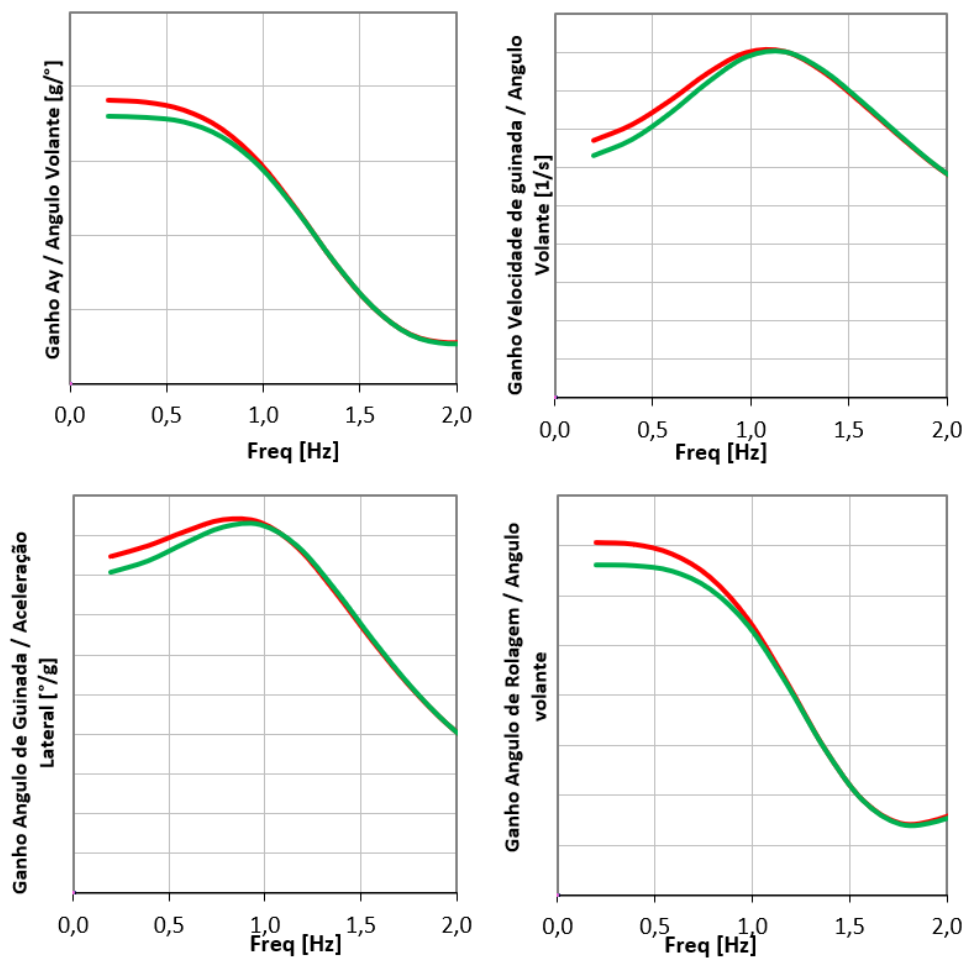


Figura 5.43: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base vs geometria 2.

5.5.1.7 Análise Subjetiva no Simulador - Convergência Estática

A tabela abaixo apresenta as análises subjetivas realizadas no simulador pelo piloto de testes da Stelantis relativas as geometrias 0, 1 e 2 analisadas.

Geometria	Variáveis	Avaliação subjetiva no simulador
Geometria02	Convergência = -30'	No giro na pista observou-se um ganho de subesterço significativo, atingindo com mais facilidade o limite dos pneus no eixo dianteiro. Percebeu-se também uma redução no limite do carro. A alteração no subesterço ficou mais nítida em manobras de frenagem em curva, veículo apresenta uma tendência em sair de frente. Observou-se também um pequeno desequilíbrio no veículo em acelerações laterais mais altas, ficando o carro sobrecarregado no eixo dianteiro. Este desequilíbrio mostra-se acentuado em manobras acima de 0.6G, onde observou-se dois tempos de resposta, sendo necessária correções sucessivas no veículo em curva de raio constante. Em manobras de mudança de faixa, por outro lado, o piloto de testes observou um melhor comportamento do veículo na segunda mudança. O veículo se mostrou mais estável com melhor apoio do eixo dianteiro, foi percebido que na segunda mudança a frente apoia antes exigindo um pouco mais da traseira.
Geometria01	Convergência =0	A redução do subesterço foi imediatamente percebida no giro cego de pista conforme visto nos resultados de <i>steering pad</i> e <i>sweep</i> . Foi percebido uma aumento nítido da agilidade do carro na realização nas manobras de mudança de faixa, confirmando o gráfico entre velocidade de guinada e aceleração lateral.

Tabela 5.7: Análise subjetiva no simulador da convergência estática: Geometrias 0,1 e 2

As análises no simulador refletiram de forma subjetiva os resultados encontrados nos modelos em múltiplos corpos, porém com uma maior riqueza de informações. A redução dos ganhos demonstrados na análise de múltiplos corpos refletiu na análise de mudança de faixa e o acréscimo de subesterço ficou clara na condução na pista virtual.

5.5.2 Camber Estático

O objeto de prova correlacionado, possui -1.03° de camber estático. Como comentado nos tópicos anteriores normalmente veículos comerciais possuem camber negativo com o objetivo de otimizar o comportamento de *handling*. Geraram-se duas variações de geometria para avaliação no simulador, conforme tabela 5.8:

	Camber Estático [°]
Geometria 0 - Veículo Referência	-1.03°
Geometria 03	0
Geometria 04	-2.00°

Tabela 5.8: Variações de camber para análise de sensibilidade.

5.5.2.1 Geometria 03 - Camber estático = 0°

Para criação da geometria 03 foi alterada a coordenada do ponto G, alterando o ângulo do montante no plano YZ. Como a posição do montante foi completamente alterada tornaram-se necessárias mais modificações na geometria para não se alterar outros parâmetros cinemáticos da suspensão. Para recuperação da variação de convergência moveu-se o ponto F na direção Z. Para recuperação do erro de Ackerman moveu-se o ponto F na direção Y. Para recuperação do TAU moveu-se o ponto F na direção X. O ponto D também foi alterado para correção da bitola do veículo. Gerou-se, portanto, uma geometria de suspensão nova para preservar todas as características cinemáticas da suspensão, com exceção do ângulo de camber. A figura 5.44 apresenta a variação de camber relativa a geometria 3 em comparação com o veículo de referência.

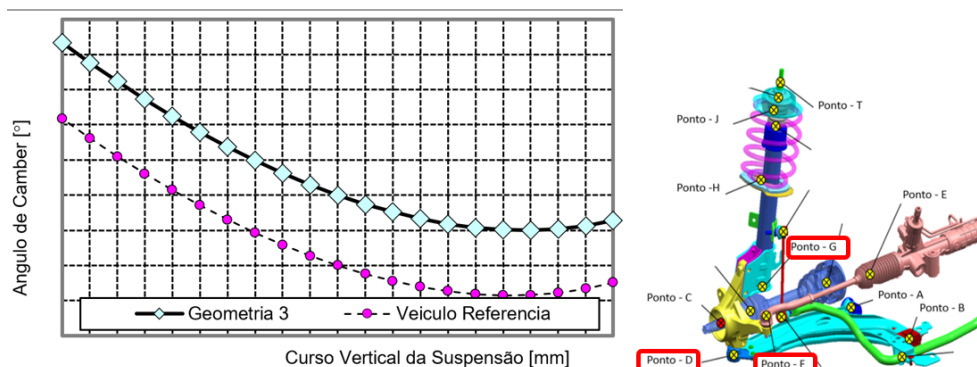


Figura 5.44: Variação de camber com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 3

Assim como os demais parâmetros cinemáticos, o Kingpin (KPI) e o braço transversal a terra (SR) foram mantidos inalterados, gerou-se um efeito colateral no braço transversal no centro da roda (KPO). Conforme ilustrado figura 5.45, o KPO aumentou na geometria 03 em torno de 5mm o que corresponde a 8% de aumento.

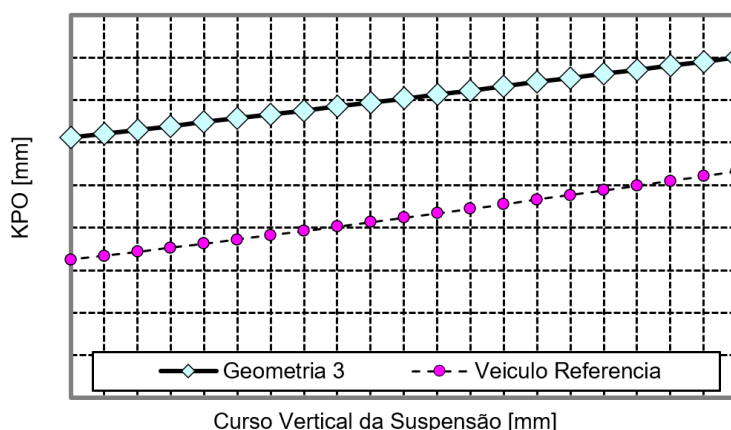


Figura 5.45: Variação de KPO com curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 3

Como descrito no capítulo sobre os fundamentos teóricos, o principal efeito colateral do KPO é relacionado resposta de torque no volante em função de variações de torque no motor. Tomou-se o cuidado, por fim, de realizar análises subjetivas no simulador desconsiderando situações de aceleração do veículo.

5.5.2.2 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Os resultados da análise em regime permanente demonstram novamente uma alteração no subesterço do veículo e uma pequena variação no limite de aceleração lateral conforme ilustrado na tabela 5.9. No regime estacionário o único comportamento que se percebe diferença é a relação entre o ângulo do volante e a aceleração lateral, conforme ilustrado na figura 5.46.

AYMAX	-1,16%
δ @ AY=0.4G	5,44%
β @ AY=0.4G	-0,32%
θ	0,33%

Tabela 5.9: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 3.

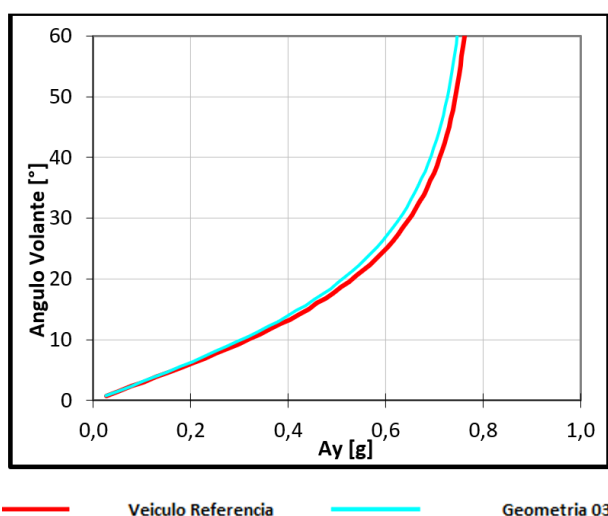


Figura 5.46: Comparação *handling* estacionário: Subesterço Veículo base versus geometria 3.

5.5.2.3 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Na análise de resposta em frequência as diferenças foram ainda menores, conforme ilustrado na tabela 5.10. Pode-se dizer que não houve modificação significativa nos resultados.

Vmax / V0 - Yaw	1,45%
Fmax Rol	-0,33%
θ /AY - 1 Hz	0,81%
Fase θ / δ (0.5Hz)	-1,45%
Fase ψ / δ (1Hz)	-2,41%
Fase AY/ θ (1Hz)	-0,55%
Fase ψ /AY (1Hz)	0,00%
Fase β / δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.10: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 3.

A figuras 5.47 apresenta a pequena variação de subesterço e velocidade de guinada.

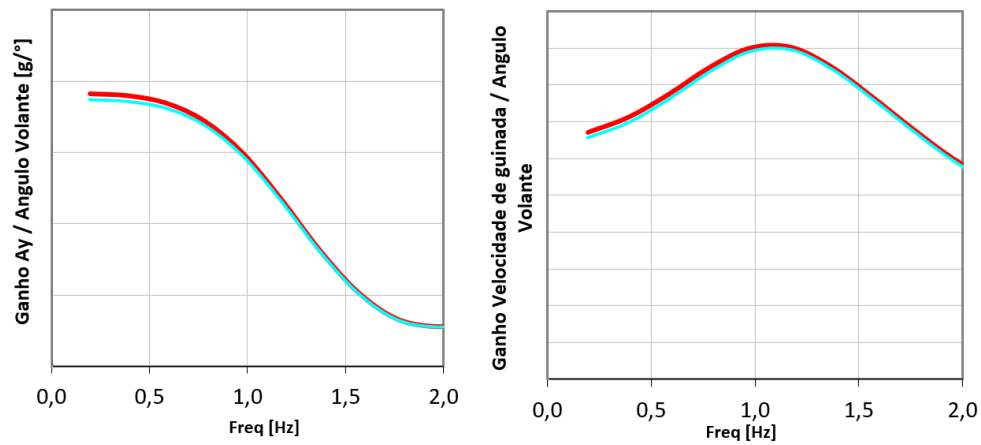


Figura 5.47: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 3.

5.5.2.4 Geometria 04 - Camber estático = -2° :

Para criação da geometria 04, conforme mostrado na figura 5.48, foi alterada a coordenada do ponto G, alterando o ângulo do montante no plano YZ e alterações similares à geometria 3.

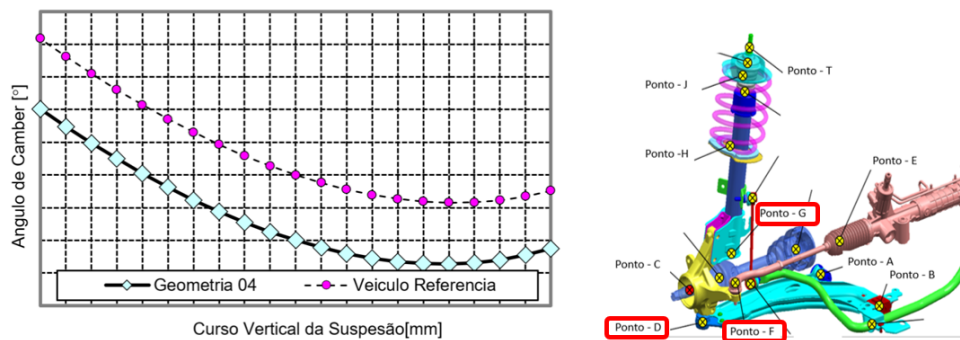


Figura 5.48: Variação de camber com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 4.

Como ocorreu na geometria 03, manteve-se todos os parâmetros cinemáticos inalterados com exceção do braço transversal no centro da roda. Conforme ilustrado na figura 5.49, o KPO aumentou na geometria 04 em torno de 6mm o que corresponde a aproximadamente 8% de aumento.

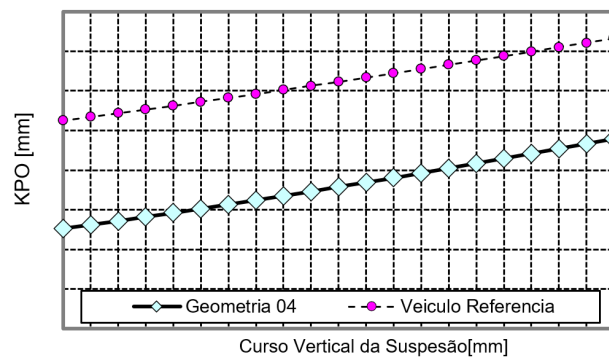


Figura 5.49: Variação de KPO com curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 4.

5.5.2.5 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Conforme ilustrado na tabela 5.11 Os resultados da análise da análise de *steering pad* apresentam uma redução do subesterço do veículo e um aumento do limite.

AYMAX	1,16%
δ @ AY=0.4G	-5,14%
β @ AY=0.4G	0,00%
θ	-0,24%

Tabela 5.11: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 4.

Conforme esperado o aumento do ângulo de camber gera um melhor uso dos pneus para *handling*, aumentando a rigidez lateral da suspensão dianteira reduzindo por consequência o subesterço. Ângulos de escorregamento menores geram uma redução do subesterço. As figuras 5.50 apresenta os resultados supracitados, pode se ver o aumento do limite no gráfico de subesterço.

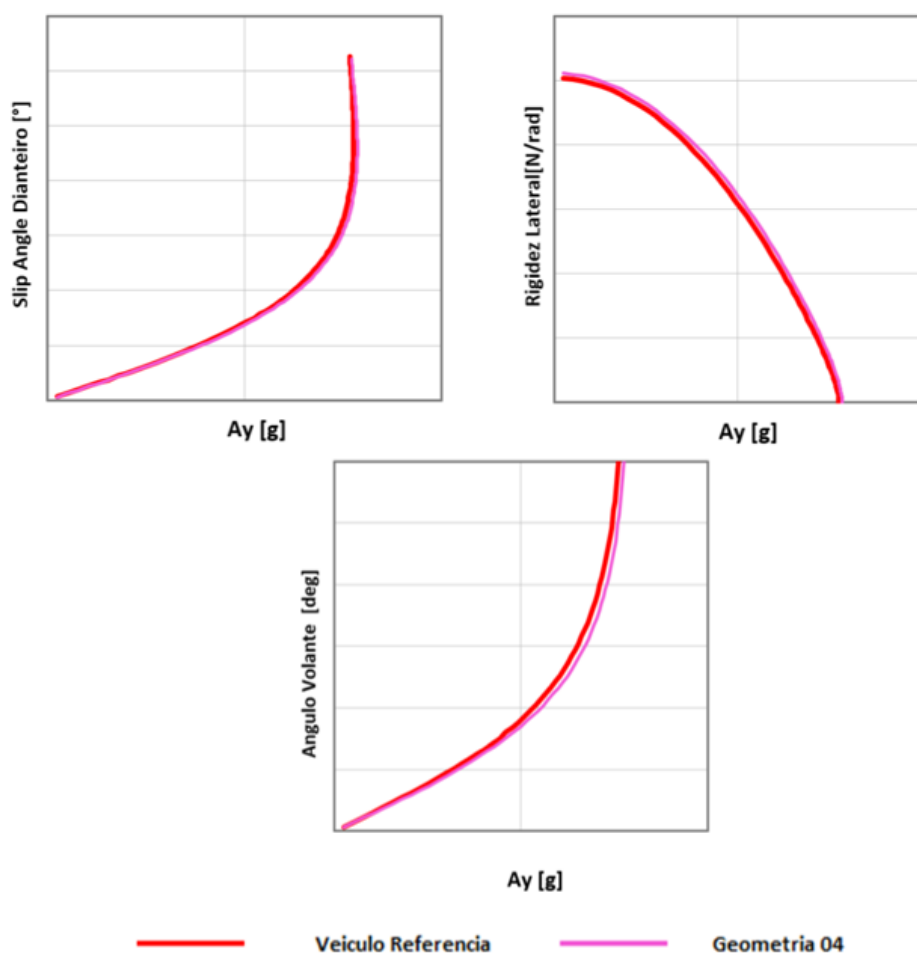


Figura 5.50: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 4.

5.5.2.6 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Na análise de resposta em frequência houve perceptível aumento nos ganhos de aceleração lateral, guinada e ângulo de escorregamento em relação ao ângulo de volante. Conforme comentado o ângulo de camber melhorou o comportamento do eixo dianteiro. A tabela 5.12 ilustra este comportamento.

Vmax / V0 - Yaw	-1,45%
Fmax Rol	0,66%
$\theta/\Delta Y$ - 1 Hz	-0,54%
Fase θ/δ (0.5Hz)	0,97%
Fase ψ/δ (1Hz)	2,41%
Fase $\Delta Y/\theta$ (1Hz)	0,55%
Fase $\psi/\Delta Y$ (1Hz)	0,00%
Fase β/δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.12: Comparação *sweep sine*: Veículo base versus geometria 4.

Devido aos maiores ganhos, conforme ilustrado na figura 5.51 os tempos de resposta são maiores no veículo com a geometria 04.

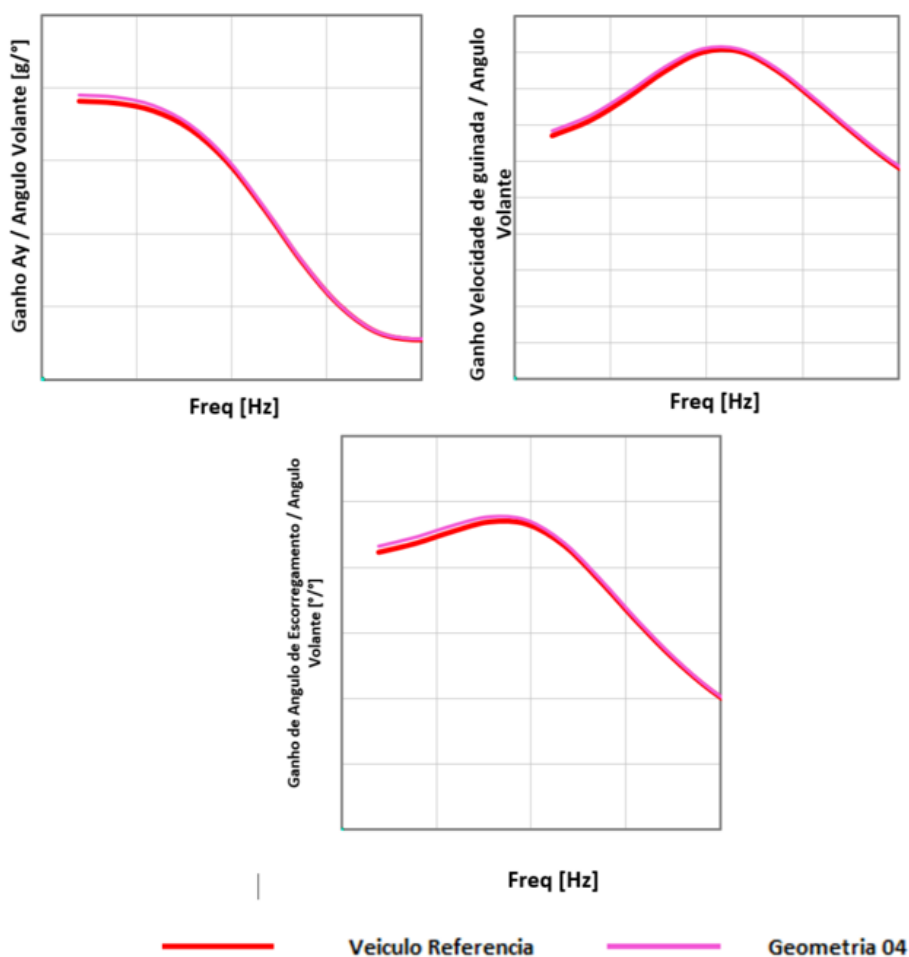


Figura 5.51: Comparação *sweep sine*: Veículo base versus geometria 4.

5.5.2.7 Análise Subjetiva no Simulador: Camber Estático

A tabela abaixo apresenta as análises subjetivas realizadas no simulador pelo piloto de testes da Stelantis relativas as geometrias 0, 3 e 4.

Geometria	Variáveis	Avaliação subjetiva no simulador
Geometria04	Camber = -2°	Observou-se que o veículo é mais preciso na realização de curvas e possui um menor subesterço. Na entrada de curvas o veículo insere com mais facilidade sem vacilar. Pode se observar com clareza no giro na pista o aumento do limite de aceleração lateral. O veículo se assemelha com veículos esportivos. Como efeito colateral observou-se uma sobre carga para o eixo traseiro, principalmente em manobras com frequência mais alta. Em manobras de dupla mudança de faixa percebe-se uma dificuldade do eixo traseiro para completar o evento.
Geometria03	Camber = 0	Observou-se uma ligeira perda de precisão em curvas com altas acelerações laterais. Observou-se também dois tempos de resposta em curvas com ângulos mais fechados, isto é, é necessário a imposição de dois ângulos de volante para se fazer uma curva de raio constante. Nas manobras de giro cego em pista e principalmente no <i>steering pad</i> foi percebida uma tendencia de maior ângulo de volante, isto é, o ligeiro aumento de subesterço.

Tabela 5.13: Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0,1 e 2.

Para o estudo em questão, não serão realizadas alterações na suspensão traseira; Naturalmente mudanças na geometria da suspensão dianteira de forma isolada gera desequilíbrio no veículo. Alterações na suspensão traseira, como por exemplo, o próprio ângulo de camber, pode retomar o equilíbrio do veículo. Novamente, os resultados das análises multicorpos refletiram na análise do simulador. A experiência subjetiva trouxe informações adicionais que a análise numérica não traria, como por exemplo, o comportamento transiente na entrada de curvas, o nível de precisão da direção, além do equilíbrio entre os eixos.

5.5.3 Caster

O objeto de prova correlacionado, possui aproximadamente 5° de caster. O ângulo de caster tem grande responsabilidade na estabilidade da centralização da direção, conforme comentado nos tópicos anteriores. Geraram-se duas variações de geometria para avaliação no simulador, conforme mostrado na tabela 5.52 :

	Caster [°]
Geometria 0 - Veículo Referência	5°
Geometria 05	0
Geometria 06	10°

Figura 5.52: Comparação *sweep sine*: Veículo base versus geometria 4.

5.5.3.1 Geometria 05 - Caster = 0°

Para geração da geometria 05 moveu-se o ponto T em 69mm para frente do carro chegando a um valor de ângulo de caster 0. Este valor utilizado é apenas para fins didáticos, pois o valor nulo de caster leva a uma instabilidade no sistema de direção. A figura 5.53 apresenta a curva de variação de caster.

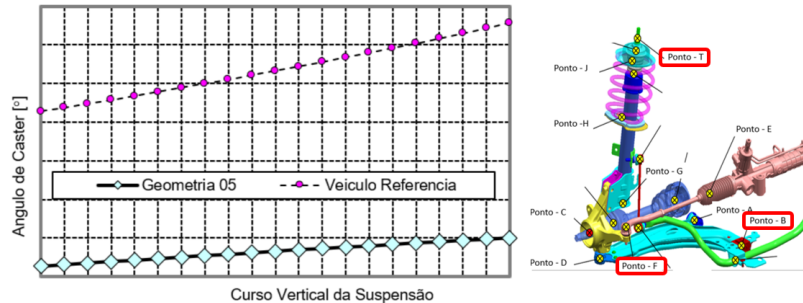


Figura 5.53: Variação de caster com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 5.

Com a alteração da inclinação do eixo DT, gerou-se uma alteração do centro de *pitch* instantâneo, afetando, por fim o *anti-dive*, conforme discutido no capítulo 2. Para correção do ângulo *anti-dive* moveu-se o ponto B na direção Z, não foi possível retomar totalmente a curva de *anti-dive*, gerando-se, portanto, este efeito colateral, conforme apresentado na figura 5.54. Levou-se em consideração este efeito colateral na análise do simulador.

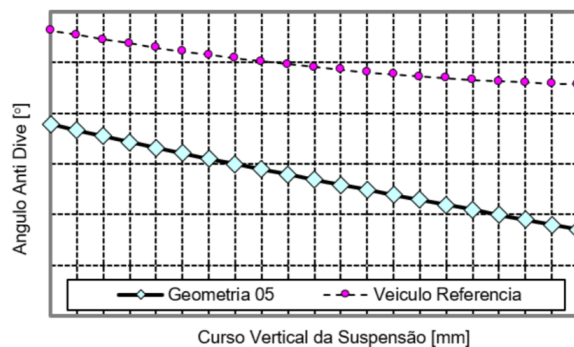


Figura 5.54: Variação de *anti-dive* com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 5

Para manutenção das curvas de variação de convergência, Ackerman e TAU, alterou-se as coordenadas do ponto F. Com a alteração do ângulo de caster, por consequência os braços longitudinais também foram alterados, conforme ilustrado na figura 5.55.

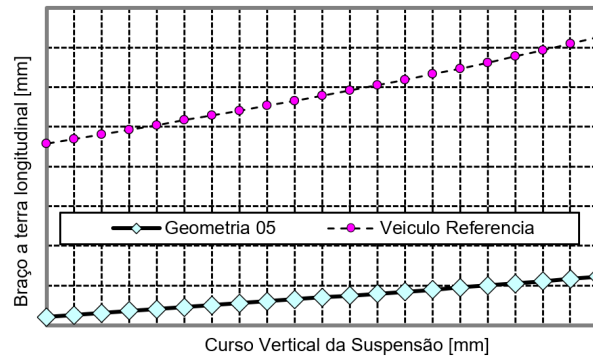


Figura 5.55: Variação de braço longitudinal a terra com curso vertical da suspensão. Veículo base versus geometria 5

Os demais parâmetros cinemáticos não foram alterados de forma significativa, com exceção da variação de *camber* que será comentado no próximo tópico.

5.5.3.2 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Os resultados da análise da análise de *steering pad* apresentam 3 alterações significantes, conforme ilustrado na tabela 5.14:

1. Queda de torque no volante: A redução do torque no volante é consequência imediata da redução do ângulo de *caster*. A figura 5.56 ilustra esta redução.
2. Queda no limite de aceleração lateral. Conforme discutido nas seções anteriores, o ângulo de *caster* com o esterçamento das rodas se transformam em ângulo de *camber*, conforme demonstrado na figura 5.57. A redução do ângulo da *caster* naturalmente reduz o ângulo de *camber* reduzindo, por fim, o limite do veículo. No gráfico de subesterço 5.56, pode-se perceber a redução de limite do veículo com a geometria 05.
3. Queda de rolagem da carroceria. Como apresentado no tópico relativo a *caster* e *caster trail*, o ângulo de *caster* gera uma movimentação em forma de cone das rodas ao esterçar as rodas. Este cone contribui para a rolagem da carroceria, com o ângulo de *caster* igual a zero, exclui-se o efeito rolagem devido ao *caster*. A redução do ângulo de rolagem da carroceria é apresentada na figura 5.58.

AYMAX	-2,06%
δ @ AY=0.4G	0,00%
β @ AY=0.4G	0,00%
θ	-9,15%

Tabela 5.14: Comparação *handling* estacionário. Veículo base versus geometria 5.

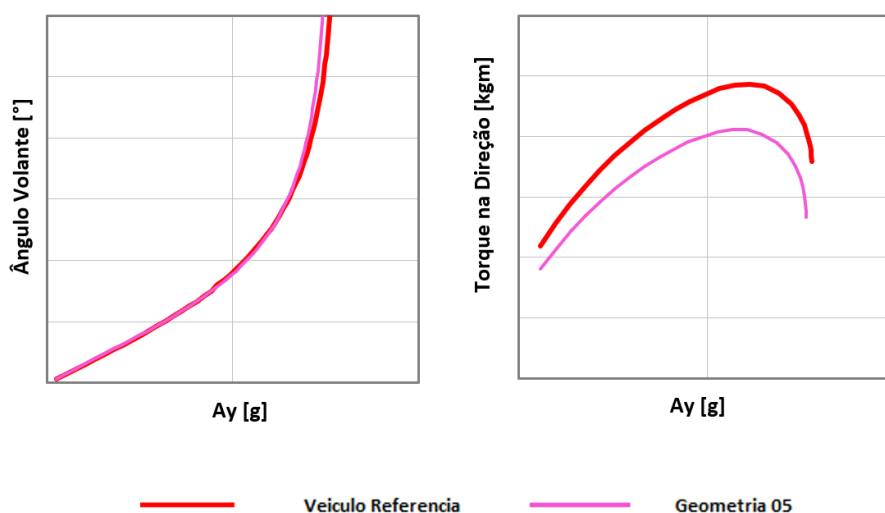


Figura 5.56: Comparação *handling* estacionário, subesterço e torque na direção. Veículo base versus geometria 5.

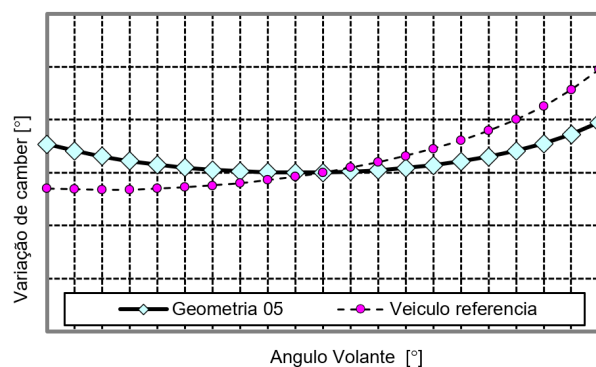


Figura 5.57: Variação de camber curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 5.

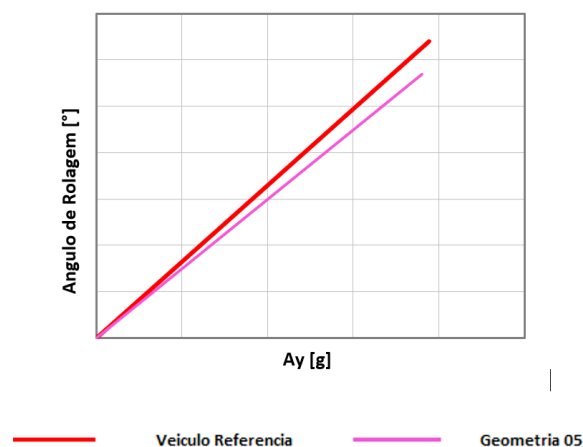


Figura 5.58: Comparação *handling* estacionário, rolagem da carroceria. Veículo base versus geometria 5.

5.5.3.3 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Na análise de resposta em frequência houve perceptível aumento nos ganhos de velocidade de guinada e *side slip angle* do veículo em função do ângulo do volante, conforme ilustrado na tabela 5.15 e figura 5.59.

Vmax / V0 - Yaw	2,90%
Fmax Rol	0,66%
$\theta/\Delta Y$ - 1 Hz	-1,62%
Fase θ/δ (0.5Hz)	0,00%
Fase ψ/δ (1Hz)	0,00%
Fase $\Delta Y/\theta$ (1Hz)	0,00%
Fase $\psi/\Delta Y$ (1Hz)	0,00%
Fase β/δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.15: Comparação *handling sweep sine*. Veículo base versus geometria 5.

A redução da variação de camber em função do ângulo da roda, reduz a resistência ao movimento de guinada do veículo. O ângulo de camber em função do ângulo de volante gera uma carga contrária a inercia do veículo reduzindo o ângulo de guinada. A ausência da variação do camber gera, portanto, um aumento do pico da velocidade de guinada, conforme ilustrado na figura 5.59.

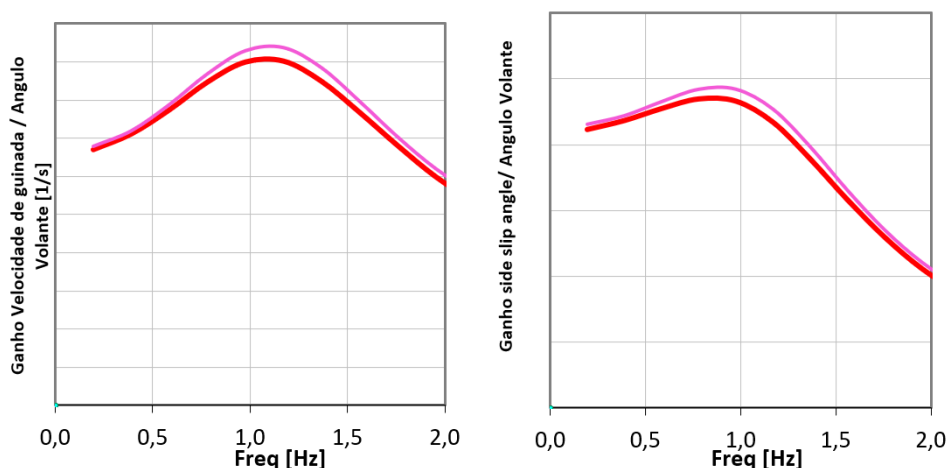


Figura 5.59: Comparação *handling sweep sine*. Aumento nos ganhos de velocidade de guinada e *side slip angle* do veículo em função do ângulo do volante. Veículo base vs geometria 5.

Outro efeito percebido na análise em multicorpos foi a queda no ganho de ângulo do volante em função do torque no volante. Conforme ilustrado na figura 5.60 em manobras entre 1.1 e 1.5Hz ocorre uma queda neste ganho, devido a instabilidade gerada pelo caster zero.

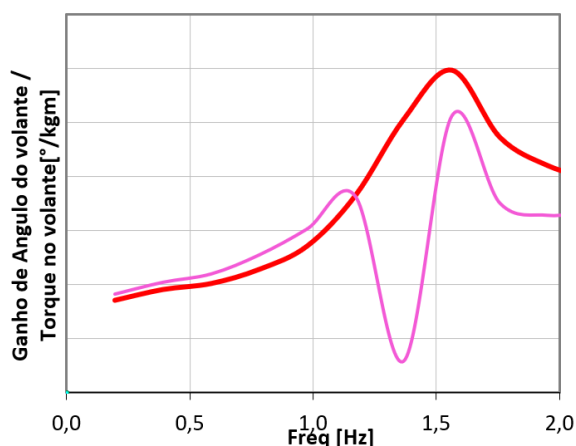


Figura 5.60: Comparação *handling sweep sine*. Queda no ganho de ângulo do volante em função do torque no volante. Veículo base versus geometria 5.

5.5.3.4 Geometria 06 - Caster = 10°:

Para geração da geometria 06 moveu-se o ponto T em 53mm para trás do carro chegando a um valor de ângulo de caster 10°, levando à curva de variação de caster apresentada na figura 5.61. Gerou-se a mesma alteração da linha DT afetando, portanto o ângulo de *dive*. Para correção do ângulo *anti-dive* moveu-se o ponto B na direção Z, não foi possível retomar totalmente a curva de *anti-dive*, gerando-se, portanto, este efeito colateral, conforme apresentado na figura 5.62. Levou-se em consideração este efeito colateral na análise do simulador. Para manutenção das curvas de variação de convergência, Ackerman e TAU, alterou-se as coordenadas do ponto F. Com a alteração do ângulo de caster, por consequência os braços longitudinais também foram alterados, conforme ilustrado na figura 5.63.

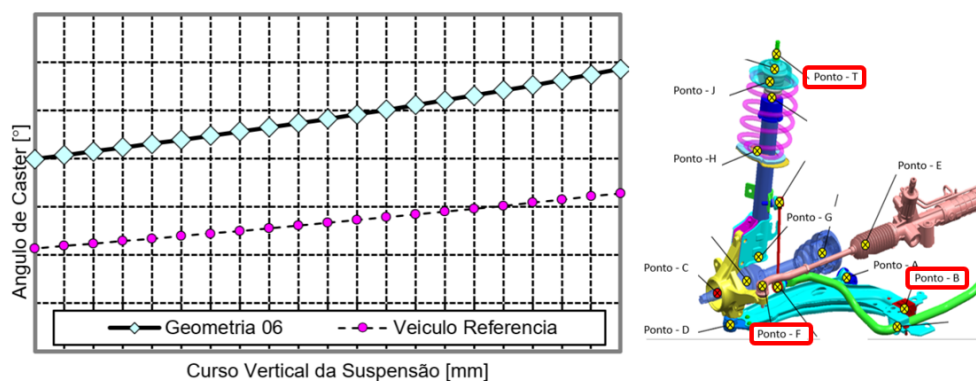


Figura 5.61: Variação de caster curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 6

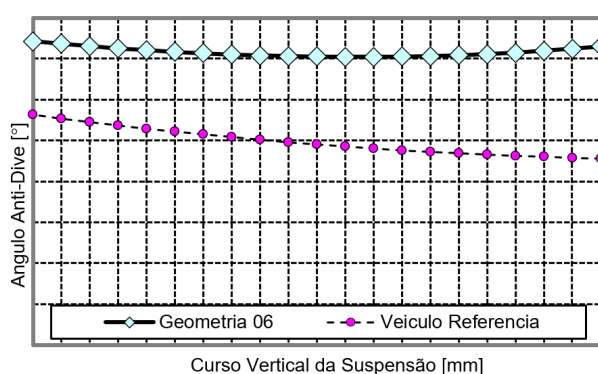


Figura 5.62: Variação de ângulo anti-dive em função do curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 6

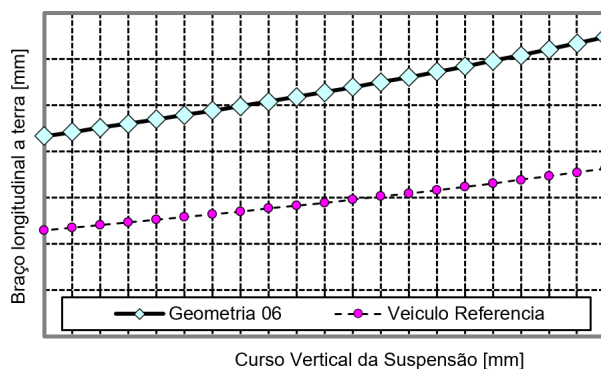


Figura 5.63: Variação do braço longitudinal a terra em função do curso vertical da suspensão. Veículo base vs geometria 6

5.5.3.5 Análise em Multicorpos – *Steering Pad*

Os resultados da análise de *steering pad* apresentam um aumento do nível de rolagem da carroceria, conforme comentado no tópico anterior, o caster gera um efeito cone que tem interferência direta no nível de rolagem da carroceria. Percebe-se também uma ligeira redução no limite de aceleração lateral do veículo

com a geometria 06, efeito devido ao aumento rolagem da carroceria transferindo mais carga para as rodas externas à curva, saturando, por fim, os pneus mais rapidamente. Nesta geometria não se teve alteração significativa da curva de alteração de camber, conforme apresentado na geometria 5. Os gráficos 5.64, 5.65, 5.66 ilustram estes comportamentos. Conforme ilustrado, observou-se também um aumento no torque do volante, efeito diretamente ligado ao ângulo de caster, conforme explanado no tópico Caster e Caster *Trail* deste trabalho.

AYMAX	-1,50%
δ @ AY=0.4G	0,80%
β @ AY=0.4G	0,00%
θ	6,00%

Figura 5.64: Comparação *handling* estacionário. Veículo base versus geometria 6.

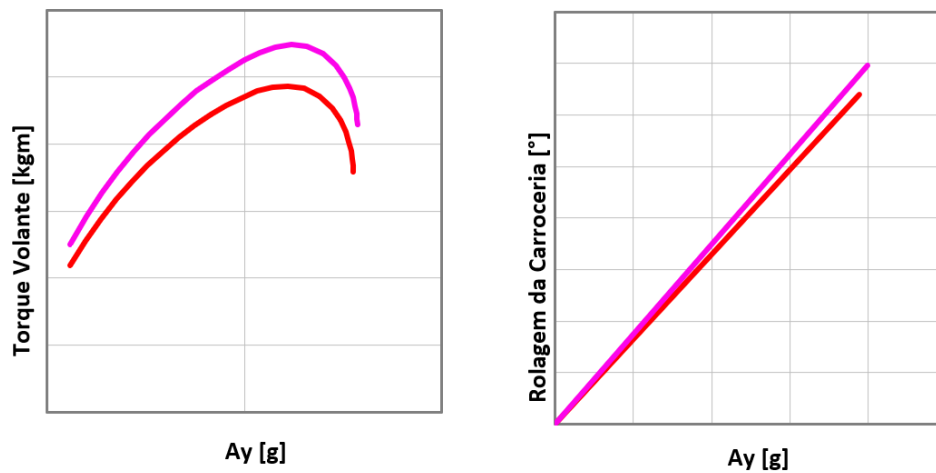


Figura 5.65: *Handling* estacionário - torque volante e rolagem da carroceria em função da aceleração lateral. Veículo base versus geometria 6

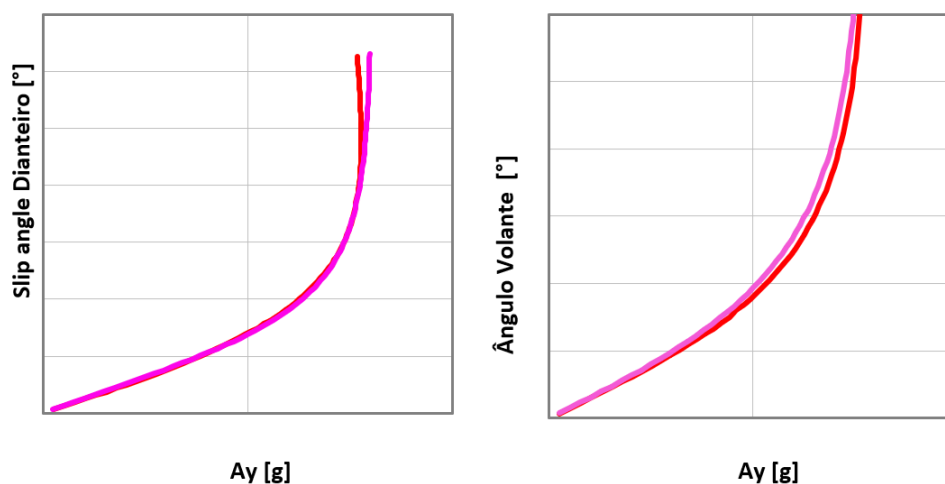


Figura 5.66: *Handling* estacionário - *slip angle* dianteiro e subesterço. Veículo base versus geometria 6

5.5.3.6 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Na análise de resposta em frequência houve uma pequena redução nos ganhos de velocidade de guinada e ângulo de escorregamento do veículo em função do ângulo do volante, conforme ilustrado na tabela 5.16

Vmax / V0 - Yaw	-2,17%
Fmax Rol	0,00%
$\theta/\Delta Y$ - 1 Hz	1,62%
Fase θ/δ (0,5Hz)	0,00%
Fase ψ/δ (1Hz)	1,20%
Fase $\Delta Y/\theta$ (1Hz)	0,55%
Fase $\psi/\Delta Y$ (1Hz)	0,00%
Fase β/δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.16: Comparação *handling sweep sine*. Veículo base versus geometria 6.

A figura 5.67 apresenta os ganhos de velocidade de guinada e *side slip angle* no domínio da frequência. Conforme observado o aumento da rolagem da carroceria gera um aumento de subesterço o qual por sua vez reduz os ganhos relativos ao *side slip angle*.

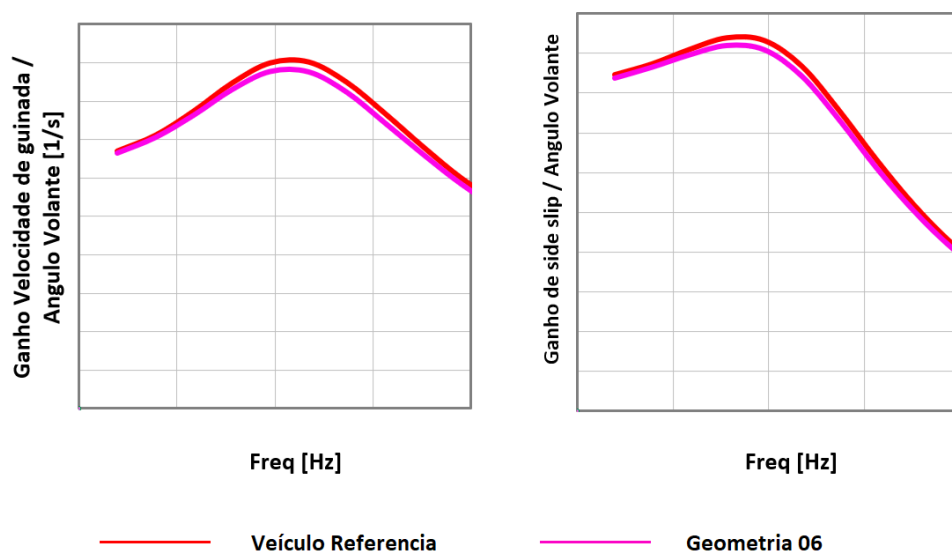


Figura 5.67: Comparação *handling sweep sine*. Veículo base versus geometria 6.

5.5.3.7 Análise subjetiva no Simulador

A tabela abaixo apresenta as análises subjetivas realizadas no simulador pelo piloto de testes relativas as geometrias 0, 5 e 6.

Geometria	Variáveis	Avaliação subjetiva no simulador
Geometria 05	Caster = 0°	Na avaliação subjetiva, para a geometria 05, observou-se uma baixa carga no volante em manobras de baixas e médias acelerações laterais em todas as análises realizadas. Observou-se o fenômeno de instabilidade na carga e ângulo de volante. Em várias situações no giro cego de pista foi percebido comportamento estranho no sistema de direção. Foram percebidas as seguintes situações: - Sensação de <i>feedback</i> de direção nulo. - Percepção de carga no volante estar invertida à condição de direção. - Percebeu-se ainda falta de linearidade da direção, isto é a carga do volante não tem relação linear com a aceleração lateral além de quedas abruptas na carga. - Em altas acelerações laterais percebeu-se o travamento do volante e a partir de um certo ângulo de volante a direção continua virando”. Este comentário tem correlação direta com o vale apresentado na figura 5.60 - Grande sensação de insegurança - Foi feita uma análise em linha reta, e o veículo se mostrou com dificuldade de manter a trajetória retilínea. Também efeito colateral da falta de centralização da roda devido ao caster zero. .
Geometria 06	Caster = 10°	Foi percebido um ligeiro aumento na carga do volante em todas as situações de direção. Em curvas a carga sobe mais rápido do que o veículo referência, mas com o comportamento muito linear. Foi percebida também uma maior dificuldade de tirar o carro do centro. O efeito do aumento da carga foi evidenciado nas análises em multicorpos, a linearidade da carga no volante também foi vista nas análises em multicorpos. Foi percebido também uma maior facilidade de desequilibrar a traseira. Nas manobras de mudança de faixa obteve-se a sensação que a traseira escorrega um pouco mais. Aqui mais uma riqueza de detalhes em relação ao equilíbrio do carro na qual é difícil analisar apenas com análises em multicorpos. Neste caso a análise multicorpos não evidenciou um aumento no ângulo de escorregamento do veículo devido ao fato do eixo dianteiro ter melhorado a resposta. Por fim foi observado que o carro parece melhor antes do limite de aceleração lateral, conforme ilustrado na figura 5.66 (Ângulo de Escorregamento Dianteiro); percebe-se um ganho de limite e um comportamento mais linear próximo ao limite de aceleração lateral.

Tabela 5.17: Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0, 5 e 6.

5.5.4 Altura do Centro de Rolagem

O objeto de prova correlacionado, possui aproximadamente 70 mm de altura do centro de rolagem da suspensão dianteira. Conforme citado nos tópicos anteriores o *hcr* tem papel importante na distribuição de cargas nas rodas em um movimento de curva assim como na forma como a carroceria rola. Outras variáveis

cinemáticas tem uma interdependência com o hcr : Variação de bitola e camber por exemplo. Dessa forma, geraram-se duas variações de geometria para avaliação no simulador:

	hcr [mm]
Geometria 0 - Veículo Referência	70
Geometria 07	0
Geometria 08	200

Figura 5.68: Geometrias 7 e 8. Variações de altura de centro de rolagem - hcr .

5.5.4.1 Geometria 07 - $hcr = 0$

Para geração da geometria 07 moveram-se os pontos A e B em 25mm no eixo vertical, reduzindo assim a inclinação do braço oscilante e por consequência reduzindo o hcr . Para correção de Ackerman e TAU moveu-se o ponto F nas direções Y e X respectivamente, chegando-se à curva de variação de altura de centro de rolagem ilustrada na figura 5.69.

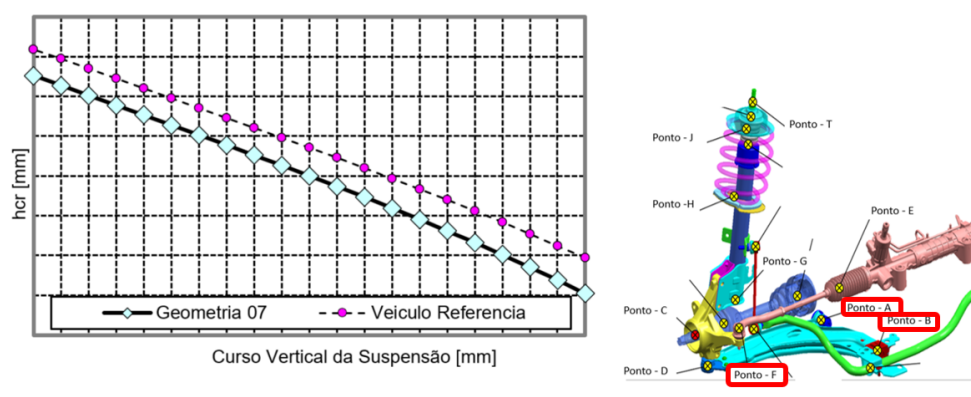


Figura 5.69: Geometria 7. Curva de variação de altura de centro de rolagem hcr .

Moveu-se o ponto F na direção Z também, mas não foi possível recuperar a curva de variação de convergência exatamente conforme o veículo referência, conforme ilustrado na figura 5.70.

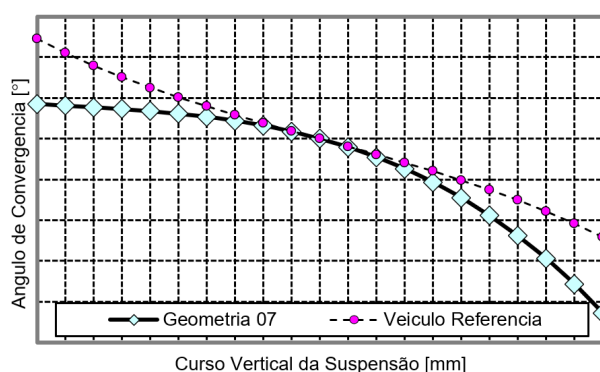


Figura 5.70: Geometria 7. Curva de variação de convergência.

Conforme mencionado, as curvas de variação de bitola e de camber são naturalmente alteradas, a figura

5.71 ilustra estas alterações.

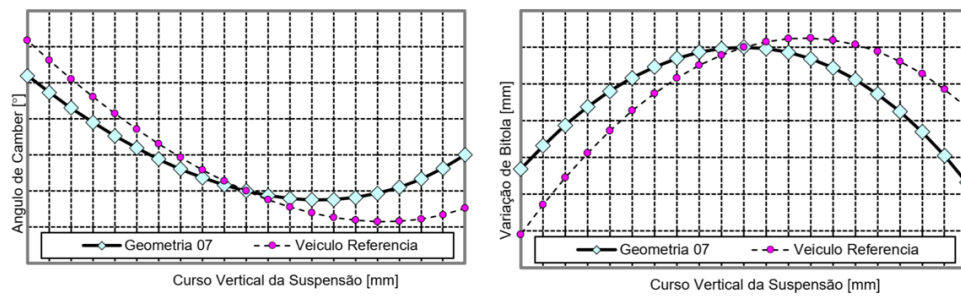


Figura 5.71: Geometria 7. Curva de variação de camber alterada como efeito colateral da nova geometria.

5.5.4.2 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Os resultados da análise em regime permanente demonstram um aumento do índice de substerço do veículo e um aumento do valor de rolagem da carroceria. Outro efeito percebido foi um ligeiro decréscimo do limite de aceleração lateral, como pode ser visto na tabela 5.18.

AYMAX	-0,50%
δ @ AY=0.4G	3,02%
β @ AY=0.4G	0,32%
θ	3,21%

Tabela 5.18: Comparação *handling* estacionário: Veículo base vs geometria 7.

A figura 5.72 ilustra o discreto aumento de rolagem e aumento da inclinação da parte linear da curva de substerço. Observa-se também uma redução do limite de aceleração lateral do veículo com a geometria 7.

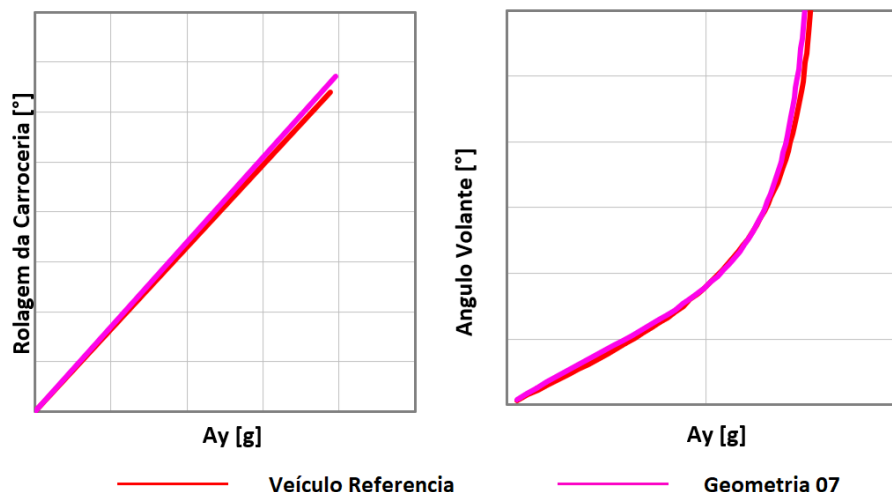


Figura 5.72: Comparação *handling* estacionário: rolagem da carroceria e substerço.

Com o $hcr = 0$ o eixo de rolagem aumentou a inclinação alterando a forma com qual a carroceria rola. Tem-se, portanto, um aumentando da carga vertical sobre o eixo dianteiro incrementando por consequência o índice de subesterço. Com o eixo de rolagem mais inclinado, o braço entre o eixo de rolagem e o CG do veículo aumentou, aumentando, assim, a rolagem do veículo. Esse fenômeno foi explicado no tópico referente ao centro de rolagem - hcr e variação de bitola, no capítulo de fundamentos teóricos deste trabalho. O decréscimo do limite de aceleração lateral está ligado ao maior carregamento no eixo dianteiro, sobrecarregando os pneus, devido ao eixo de rolagem.

5.5.4.3 Análise em Multicorpos - Sweep Sine

Na análise de resposta em frequência houve também um perceptível aumento na rolagem conforme demonstrado na tabela 5.19. Observou-se também uma redução do ganho na velocidade de guinada devido ao aumento de subesterço, similar ao efeito ocorrido na geometria 01 conforme equação abaixo, ilustrado na figura 5.73.

Vmax / V0 - Yaw	0,00%
Fmax Rol	0,00%
$\theta/\Delta Y$ - 1 Hz	2,43%
Fase θ/δ (0.5Hz)	-0,97%
Fase ψ/δ (1Hz)	-1,20%
Fase $\Delta Y/\theta$ (1Hz)	0,00%
Fase $\psi/\Delta Y$ (1Hz)	0,00%
Fase β/δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.19: Comparação *sweep sine*: Veículo base versus geometria 7.

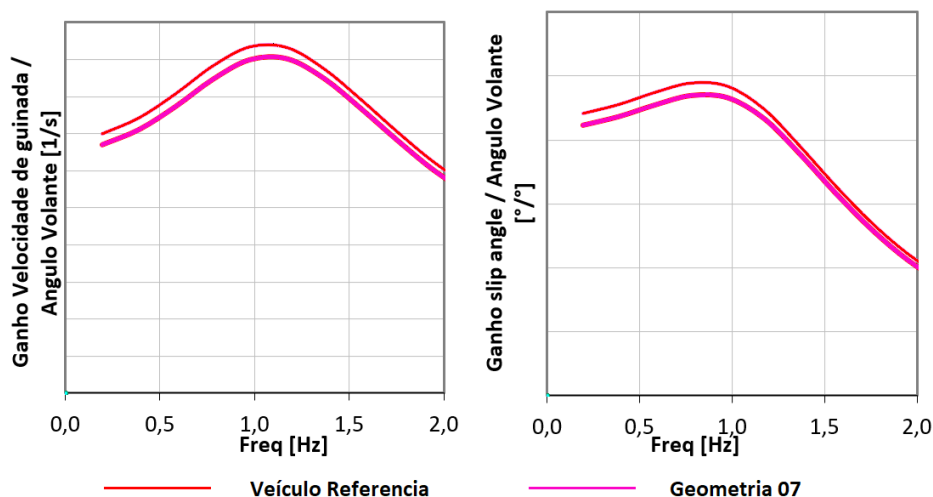


Figura 5.73: Comparação *sweep sine*: velocidade de guinada e *slip angle*. Veículo base versus geometria 7.

Conforme comentado no tópico anterior constatou-se um aumento na rolagem da carroceria conforme figura 5.74. Como descrito na equação abaixo com a queda do subesterço KUS tem-se o aumento do

ganho da velocidade de guinada:

$$\frac{\dot{\psi}}{d_{vol}} = \frac{1}{\frac{L}{V} \cdot \tau + KUS \cdot V} \quad (5.8)$$

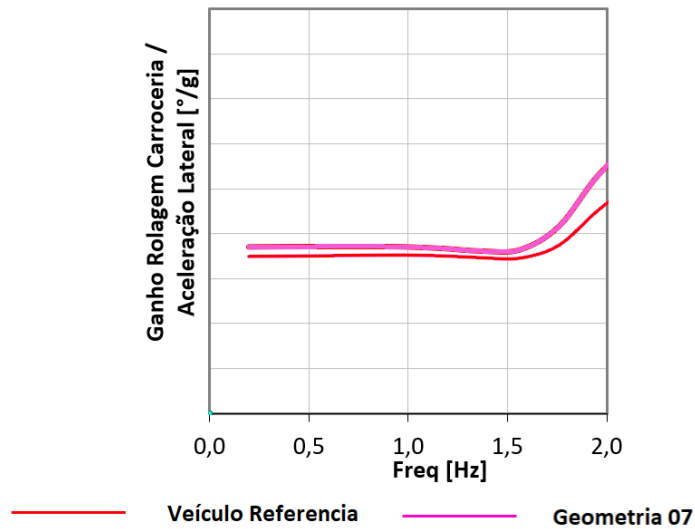


Figura 5.74: Comparação *sweep sine*: Ganho de rolagem da carroceria pela aceleração lateral. Veículo base versus geometria 7.

5.5.4.4 Geometria 08 - hcr = 200mm

Para geração da geometria 08, usou-se o mesmo raciocínio realizado na geometria 07, porém invertendo o sentido. Moveram-se os pontos A e B em 49mm no eixo vertical, aumentando assim a inclinação do braço oscilante e por consequência aumentando o *hcr*, conforme imagem 5.75. Para correção de Ackerman e TAU moveu-se o ponto F nas direções Y e X respectivamente.

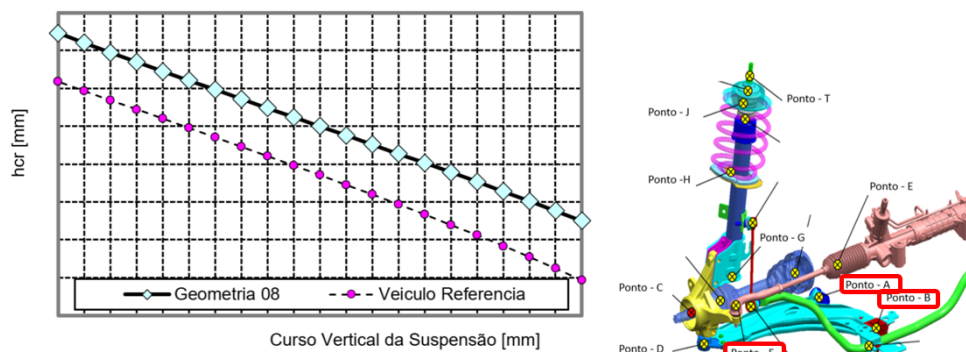


Figura 5.75: Geometria 8. Curva de variação de altura de centro de rolagem *hcr*.

Moveu-se o ponto F na direção Z também, mas não foi possível recuperar a curva de variação de convergência, ilustrada na figura 5.76, exatamente conforme o veículo referência.

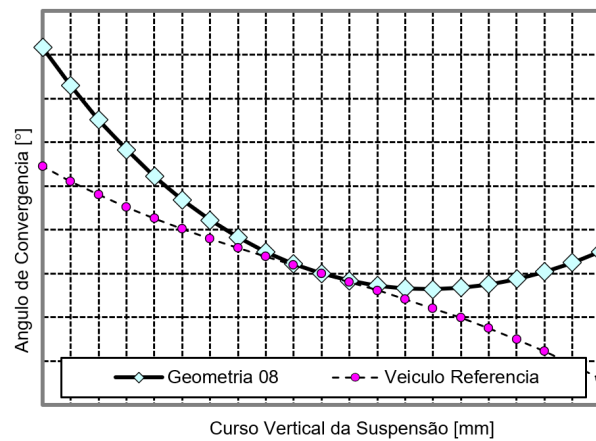


Figura 5.76: Geometria 8. Curva de variação de convergência.

A figura 5.77 ilustra as alterações consequentes de variação de camber e bitola.

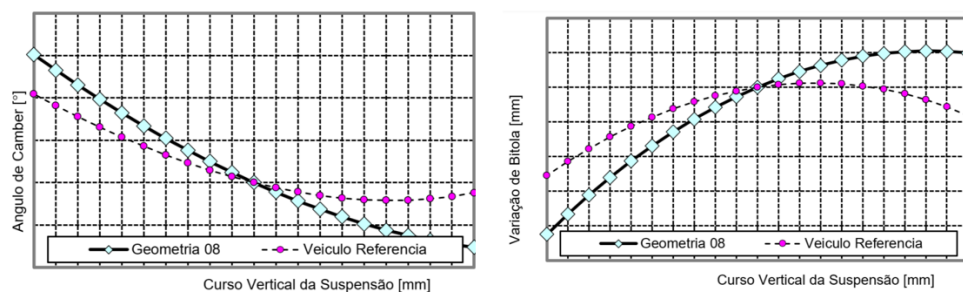


Figura 5.77: Geometria 8. Curva de variação de camber e bitola.

5.5.4.5 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Conforme esperado com a redução da transferência de carga no eixo dianteiro ocorreu uma redução no índice de substerço do veículo com a geometria 8, conforme ilustrado na tabela 5.20. Além disso houve uma redução no ângulo de rolagem da carroceria devido ao menor braço entre o eixo de rolagem e o CG do veículo. O comportamento resultante é ilustrado na figura 5.78.

AYMAX	-1,54%
δ @ AY=0.4G	-6,65%
β @ AY=0.4G	-0,63%
θ	-6,90%

Tabela 5.20: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 8.

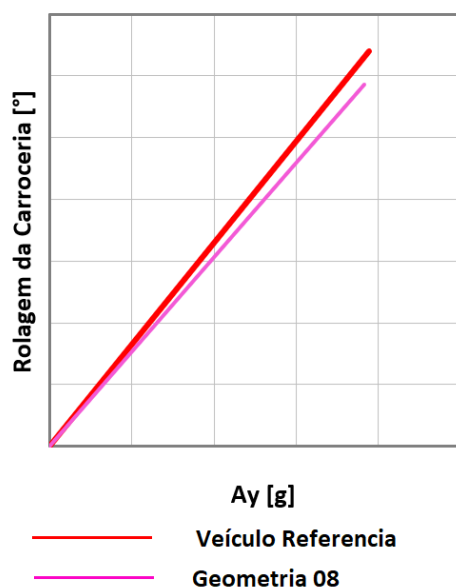


Figura 5.78: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 8. Análise de rolagem da carroceria.

5.5.4.6 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Na análise da resposta em frequência houve também uma perceptível queda na rolagem conforme demonstrado na tabela 5.21.

Vmax / V0 - Yaw	-0,72%
Fmax Rol	0,66%
$\theta/A\gamma$ - 1 Hz	-4,85%
Fase θ/δ (0.5Hz)	1,45%
Fase ψ/δ (1Hz)	2,41%
Fase $A\gamma/\theta$ (1Hz)	0,55%
Fase $\psi/A\gamma$ (1Hz)	0,00%
Fase β/δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.21: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 8

Observou-se também um aumento do ganho no subesterço, velocidade de guinada e no *slip angle*, conforme ilustrado na figura 5.79.

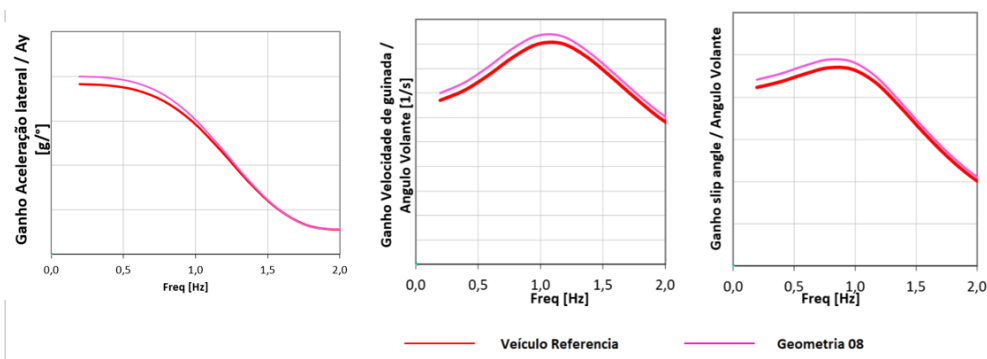


Figura 5.79: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 8. Análise de subesterço, *tside slip angle* e velocidade de guinada.

Conforme comentado no tópico anterior constatou-se uma queda na rolagem da carroceria ilustrada na figura 5.80.

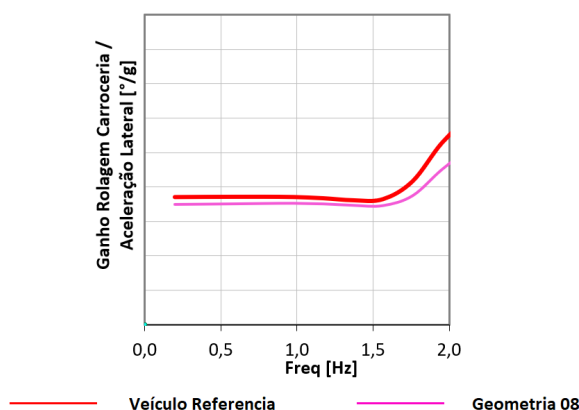


Figura 5.80: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 8. Análise de subesterço e velocidade de guinada. Ângulo de rolagem da carroceria

5.5.4.7 Análise subjetiva no Simulador

A tabela abaixo apresenta as análises subjetivas realizadas no simulador pelo piloto de testes da Stelantis relativas as geometrias 0, 7 e 8.

Geometria	Variáveis	Avaliação subjetiva no simulador
Geometria07	$hcr = 0$	Observou-se uma “Sensação de subesterço alto”, no giro de pista percebeu-se imediatamente um maior ângulo de volante na realização das manobras quando comparado com o veículo referência. Foi percebido também um aumento na rolagem da carroceria e sobre a rolagem enfatizou-se sobre o comportamento de afundamento da frente do veículo. A última observação demonstra a percepção subjetiva da alteração do eixo de rolagem, a sensação de que o veículo está rolando de forma diversa. Foi percebido ainda pelo piloto, o limite inferior e menos progressivo de aceleração lateral. Percebeu-se também uma menor sobre carga sobre o eixo traseiro tornando a suspensão traseira mais amigável na realização de manobras especialmente na mudança de faixas. Todas as observações foram similares às vistas nas análises numéricas.
Geometria08	$hcr = 200mm$	A primeira característica percebida foi em relação à forma que a carroceria estava rolando, no giro cego de pista: observou-se que a frente não abaixa, tem a tendência de ficar parada e a traseira oscilar. Teve-se, portanto, não somente a sensação de rolar menos mas principalmente de forma diferente. Outra característica observada foi relativa a transferência de carga lateral, em curvas mais fortes. Observou-se a sensação de levantamento das rodas internas às curvas. Fez-se a verificação da telemetria do simulador no momento em que era percebido o levantamento da roda e constatou-se que a carga de reação da roda traseira interna à curva chegava a zero, isto é, realmente houve o levantamento da roda.

Tabela 5.22: Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0,7 e 8.

Todas as observações foram similares às vistas nas análises numéricas.

1. Subesterço
2. Rolagem
3. Alteração do eixo de rolagem
4. Redução do ângulo de escorregamento traduzindo como traseira mais amigável

Um ponto importante é a sensação de rolagem da carroceria diferente, o qual é perceptível somente através de análises subjetivas. Os modelos conseguiram reproduzir a sensação de alteração da inclinação do eixo de rolagem. Em relação à tendência de levantamento de rodas, conforme descrito no tópico “Centro de rolagem - h_{cr} e variação de bitola”: Obviamente, quanto mais próximo o $hR0$ está do centro de gravidade do veículo menor será o índice de rolagem da carroceria, pois o braço de alavanca será menor. Reduzindo este braço de alavanca, um efeito colateral é gerado pois aumenta-se a carga lateral transferida para as rodas, aumentando-se as cargas nos pneus e podendo-se chegar a uma consequência extrema de tendência de levantamento de rodas ou capotamento em curvas. O efeito foi reproduzido pelo modelo numérico e foi capaz de gerar a sensação no simulador.

5.5.5 TAU- Relação de direção

A relação TAU entre ângulo de volante e ângulo roda do objeto de prova correlacionado é de 15.7. Conforme citado nos tópicos anteriores, o TAU possui fundamental importância no comportamento de *handling* e na sensação de direção. O TAU é talvez a grandeza mais simples de se analisar pois possui uma relação direta com o subesterço do veículo e não interfere em outras grandezas cinemáticas. Dessa forma, geraram-se duas variações de geometria para avaliação no simulador:

	TAU
Geometria 0 - Veículo Referência	15.7
Geometria 09	13
Geometria 10	18

Figura 5.81: Geometrias 9 e 10. Variações relação entre ângulo roda e ângulo volante - TAU.

5.5.5.1 Geometria 09 - TAU = 13:

Para geração da geometria 09 moveu-se o ponto F no eixo longitudinal do veículo, encurtando a leva do montante. Nenhuma outra variável cinemática foi alterada. A figura 5.82 ilustra a variação do Tau em função do ângulo de volante.

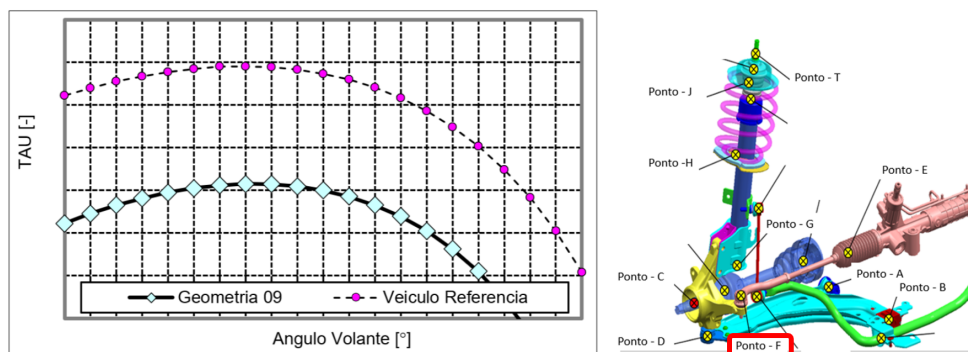


Figura 5.82: Geometria 9. Variação de relação entre ângulo roda e ângulo volante - TAU em função do ângulo de volante.

5.5.5.2 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Pode-se observar a diferença no subesterço, conforme ilustrado na figura 5.83 . O TAU é diretamente proporcional ao subesterço, conforme descrito na equação:

$$KUS = \left(\frac{m_d}{C_d} - \frac{m_t}{C_t} \right) \cdot \tau$$

AYMAX	-0,02%
δ @ AY=0.4G	-25,98%
β @ AY=0.4G	0,32%
θ	0,09%

Figura 5.83: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 9.

Além da redução do subesterço, observou-se um aumento da carga no volante naturalmente devido a redução do braço de momento, conforme ilustrado na figura 5.84.

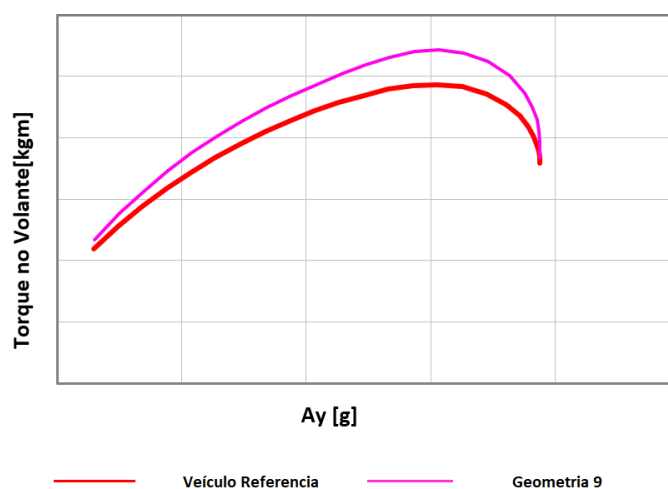


Figura 5.84: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 9. Torque no volante.

5.5.5.3 Análise em Multicorpos - Sweep Sine

Na análise de resposta em frequência houve também uma perceptível queda no subesterço conforme demonstrado na figura 5.85. Observou-se também uma redução de todos os tempos de resposta, conforme ilustrado na tabela 5.23.

Vmax / V0 - Yaw	8,70%
Fmax Rol	0,00%
$\theta/\Delta Y$ - 1 Hz	0,27%
Fase θ/δ (0.5Hz)	-6,76%
Fase ψ/δ (1Hz)	-12,05%
Fase $\Delta Y/\theta$ (1Hz)	-5,49%
Fase $\psi/\Delta Y$ (1Hz)	0,00%
Fase β/δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.23: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 9.

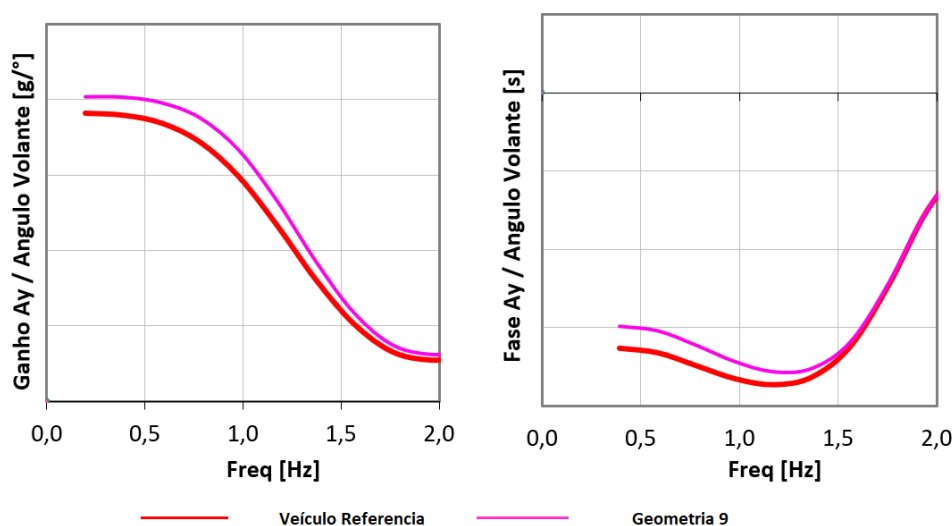


Figura 5.85: Comparação *handling sweep sine*: Comparação de subesterço entre Veículo base versus geometria 9.

A redução nos tempos de resposta está diretamente ligada a redução do TAU uma vez que menores ângulos de volante são necessários para realizar a mesma manobra. Todas as variáveis correlacionadas com ângulo de volante terão, portanto, uma redução no tempo de resposta. Percebe-se também um aumento dos ganhos das grandezas (Aceleração lateral, *slip angle* e velocidade de guinada) em toda faixa de frequência, uma vez que a derivada do ângulo roda será maior. As figuras 5.85 e 5.86 ilustram a redução do tempo de resposta.

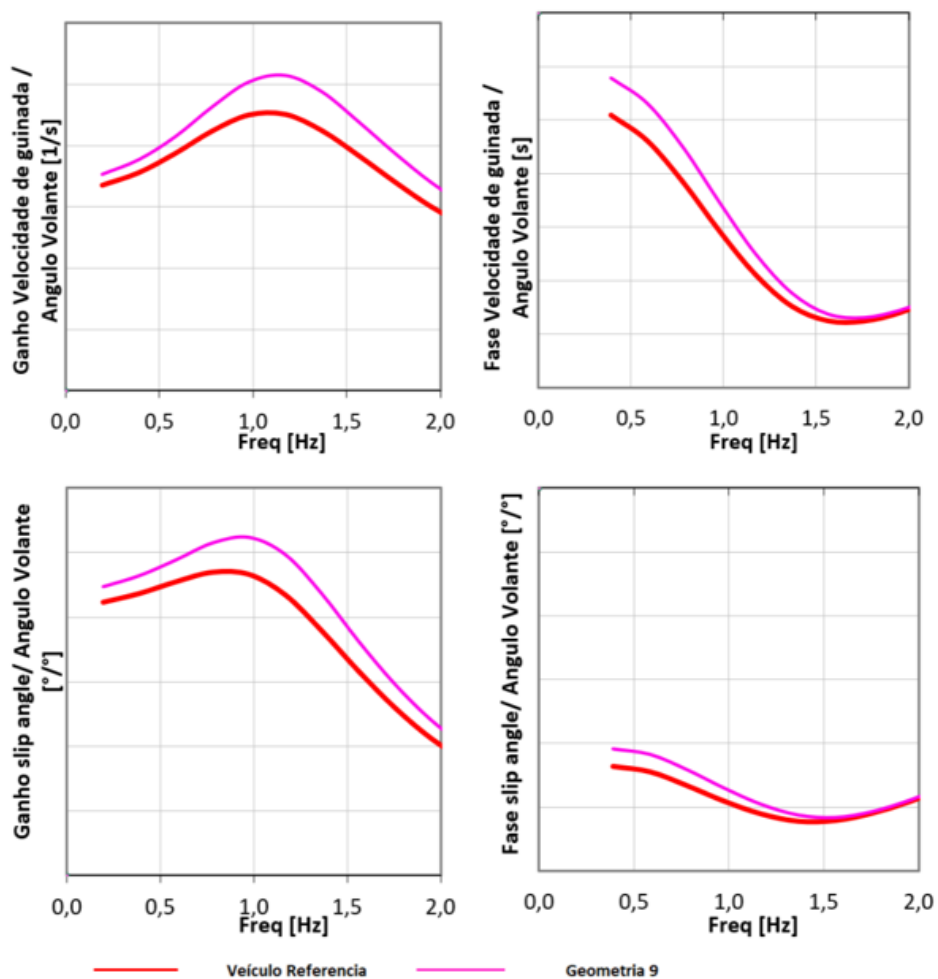


Figura 5.86: Comparação *handling sweep sine*: Comparação de velocidade de guinada em função da aceleração lateral entre veículo base versus geometria 9.

5.5.5.4 Geometria 10 - TAU = 18:

Para geração da geometria 10 moveu-se o ponto F no eixo longitudinal do veículo, alongando a leva do montante. Nenhuma outra variável cinemática foi alterada. A figura 5.87 ilustra a variação do TAU em função do ângulo de volante.

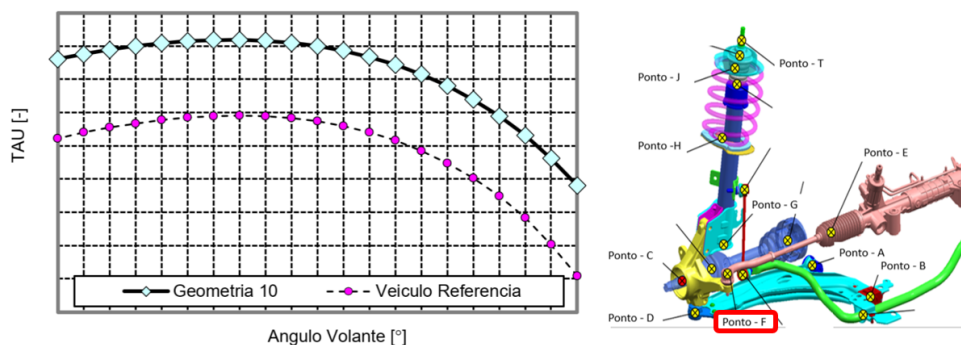


Figura 5.87: Geometria 10. Variação de relação entre ângulo roda e ângulo volante - TAU em função do ângulo de volante.

5.5.5.5 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Assim como na geometria 09 pode-se observar uma grande diferença no subesterço, porém desta vez observou-se um aumento, conforme ilustrado na tabela 5.24.

AYMAX	0,00%
δ @ AY=0.4G	4,68%
β @ AY=0.4G	-0,32%
θ	-0,05%

Tabela 5.24: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 10.

Os resultados apresentaram também uma redução da carga no volante naturalmente devido ao aumento do braço de momento, conforme ilustrado na imagem 5.88.

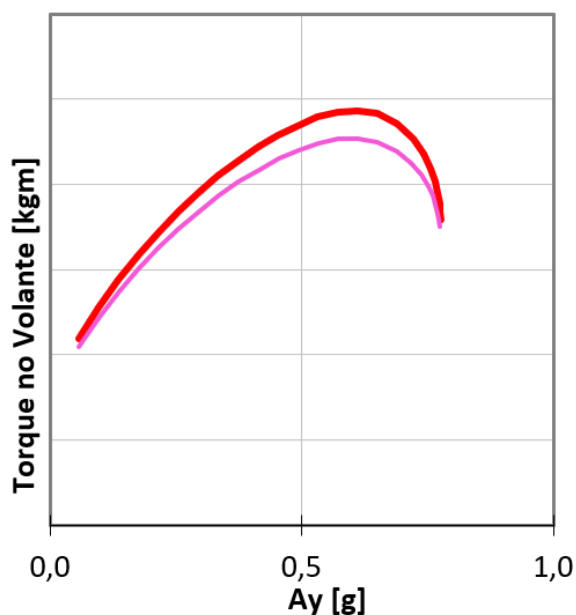


Figura 5.88: Comparação *handling* estacionário: Veículo base vs geometria 10. Torque no volante.

5.5.5.6 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Na análise de resposta em frequência houve também um perceptível aumento no subesterço conforme demonstrado na imagem 5.85. Observou-se também um aumento de todos os tempos de resposta, conforme ilustrado na tabela 5.23.

Vmax / V0 - Yaw	-4,35%
Fmax Rol	0,33%
θ /AY - 1 Hz	0,00%
Fase θ/δ (0.5Hz)	3,86%
Fase ψ/δ (1Hz)	7,23%
Fase AY/ θ (1Hz)	3,30%
Fase ψ /AY (1Hz)	0,00%
Fase β/δ (1Hz)	0,00%

Tabela 5.25: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 10.

Com tendência oposta ao ocorrido na geometria 9, a figura 5.89, apresenta um aumento do subesterço com a leva de direção do montante maior.

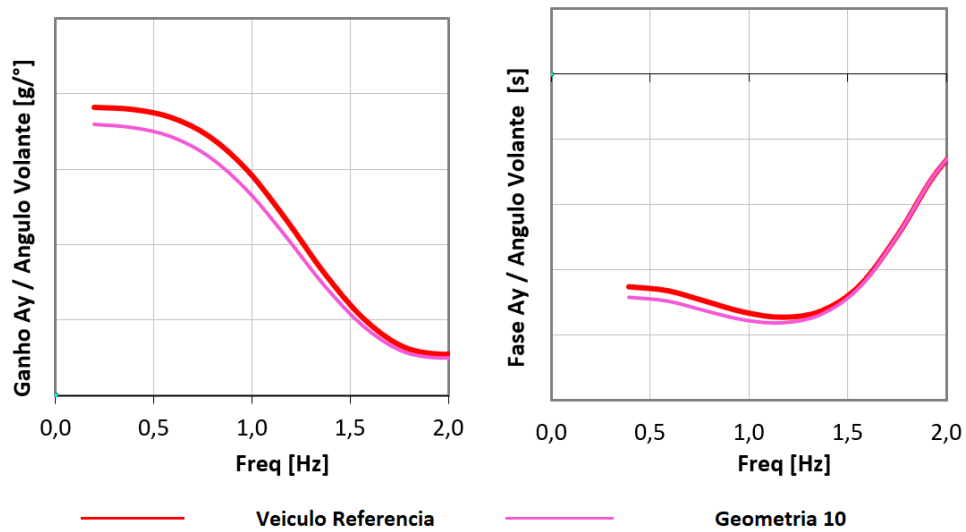


Figura 5.89: Comparação *handling sweep sine*: Comparação de subesterço entre veículo base versus geometria 10

Tem-se também um menor ganho de velocidade de guinada e de rolagem da carroceria devido a menor "agilidade" do veículo, conforme ilustrado na figura 5.90.

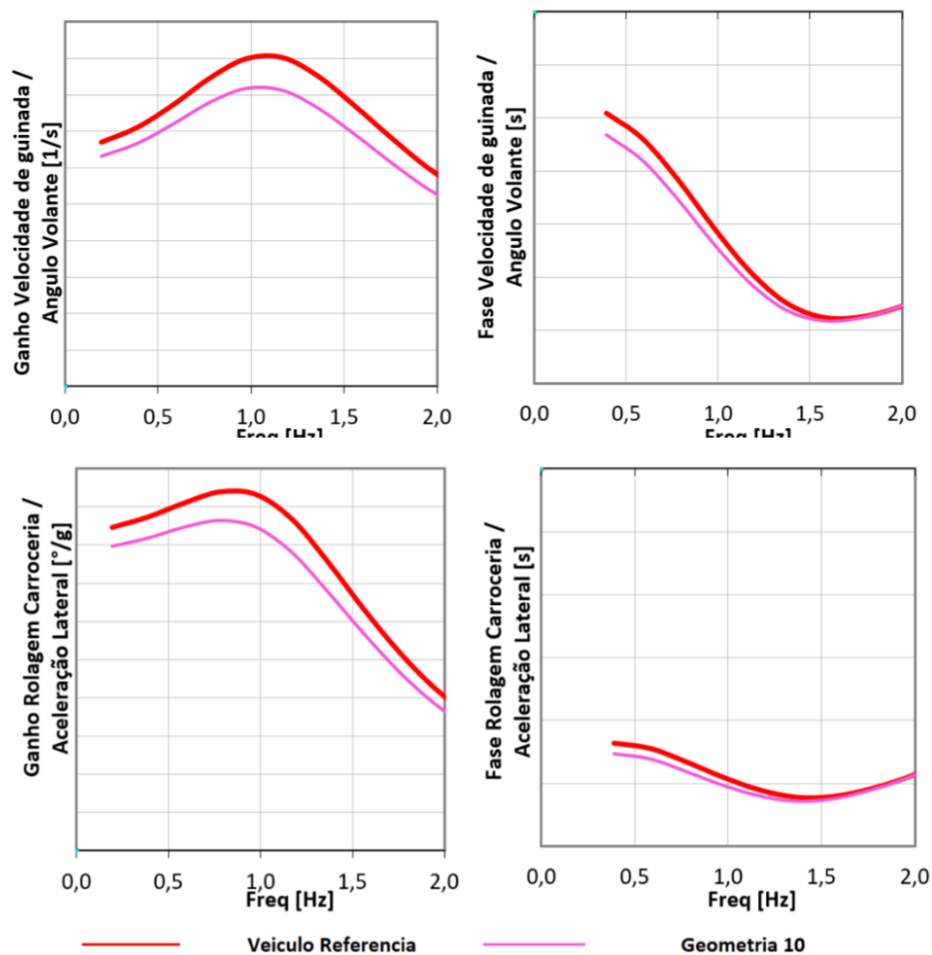


Figura 5.90: Comparação *handling sweep sine*: Comparação de velocidade de guinada em função da aceleração lateral entre veículo base versus geometria 10.

5.5.5.7 Análise subjetiva no Simulador

A tabela abaixo apresenta as análises subjetivas realizadas no simulador pelo piloto de testes da Stelantis relativas as geometrias 0, 9 e 10.

Geometria	Variáveis	Avaliação subjetiva no simulador
Geometria09	TAU = 13	A queda de subesterço foi percebida na primeira curva do giro livre de pista assim como nas avaliações de mudança de faixa. Para realização das mesmas curvas notou-se um menor angulo de volante, uma resposta de volante mais rápida e com maior carga. Percebeu-se também a tendencia de saturar o pneu dianteiro com o ângulo de volante menor. A velocidade de resposta foi percebida também nas manobras de mudança de faixa assim como nas manobras rápidas na pista, o veículo foi descrito como muito ágil pelo piloto. Outro comentário positivo foi o comportamento na entrada de curva, a primeira resposta do veículo tornou-se mais precisa. Outro importante ponto capturado nas análises no simulador foi a facilidade de provocar o sobre-esterço e sobrecarregar a suspensão traseira gerando por fim um desequilíbrio no veículo e sensação de insegurança em manobras mais rápidas. Observou-se o apoio do veiculo em acelerações laterais dividido em dois momentos, pois a suspensão traseira não responde ao mesmo tempo. Por fim, uma maior facilidade de tirar o veículo do centro em manobras em linha reta foi percebida. Conforme comentado em outras análises a alteração da geometria da suspensão dianteira, sem alterações na suspensão traseira pode trazer desequilíbrio ao veículo. Outro ponto importante é que este valor de TAU pode ser muito baixo para o tipo do veiculo em analise, tornando impossível o equilíbrio do veiculo. Este tipo de análise é facilmente realizada com o simulador analisando: Tempo de resposta, esportividade, prazer ao dirigir, risco para condutores normais.
Geometria10	TAU = 18	Assim como na geometria 9 a mudança de atitude do veículo foi prontamente percebida mas desta volta em direção oposta. As primeiras percepções no giro de pista cego foram a falta de retorno de volante e o tempo de resposta mais lento. Torna-se necessário ângulos mais altos de volante para o veículo reagir. Em muitas condições são necessários grandes ângulos de volante para conseguir realizar as curvas gerando desconforto. Como a frente do veículo leva um tempo maior para reagir o carro tornou-se desequilibrado em diversas condições, sendo necessárias correções na trajetória do veículo não necessárias no veículo original piorando consideravelmente o prazer de dirigir. Outro ponto importante foi a maior dificuldade de realização da manobra de mudança de faixa devido ao maior tempo de resposta e desequilíbrio do veículo.

Tabela 5.26: Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0, 9 e 10.

Todos os comentários são condizentes com as análises numéricas, estão relacionados a:

1. Variações nos tempos de resposta
2. Alterações da carga no volante
3. Variação do índice de subesterço

O maior valor agregado nas análises subjetivas são as sensações capturadas as quais em grande parte não são possíveis de concluir usando somente análises numéricas. O desequilíbrio e sensação de insegurança percebida são informações valiosas que trazem uma riqueza de detalhes que se soma às análise numéricas.

5.5.6 Ackermann

O erro de Ackerman do veículo correlacionado é de 27%, em um determinado ângulo de volante. Conforme citado nos tópicos anteriores, o erro de Ackerman pode ter influência na performance de *handling* pois altera detalhes na interação pneu solo em manobras de curva. É uma grandeza onde o ajuste normalmente é feito em avaliações experimentais, pois envolve sensações de direção e os modelos numéricos não capturam modificações na dinâmica lateral. Assim como o TAU esta grandeza não interfere em outras grandezas cinemáticas. Geraram-se duas variações de geometria para avaliação no simulador:

	Ackermann [%]
Geometria 0 = Veículo Referência	27
Geometria 11	15
Geometria 12	50

Figura 5.91: Geometrias 11 e 12 - Variações de erro de Ackermann

5.5.6.1 Geometria 11 - Ackermann = 15%:

Para geração da geometria 11 moveu-se o ponto F no eixo Y do veículo, aumentando o braço de direção EF em 9mm. Pequenas correções no ponto F foram feitas para corrigir variações de convergência e TAU. A figura 5.92 apresenta a variação do erro de Ackermann em função do ângulo do volante.

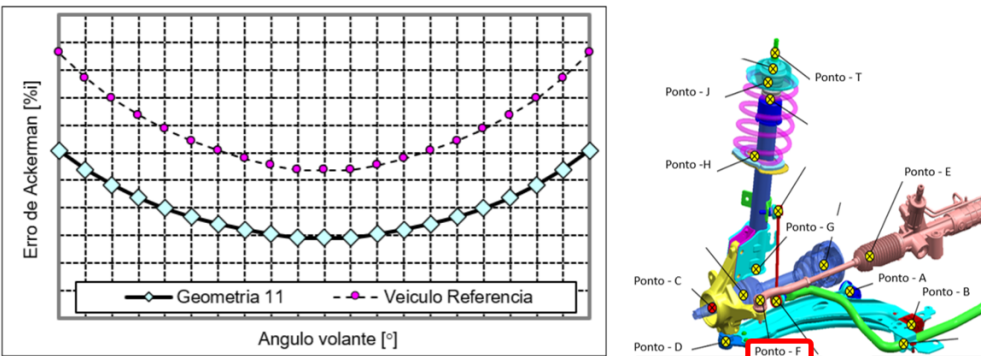


Figura 5.92: Geometrias 11 - Variação de erro de Ackermann em comparação com a geometria de referência.

5.5.6.2 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Não observou-se diferenças nas respostas em regime permanente. Conforme ilustrado na imagem 5.27, todas as variáveis apresentaram variações desprezíveis em relação ao veículo referencia. Resultado já era esperado uma vez que a variação é muito sutil, neste caso a variação do ângulo da roda externa à curva foi inferior a $0,2^\circ$.

AYMAX	0,00%
δ @ AY=0.4G	-0,30%
β @ AY=0.4G	0,00%
θ	-0,02%

Tabela 5.27: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 11

5.5.6.3 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Na análise de resposta em frequência, também não se observou variações nas respostas das variáveis apresentadas, conforme ilustrado na imagem 5.93.

Vmax / V0 - Yaw	-0,72%
Fmax Rol	0,33%
θ /AY - 1 Hz	0,00%
Fase θ / δ (0.5Hz)	0,00%
Fase ψ / δ (1Hz)	0,00%
Fase AY/ θ (1Hz)	0,00%
Fase ψ /AY (1Hz)	0,00%
Fase β / δ (1Hz)	0,00%

Figura 5.93: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 11.

Entretanto, pode se observar uma variação no torque do volante. No domínio da frequência existe uma queda da amplitude da rolagem da carroceria na janela de frequência entre 0,5 e 1,5Hz. Isto deve-se ao tempo de resposta do veículo ser inferior a frequência de acionamento do volante, isto é, não há tempo do veículo continuar o movimento de rolagem pois existe um contra-esterço. Esta queda na rolagem tem correlação direta com o torque no volante devido ao carregamento dos eixos. Exatamente nesta janela de frequência pode se observar a influencia do Ackermann, na geometria em questão houve uma redução no torque do volante apesar das demais grandezas permanecerem inalteradas, conforme pode ser visto na figura 5.94.

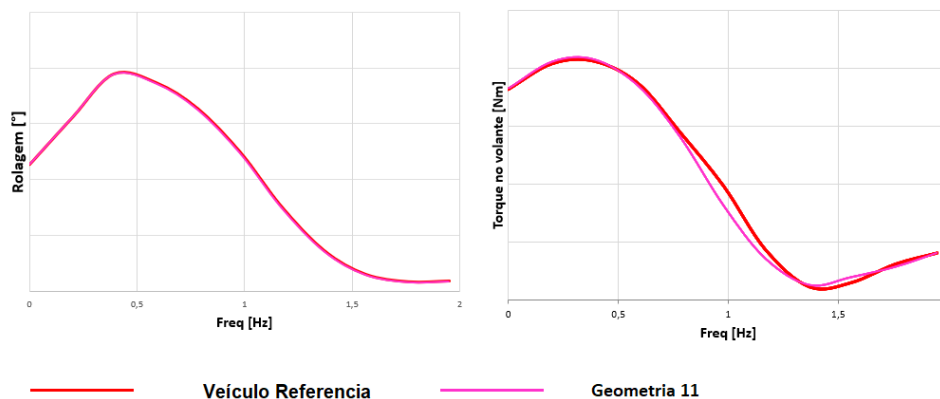


Figura 5.94: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 11.

5.5.6.4 Geometria 12 - Ackermann = 50%:

Para geração da geometria 12 moveu-se o ponto F no eixo Y do veículo em 15,5mm. Pequenas correções no ponto F foram feitas para corrigir variações de convergência e TAU. A figura 5.95 apresenta a variação do erro de Ackermann em função do ângulo do volante.

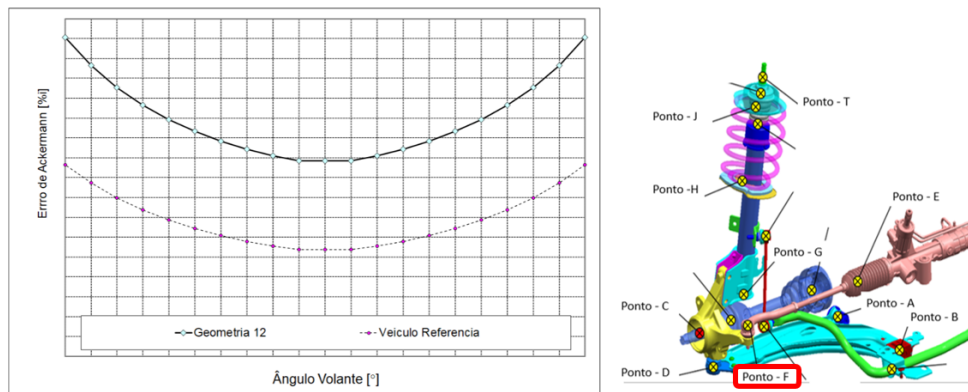


Figura 5.95: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 12.

5.5.6.5 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Não observou-se diferenças nas respostas em regime permanente. Conforme ilustrado na imagem 5.96, todas as variáveis apresentaram variações desprezíveis em relação ao veículo referencia.

AYMAX	0,00%
δ @ AY=0.4G	0,60%
β @ AY=0.4G	0,00%
θ	0,10%

Figura 5.96: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 12.

5.5.6.6 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Na análise de resposta em frequência, também não se observou variações nas respostas das variáveis apresentadas, conforme ilustrado na imagem 5.97.

Vmax / V0 - Yaw	0,00%
Fmax Rol	0,00%
θ /AY - 1 Hz	0,00%
Fase θ / δ (0.5Hz)	-0,48%
Fase ψ / δ (1Hz)	0,00%
Fase AY/ θ (1Hz)	0,00%
Fase ψ /AY (1Hz)	0,00%
Fase β / δ (1Hz)	0,00%

Figura 5.97: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 12.

Assim como na geometria 11, pode se observar uma variação no torque do volante na janela de frequência entre 0,5 e 2Hz. Neste caso ocorreu um aumento no valor de torque no volante devido ao maior erro de

Ackermann, conforme pode ser visto na figura 5.98.

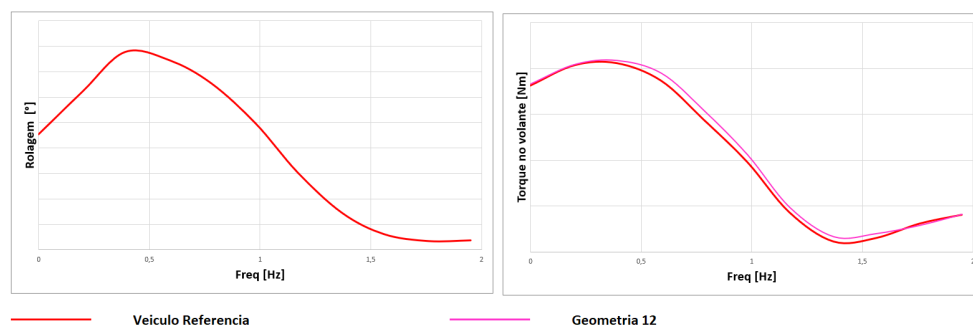


Figura 5.98: Comparação handling sweep sine: Veículo base vs geometria 12.

5.5.6.7 Análise subjetiva no Simulador

A tabela abaixo apresenta as análises subjetivas realizadas no simulador pelo piloto de testes da Stelantis relativas as geometrias 0, 11 e 12.

Geometria	Variáveis	Avaliação subjetiva no simulador
Geometria 11	Ackermann = 15	Percebeu-se mudanças bem sutis no comportamento no veículo nas manobras de giro livre de pista e em manobras de mudança de faixa. Observou-se uma perda de progressividade de carga no volante principalmente próximo ao limite e ao mesmo tempo uma maior facilidade de inserir o veículo no início da curva. O veículo apresentou uma maior facilidade de excitar o eixo traseiro em manobras de golpe de volante como as manobras de mudança de faixa. Não observou demais modificações no comportamento do veículo com por exemplo a rolagem e subesterço
Geometria 12	Ackermann = 50	Assim como a geometria 11 Percebeu-se mudanças bem sutis no comportamento no veículo nas manobras de giro livre de pista e em manobras de mudança de faixa. Percebeu-se uma maior facilidade na realização de manobras transitórias, porém em determinadas curvas o veículo apresentou dois tempos de resposta, apresentando dois tempos distintos de apoio dos pneus e por consequência necessidade de corrigir o veículo. Não observou demais modificações no comportamento do veículo com por exemplo a rolagem e subesterço

Tabela 5.28: Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0, 11 e 12.

Conforme apresentado nas análises numéricas, não foi percebida nenhuma sensação de alteração de comportamento do veículo no simulador em relação às análises em regime permanente. As pequenas variações na curva de torque no volante nos modelos numéricos nas manobras de resposta em frequência foram sentidas no simulador de forma mais detalhada. No caso da variável Ackermann, é muito difícil tomar alguma decisão de projeto baseado apenas nas análises numéricas. Conforme foi visto nas variações das geometrias 11 e 12, o equilíbrio do veículo é afetado porém sem alterações expressivas nos resultados

numéricos. Mais uma vez o simulador trouxe sensações importantes para a tomada de decisão na fase de projeto as quais as numéricas não conseguem trazer.

5.5.7 Braço a terra (*Scrub Radius*)

O braço a terra do veículo correlacionado é de -7mm em uma determinada condição de carregamento. O braço a terra, afeta à entrada de cargas longitudinais no mecanismo de direção podendo afetar a dinâmica lateral e longitudinal do veículo, conforme discutido no capítulo 3. Geraram-se duas variações de geometria para avaliação no simulador:

	Braço a terra [mm]
Geometria 0 = Veículo Referência	-7
Geometria 13	0
Geometria 14	-20

Figura 5.99: Geometrias 13 e 14 - Variações de Braço a terra (*scrub radius*).

5.5.7.1 Geometria 13 - Braço a terra = 0:

Para geração da geometria 13 moveram-se o ponto D e T para dentro do carro no eixo Y em aproximadamente 14mm. Corrigiu-se por fim o ponto F nas três direções para correção das variações de convergência, Ackermann e TAU.

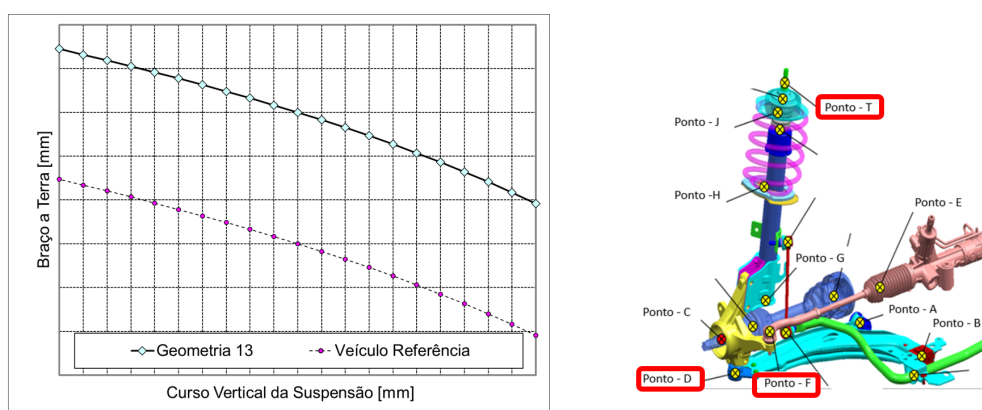


Figura 5.100: Geometrias 13 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia.

Como consequência teve-se alteração do braço transversal no centro da roda (KPO) conforme ilustrado na imagem 5.101, o KPO foi alterado em torno de 9%. Quando se trabalha no eixo DT, inevitavelmente outras variáveis são alteradas, pois as variáveis geométricas são interdependentes.

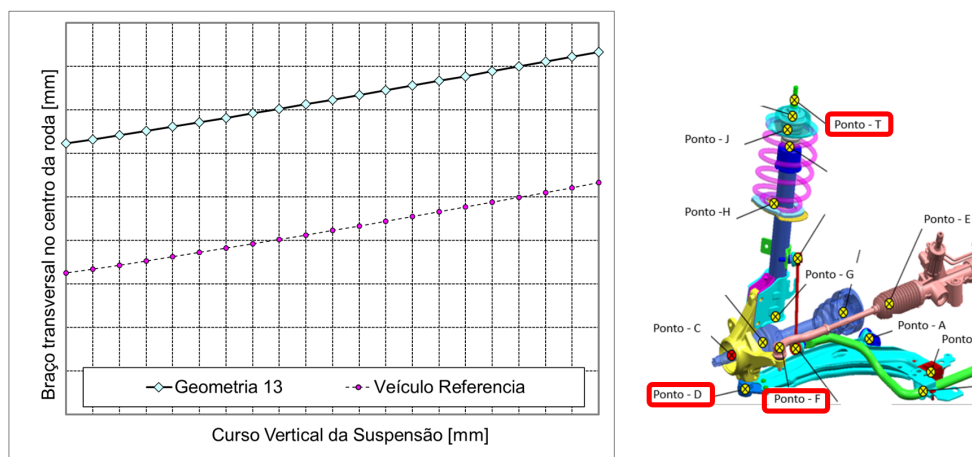


Figura 5.101: Geometrias 13 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia.

5.5.7.2 Análise em Multicorpos - *Steering Pad*

Não observou-se diferenças nas respostas em regime permanente. Conforme ilustrado na imagem 5.29, todas as variáveis apresentaram variações desprezíveis em relação ao veículo referencia. Resultado já era esperado uma vez que o braço a terra tem efeito majoritário em entradas longitudinais a terra e a manobra de *steering pad* é uma manobra para análise de dinâmica lateral estacionária.

AYMAX	0,00%
δ @ AY=0.4G	-0,20%
SSA @ AY=0.4G	0,00%
θ	0,00%

Tabela 5.29: Comparação *handling* estacionário: Veículo base versus geometria 13

5.5.7.3 Análise em Multicorpos - *Sweep Sine*

Na análise de resposta em frequência, também não se observou variações nas respostas das variáveis apresentadas, conforme ilustrado na imagem 5.102.

Fmax Yaw	0,00%
Fmax Rol	0,00%
Fase θ/δ (0.5Hz)	0,00%
Fase ψ/δ (1Hz)	0,00%
Fase AY/ θ (1Hz)	0,00%
Fase ψ /AY (1Hz)	0,00%
Fase SSA/ δ (1Hz)	0,40%

Figura 5.102: Comparação *handling sweep sine*: Veículo base versus geometria 13.

Todos os gráficos de resposta padrão ficaram sobrepostos, por isso não serão apresentados.

5.5.7.4 Geometria 14 - Braço a terra = -20mm

Para geração da geometria 14 moveram-se o ponto D e T para fora do carro no eixo Y em aproximadamente 6mm. Corrigiu-se por fim o ponto F nas três direções para correção das variações de convergência, Ackermann e TAU.

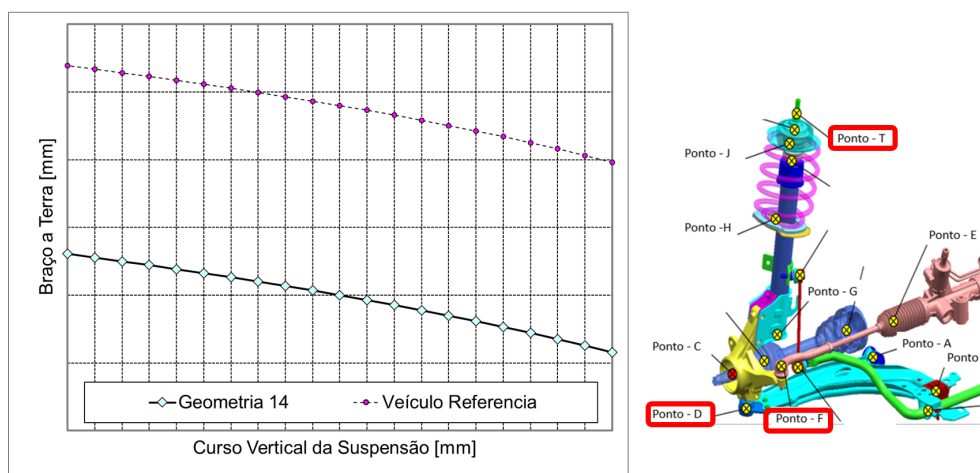


Figura 5.103: Geometria 14 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia.

Como efeito colateral teve-se alteração do braço transversal no centro da roda (KPO) conforme ilustrado na imagem 5.104, o KPO foi alterado em torno de 20%.

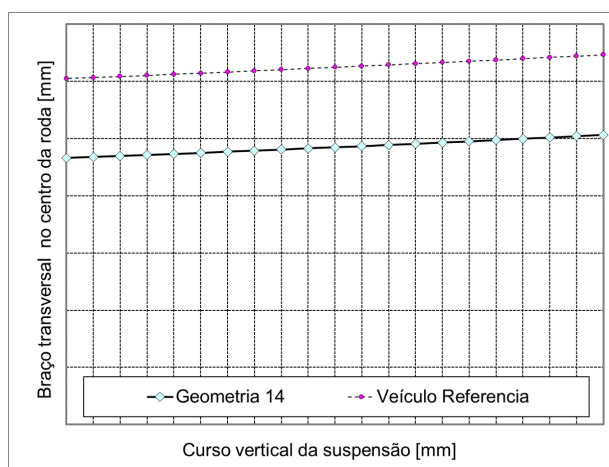


Figura 5.104: Geometria 13 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia.

Assim como para a geometria 13, a geometria 14 não apresentou variações significativas em relação às análises de *steering pad* e *sweep sine*, por isso os resultados não serão apresentados.

5.5.7.5 Geometrias 13 e 14 - Análise de frenagem em curva e variação de convergência

Para avaliação do modelo, realizou-se análise de frenagem em curva, conforme método realizado no tópico correlação. O objetivo é comparar as geometrias e entender se o modelo numérico será capaz de identificar as diferenças com entradas longitudinais, para na sequencia avaliar no simulador. Realizou-se,

portanto, no Adams, uma manobra de frenagem progressiva em curva de raio constante com velocidade estabilizada. A aceleração lateral após a estabilização foi de 0,5G, conforme ilustrado na imagem 5.105.

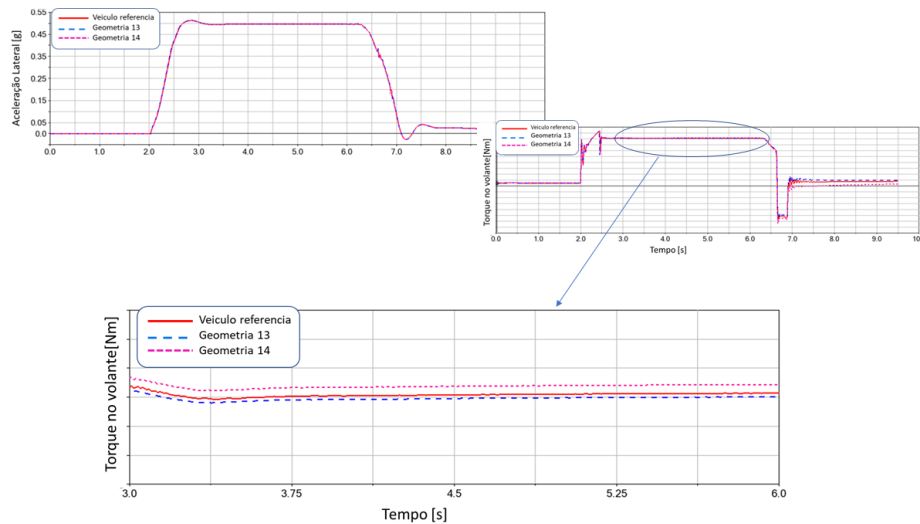


Figura 5.105: Geometrias 13 e 14 - Variação de braço a terra em comparação com a geometria de referencia em manobra de frenagem em curva.

Com a manobra de curva, gera-se variação de carga longitudinal durante a frenagem entre as rodas. Conforme pode ser visto na imagem 5.105, o braço a terra gerou torques no volante diferentes nos três modelos. Sendo o maior torque apresentado na geometria 14, a qual possui o valor de -20mm. Mais uma análise foi realizada, aplicando-se carregamento no linear estático no ponto de contato entre pneu e terra e avaliando-se a variação de convergência, conforme ilustrado na figura 5.106.

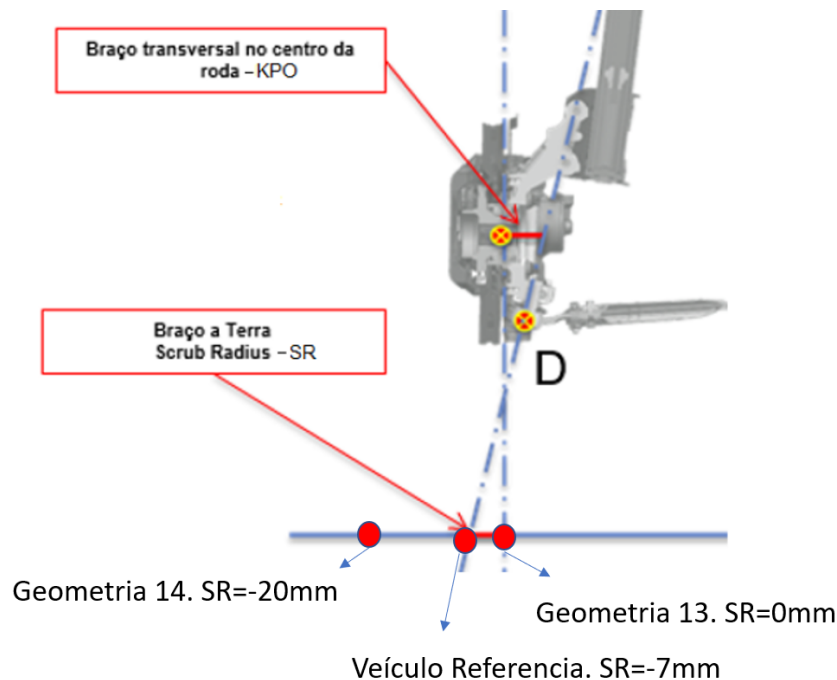


Figura 5.106: Geometrias 13 e 14 - Variação de convergência com carga longitudinal a terra em comparação com a geometria de referencia .

Pode-se observar uma maior variação de convergência na geometria 14 e por outro lado uma menor variação na geometria 13, isto se explica devido ao braço de momento em relação ao contato pneu solo conforme ilustrado na figura 5.106. É importante observar que durante uma manobra de curva as cargas lateral e vertical na roda dianteira externa à curva geram uma tendência de divergência. Em uma condição de frenagem para as três geometrias geradas, o ângulo de divergência irá reduzir mais para a geometria 14 do que o veículo de referência. Tem-se, portanto, uma redução menor de divergência para a geometria do que para o veículo de referência. Assim, o modelo numérico representa as variações de torque no volante em relação e variação de convergência em relação às variações de braço a terra.

5.5.8 Análise subjetiva no Simulador

A tabela abaixo apresenta as análises subjetivas realizadas no simulador pelo piloto de testes da Stelantis relativas as geometrias 0, 13 e 14. Diferente das outras geometrias, para esta análise no simulador foi feita uma análise mirada com excitações longitudinais:

- Frenagens em manobra circular, variando velocidade, raio e carga de frenagem;
- Giro de pista avaliando frenagens em diversas condições;
- Rodagem em pista de asfalto irregular. Para avaliação de conforto tem-se no simulador uma estrada retilínea de asfalto irregular, com perfil típico de vias secundárias do mercado Brasileiro. Optou-se em utilizar este percurso para avaliar a presença do fenômeno de *torque steering*.

Geometria	Variáveis	Avaliação subjetiva no simulador
Geometria 13	Braço a terra = 0	Percebeu-se uma redução no subesterço em frenagem, sobrecarregando o eixo traseiro. Tem-se a sensação de inserimento exagerado no ato da frenagem em curva, fechando o raio da manobra. Também para a análise de <i>torque steering</i> percebeu-se um grande impacto. Não percebeu-se diferença vibracional no volante trafegando pela pista de asfalto irregular. Não se percebeu outras alterações no comportamento do veículo nos demais giros de pista.
Geometria 14	Braço a terra = -20	Percebeu-se de imediato um aumento do subesterço veículo nas diversas manobras de frenagem realizadas. Em algumas frenagens próximas ao limite de aceleração lateral percebeu-se sobrecarga no eixo dianteiro e tendência do veículo sair de frente nesta situação. Na pista de conforto foi percebida um grande aumento no <i>torque steering</i> . Não se percebeu outras alterações no comportamento do veículo nos demais giros de pista

Tabela 5.30: Análise subjetiva no simulador - Geometrias 0, 13 e 14.

Conforme apresentado nas análises numéricas, não foi percebida nenhuma sensação de alteração de comportamento do veículo no simulador em relação às análises em regime permanente. Porém em manobras de frenagem e na pista de conforto foram prontamente percebidas variações pelo piloto, mais uma vez com riqueza de detalhes que os modelos numéricos não apresentaram.

5.5.9 Análise subjetiva no Simulador - Manobras longitudinais puras

Desde os primeiros contatos com o simulador, percebeu-se que a sensação de aceleração longitudinal em manobras de frenagem não tinham a sensação precisa, mesmo após vários giros de calibração de modelos e ganhos de *motion cueing*. O simulador, em questão, utiliza o curso longitudinal e o ângulo de *pitch* para passar a sensação de desaceleração longitudinal. Estes cursos disponíveis não se mostraram suficientes para reproduzir a sensação de frenagem com precisão. Para melhorar esta avaliação subjetiva, instalou-se um cinto de segurança de quatro pontos ativo, com um motor para comprimir o ocupante contra o banco durante as desacelerações longitudinais e assim recuperar um pouco da sensação.

Para avaliação da dinâmica lateral, as movimentações longitudinais durante as manobras de frenagem são suficientes. O mesmo não pode se dizer para avaliação da dinâmica veicular longitudinal pura. Por este motivo decidiu-se não avaliar as geometrias de *anti-dive*, uma vez que concluiu-se a necessidade de um estudo mais aprofundado dos modelos, motion cueing e do simulador na tentativa de melhorar a resposta dinâmica e sensações de frenagem.

5.6 Análise comparativa entre veículo real e simulador em pista de testes

Realizou-se análise comparativa entre o comportamento dinâmico de um carro real em pista de testes e no simulador com os modelos correlacionados. Para tal análise foram utilizadas o veículo referencia e a geometria 10, com o Tau reduzido. Para criação do veículo com a geometria 9 foi confeccionado um par de montantes de suspensão alterando a posição do ponto F conforme ilustrado na figura 5.107.



Figura 5.107: Montante de suspensão alterado para montagem de veículo com TAU reduzido representando a geometria 10.

Foram feitas voltas livres no autódromo de Curvelo sendo realizadas análises subjetivas do comportamento dinâmico. Foi feito também aquisição das seguintes variáveis em uma volta específica para ambas as geometrias:

- Aceleração Lateral
- Ângulo de volante
- *Side Slip Angle*
- Rolagem da carroceria

Fez-se na sequencia a mesma análise no simulador com os dois modelos citados e realizou-se o levantamento da telemetria para comparação das variáveis supracitadas. O objetivo da análise é entender se as conclusões das avaliações sensoriais realizadas com o veículo físico serão semelhantes às do simulador. Utilizando as variáveis adquiridas torna-se possível interpretar as análises subjetivas e comparar o comportamento das grandezas entre o simulador e o veículo real.

Nas comparações realizadas em ambos os veículos pode se perceber que as reações observadas na pista são muito parecidas com que foi visto nas avaliações no simulador e os resultados e as conclusões são os mesmos. Os pontos que diferem são relativos à amplitude e facilidade de percepção devido a própria natureza do simulador compacto, mas mantendo sempre a mesma tendência.

As percepções subjetivas em ambos os cenários foram muito parecidas com as análises realizadas na geometria 9. Recapitulando o que foi observado pelo piloto de testes para esta configuração:

Veículo Referência:

- Progressividade de resposta da direção;
- Linearidade de resposta do veículo;
- Facilidade de correção de reações próximas ao limite;
- Resposta da traseira adequada, sintonizada com a reação da dianteira.

Geometria 9 - Tau reduzido:

- Inserimento muito rápido, prejudicando a precisão no contorno da curva;
- Facilidade de excitar a traseira, que não responde em sintonia com a dianteira;
- Sensação de saturação prematura dos pneus;
- Desequilíbrio de comportamento entre dianteira e traseira;
- Resposta do pneu em dois tempos, muito evidente;

Em resumo, para adoção de um TAU menor para um veículo comercial, seria necessária recalibração da suspensão (eventualmente até geometria), direção e pneus.

Para a aquisição de dados objetivou-se realizar a volta com a trajetória e a aceleração lateral de forma similar apesar da alteração de TAU. A figura 5.108 apresenta a aceleração lateral e a trajetória das aquisições experimentais feitas com o veículo referencia e com o montante alterado, rerepresentando a geometria 9 (TAU reduzido). A cor da linha apresenta a amplitude da aceleração lateral representada pela legenda na extremidade esquerda da imagem. A aquisição de dados foi realizada na mesma base de tempo de um GPS possibilitando uma correta relação entre as variáveis e a posição na pista. Pode-se observar que, apesar da diferença de TAU, as acelerações laterais foram similares ao longo do circuito.

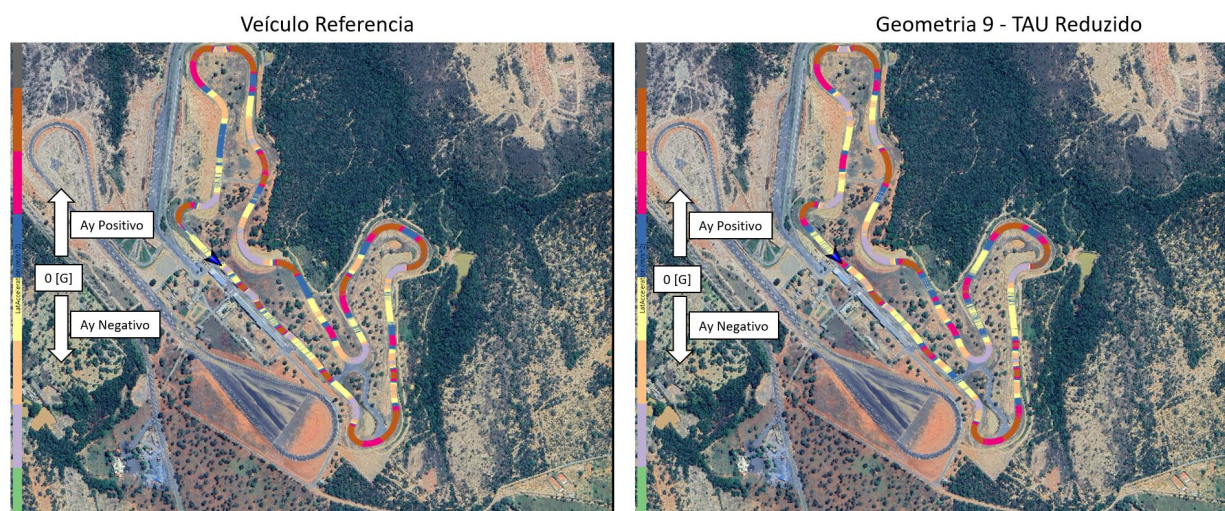


Figura 5.108: Aquisição de dados da aceleração lateral e trajetória de veículos de referencia e geometria 9 realizada na mesma base de tempo de um GPS. A cor da linha apresenta a amplitude da aceleração lateral representada pela legenda na extremidade esquerda da imagem, sendo A_y positiva representadas pelas cores na metade superior da escala e A_y negativa representada pelas cores na metade inferior.

Para realização das análises comparativas com o simulador selecionou-se a curva 7 do circuito. A curva 7 apresenta características de regime permanente, devido ao longo raio e também apresenta características transientes de entrada e saída da manobra. A figura 5.109 apresenta no lado esquerdo a curva selecionada e do lado direito as trajetórias e acelerações laterais dos dois veículos analisados. Pode-se observar a semelhança entre as trajetórias realizadas. Em relação à aceleração lateral, as duas geometrias atingem faixas de acelerações semelhantes em regime permanente representada pela cor marrom.

A figura 5.110 apresenta a comparação de ângulo de volante entre o simulador e a análise experimental. No lado esquerdo da figura apresenta-se o ângulo de volante na realização da curva 7 no simulador, sendo a curva azul o veículo referencia e a curva vermelha o veículo com a geometria 9. No lado direito da figura observa-se as medições experimentais nos dois veículos.

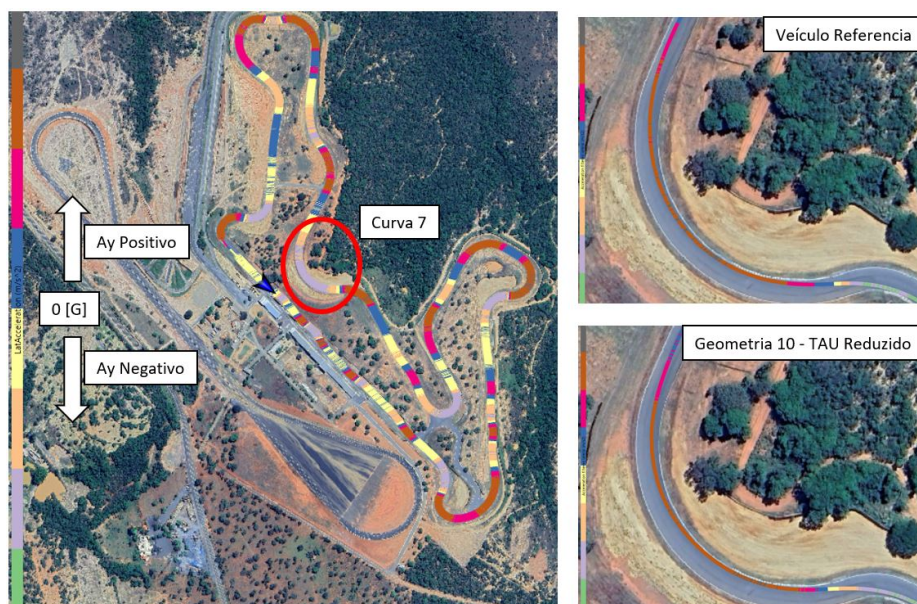


Figura 5.109: Lado esquerdo: em evidência a curva 7 do circuito. Lado direito: Aquisição experimental de aceleração lateral e trajetória de veículos de referência e geometria 10 na curva 7.

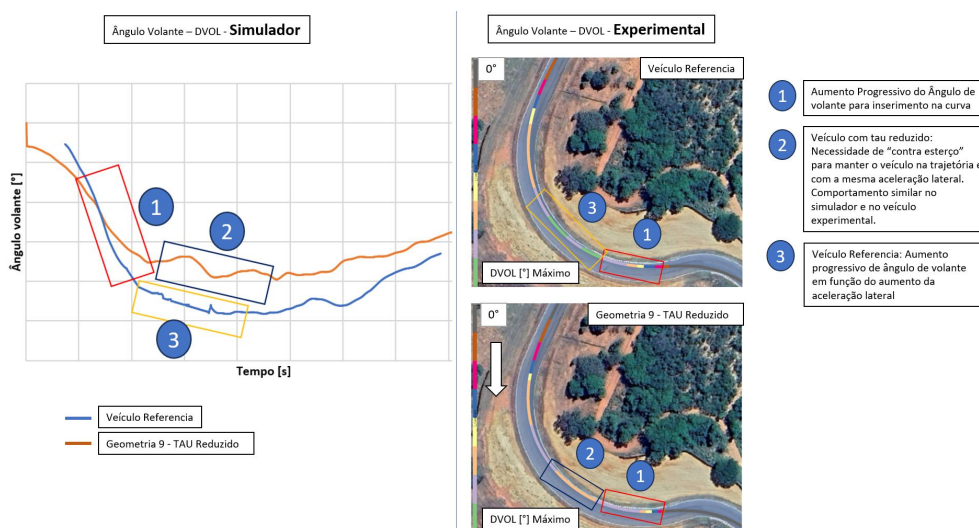


Figura 5.110: Lado esquerdo: Ângulo volante durante a realização da curva 7 no simulador. Lado direito: Aquisição experimental de ângulo volante e trajetória de veículos de referência e geometria 9 na curva 7.

Foram evidenciadas na imagem as fases da realização da manobra de acordo com os pontos 1, 2 e 3:

1 - Entrada da curva: Observa-se um ganho progressivo de ângulo de volante, sendo uma maior amplitude para o veículo referência. Devido ao maior valor de TAU para a realização da mesma trajetória torna-se necessário um maior ângulo de volante. Tanto nos dados experimentais quanto no simulador pode-se observar a mesma tendência.

2 - No veículo com TAU reduzido observa-se a necessidade de contra-esterço. Para corrigir a trajetória foi necessária a redução do ângulo de volante sucessivamente. Conforme comentado acima, nas avaliações subjetivas foi abordado o inserimento muito rápido prejudicando a precisão no contorno da curva e o desequilíbrio do veículo gerando correções no volante. O comportamento do veículo experimental e do

simulador foi exatamente igual gerando a mesma percepção subjetiva.

3 - No veículo referência, observou-se tanto no simulador quanto na análise experimental com o veículo físico um aumento progressivo do ângulo de volante confirmando os comentários da avaliação subjetiva supracitados.

Ao fim da manobra para ambos os casos tem-se a redução progressiva do ângulo de volante.

A figura 5.111 apresenta a comparação do *side-slip angle* e da rolagem da carroceria entre o simulador e o veículo experimental. No lado esquerdo da figura apresenta-se a telemetria do simulador enquanto do lado direito apresentam-se os resultados experimentais sobre veículo. Como a aceleração lateral é similar pode-se observar um comportamento semelhante em todos os gráficos de rolagem carroceria, Tendo os resultados do simulador e experimentais o mesmo comportamento. Em relação ao *side slip angle* pode-se notar uma maior oscilação do veículo com TAU reduzido, tanto nas análises no simulador, quanto sobre o veículo físico. As linhas verticais representam correções no volante que afetam o *side slip angle* corrigindo a trajetória do veículo. Esta variação constante de β e correções sucessivas evidenciam o desequilíbrio entre os eixos, conforme reportado na avaliação subjetiva.

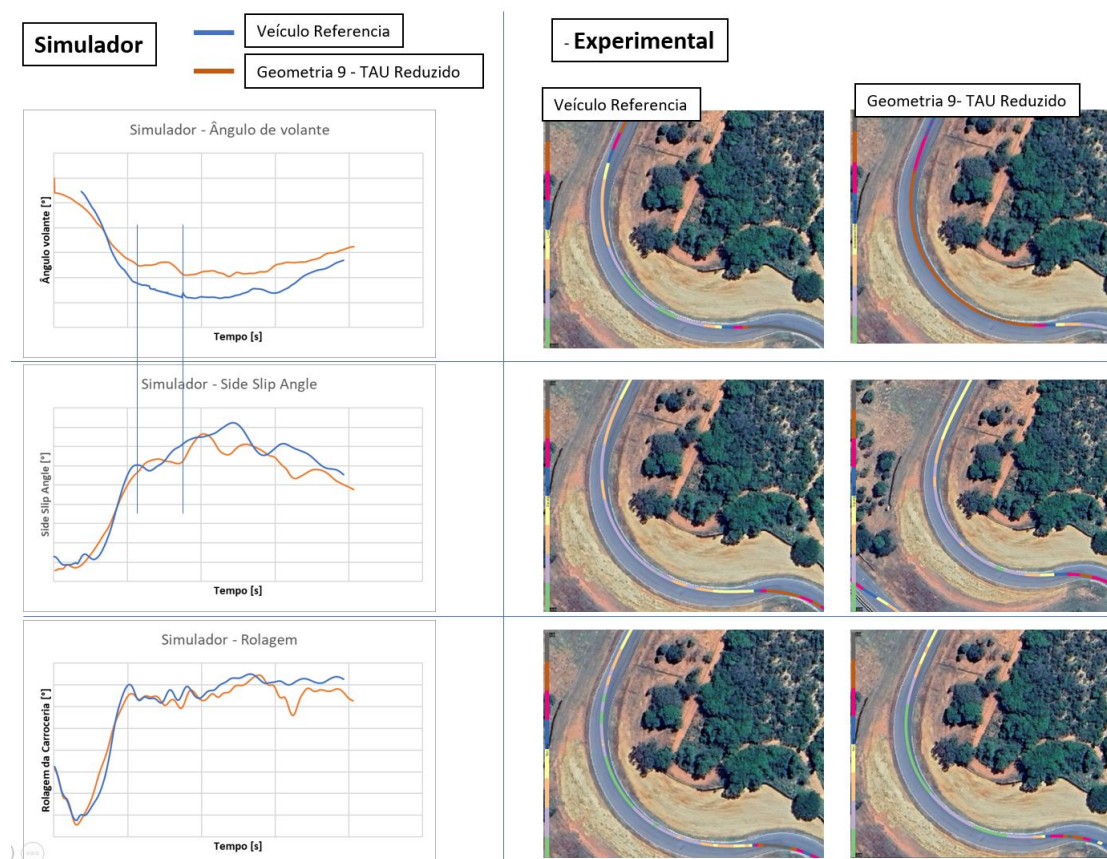


Figura 5.111: Lado esquerdo: Telemetria do simulador na curva 7 relativa a ângulo volante, *side slip angle* e rolagem da carroceria. Lado direito: Aquisição experimental de ângulo volante, *side slip angle* e rolagem de carroceria na curva 7.

Todas as avaliações confirmam a relação direta entre as análises sensoriais realizadas no simulador em comparação com o veículo real. Os dados aqistados experimentalmente conseguem elucidar as sensações percebidas assim como confirmam a correlação de tendências entre o simulador e o veículo real.

5.7 Discussão dos Resultados

5.7.1 Fluxo de Desenvolvimento de Projeto

Conforme discutido no capítulo revisão bibliográfica e apresentado na figura 2.1, o fluxo de desenvolvimento tradicional de dinâmica veicular invariavelmente passa por um ciclo V dividido em fases de projeto, construção e testes. Em 2019 foi publicado o artigo (WARNER, 2019), onde apresenta estas três fases de forma bem clara, conforme ilustrado na figura 5.112. Pode-se observar uma fase de desenvolvimentos de sistemas e componentes seguido de uma fase de industrialização e testes.

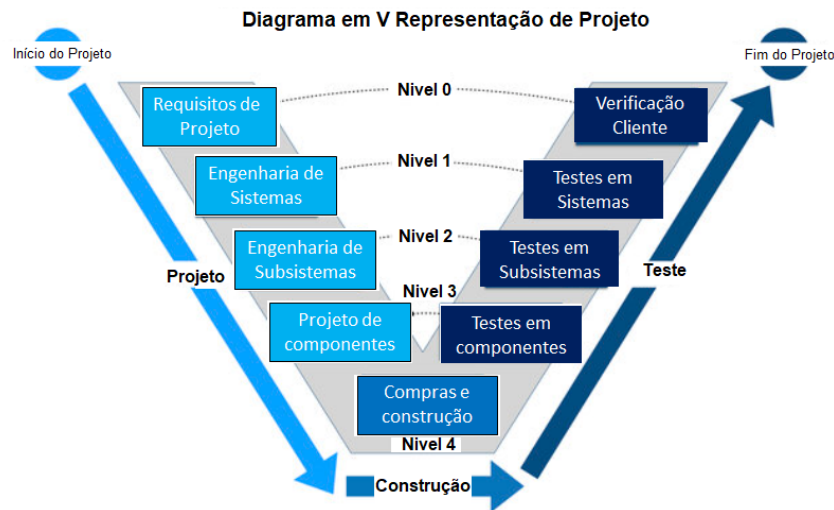


Figura 5.112: Ciclo V de desenvolvimento tradicional de projetos. (WARNER, 2019)

Com foco em dinâmica veicular, conforme já discutido, o ciclo V tradicional inicia-se com a definição de objetivos baseados em medições de veículos concorrentes e em experiências prévias. Logo após define-se a arquitetura, isto é qual tipo de suspensão será adotado para o veículo a ser desenvolvido. Em sequência faz-se as simulações virtuais, buscando-se os objetivos traçados no início, chegando-se na geometria final da suspensão. Por fim faz-se o detalhamento de projeto de todos os componentes e sistemas envolvidos. Pode-se notar que esta fase é totalmente numérica baseada nos objetivos traçados. Após a fase de projeto tem-se a construção dos primeiros protótipos e o início da construção das ferramentas definitivas. Devido ao baixo tempo de desenvolvimento exigido pelo mercado, alguns componentes inicia-se a construção da ferramenta em paralelo com os protótipos. Qualquer modificação de projeto após esta etapa gera um alto impacto financeiro uma vez que os meios produtivos já estão em construção. A fase seguinte de "subida do V", é a validação do projeto e ocorrem também os giros experimentais de definição da curva dos amortecedores. Geralmente, ocorrem sessões com os fornecedores de amortecedores, os quais utilizam amortecedores reguláveis, onde é possível alterar rapidamente as curvas de válvula. Sendo assim, trafegando em diferentes tipos de terreno, os engenheiros das montadoras em conjunto com o time dos fornecedores vão calibrando os amortecedores e otimizando o comportamento do veículo. A fase final é a validação final do veículo feita através de auditorias de performance com ótica de uso de clientes normais. A figura 5.113 ilustra o fluxo tradicional de dinâmica veicular normalmente utilizado, conforme citado no capítulo revisão bibliográfica.

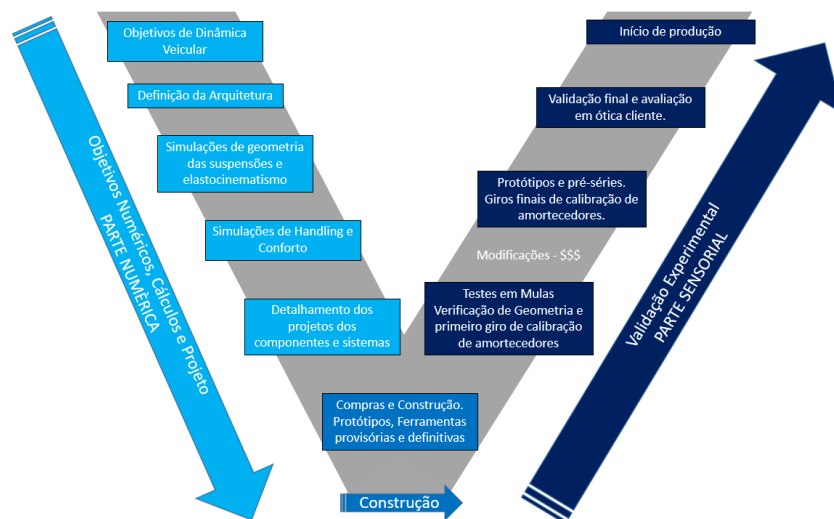


Figura 5.113: Ciclo V de desenvolvimento tradicional de de dinâmica veicular.

Importante citar que o fluxo supracitado é puramente numérico na fase de projetos. A partir dos resultados obtidos apresentados no capítulo anterior, na qual o simulador apresenta resultados subjetivos precisos, torna-se possível concluir que é possível incluir o DIL (*Driver-in-the-Loop*) no fluxo de desenvolvimento de projetos sem perder tempo na fase de projetos, reduzindo risco de modificações e principalmente projetando veículos a partir de análises sensoriais. A sensação de direção vai fazer parte do fechamento do projeto em uma fase anterior ao dispêndio financeiro.

Desde que todos os cuidados sejam tomados com a caracterização de componentes e construção dos modelos numéricos, todos os resultados apresentados pelo simulador são fidedignos ao esperado analiticamente, numericamente e experimentalmente. A partir da similaridade de comportamento do veículo original e das respostas coerentes do giro de análise de sensibilidade pode se concluir que o simulador representa o comportamento dinâmico real do veículo. Talvez o ponto mais importante a ressaltar é a imprescindível presença de um piloto experiente capaz de traduzir as sensações presentes no simulador, é muito importante que as análises experimentais e no simulador sejam concentradas nele em todo o desenvolvimento e que ele faça a integração entre o time virtual e experimental. O ponto que o simulador não demonstrou resultados coerentes foi nas manobras de frenagem, as quais a sensação de desaceleração não foram precisas; este fato não inviabiliza as análises de dinâmica lateral e demais fenômenos longitudinais conjugados com laterais.

A figura 5.114 apresenta o fluxo proposto neste trabalho considerando análise sensorial ainda na fase de projeto para o desenvolvimento da dinâmica veicular.



Figura 5.114: Ciclo em degraus para o desenvolvimento de de dinâmica veicular, considerando análise sensorial nos degraus de projeto.

O fluxo propõe um ciclo em degraus onde a "descida" representa a fase de definição de objetivos, desenvolvimento e detalhamento de projeto e definição técnica. Enquanto a "subida" representa a fase de industrialização e validação. Observa-se nas caixas na cor laranja que considera-se a análise subjetiva nas fases de desenvolvimento, isto é sensações humanas vão suportar a definição da arquitetura e da geometria das suspensões. Cada degrau do ciclo será detalhado nos próximos tópicos.

5.7.2 Degrau 1 - Definição de objetivos de dinâmica veicular

O primeiro degrau trata da criação dos objetivos focado em dinâmica veicular para o veículo a ser desenvolvido. Partindo dos veículos concorrentes internos e externos propõe-se uma avaliação subjetiva de todos os veículos e uma avaliação conforme escala SAE subjetiva. A norma SAE J1441 traz um critério de avaliação subjetiva focado em *handling* e conforto. A norma estabelece notas de 1 a 10 conforme percepção subjetiva ao dirigir o veículo. A figura 5.115 apresenta a escala SAE, ilustrando as cinco divisões dependendo da nota estabelecida.

Muito Pobre		Pobre		Razoável		Bom		Excelente	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Não desejável				Limite de aceitabilidade		Desejável			

Figura 5.115: Escala SAE de avaliação subjetiva de *handling*, conforma norma SAE J1441.

Engenheiros especialistas avaliam, portanto, o comportamento de *handling* (Normal e esportivo, seco e molhado), conforto (em condições que representam o mercado), Direção e frenagem e ranqueiam cada um dos veículos nas respectivas análises. Em um comitê define-se, por fim, a nota SAE objetivo para o novo veículo para cada análise realizada. Deve-se levar em consideração a evolução natural do mercado uma vez que o veículo será lançado vários meses após esta análise.

A partir daí faz-se a medição elastocinematica dos veículos assim como as medições de *handling* conforme descrito no capítulo Metodologia deste trabalho. Claramente é necessário as medições de conforto também, as quais estão fora do escopo deste trabalho. Com todas as medições em mãos e com as notas SAE pode-se definir os objetivos de *handling* e elastocinematismo. Cada variável apresentada deve ter um objetivo, por exemplo, para elastocinematismo, o Tau do veículo deve ser 16 ou o erro de Ackerman terá o objetivo de 30%. O mesmo vale para os objetivos de *handling* de veículo completo, por exemplo, o ângulo de volante na aceleração lateral de 0.5G deve ser de 32° na manobra de *steering pad*. Tem-se portanto os objetivos sensoriais através da escala SAE e a tradução destes objetivos para linguagem numérica conforme fluxo ilustrado na imagem 5.116.

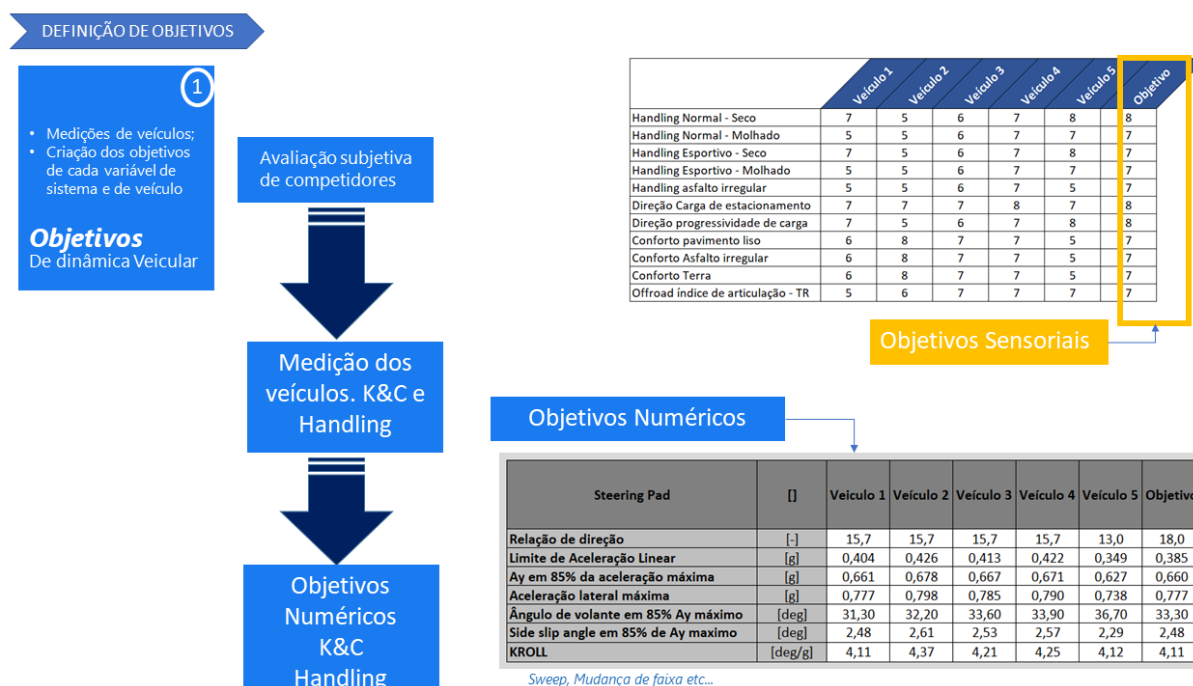


Figura 5.116: Degrau nº 1 com a definição dos objetivos numéricos e sensoriais.

É importante analisar com quais características, versões e marcas que este veículo será lançado. Em muitos casos um mesmo projeto derivam diversas versões e marcas, cada uma com seu DNA de dinâmica veicular, necessita-se portanto de se colocar este DNA nos objetivos. Ao fim deste de grau, portanto, tem-se estabelecido os objetivos numéricos e sensoriais que vão prevalecer durante todo o desenvolvimento do projeto.

5.7.3 Degrau 2 - Definição da Arquitetura

O de grau de número 2 trata da definição dos tipos de suspensão que serão utilizadas no veículo. Nesta etapa já se tem uma hipótese inicial, mas nem sempre sabe-se se a arquitetura concebida (em muitos casos focada em custo e reutilizações) atende aos objetivos estabelecidos no de grau 1. Para se responder esta pergunta e com o objetivo de se encontrar o tipo de suspensão ótimo ao projeto, propõe-se uma série de análises focadas nos pontos mais relevantes da análise. Partindo de um modelo já existente e correlacionado, faz-se variar os tipos de suspensão em análise e realizam-se análises focadas em determinado

comportamento. Por exemplo, a suspensão traseira tipo eixo rígido vai conseguir atingir o objetivo de subesterço colocado para o projeto e a nota SAE de *handling* esportivo ?. Dessa forma, é elaborado um modelo numérico comparativo e faz-se a avaliação numérica e, se necessária, também no simulador. Neste degrau é muito importante a experiência do time para não se perder tempo na definição do tipo de suspensão, pois o tempo para definição da geometria no terceiro degrau é precioso. A figura 5.117 apresenta o fluxo relativo ao degrau 2 para se definir a arquitetura veicular.

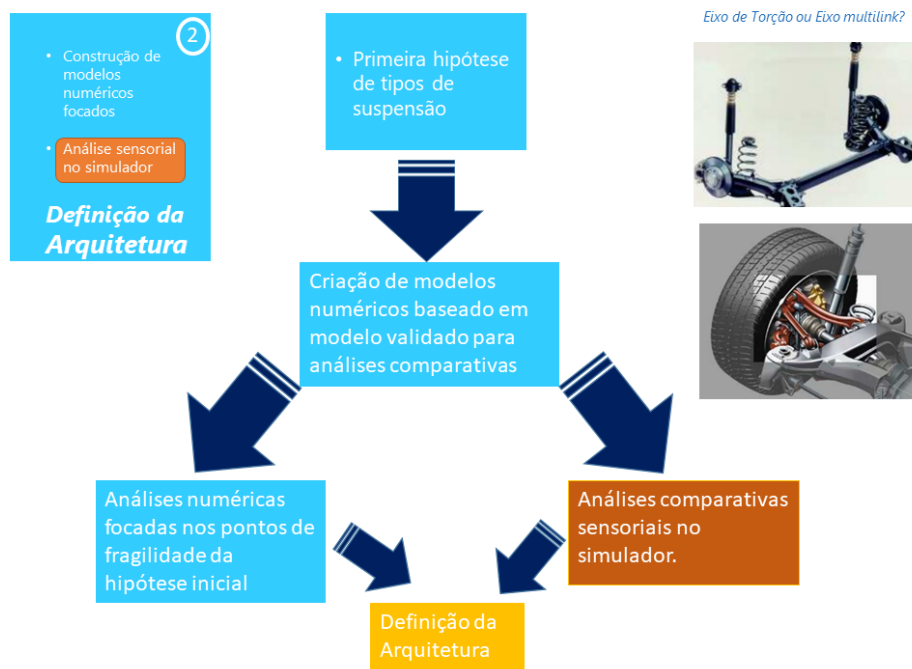


Figura 5.117: Degrado 2 definição da arquitetura do veículo a ser desenvolvido através de análises numéricas e sensoriais.

Ao fim desta etapa, obtém-se a definição das suspensões ótimas para o projeto levando em consideração a performance, o custo e a possibilidade de reutilização. Dessa forma, chega-se a conclusão de que a arquitetura escolhida atenderá os objetivos, tornando possível também a rediscussão dos mesmos caso o impacto no projeto seja muito grande.

5.7.4 Degrado 3 - Definição da Geometria da Suspensão

A partir do tipo da suspensão definido, torna-se possível o desenvolvimento do projeto completo da dinâmica veicular, abrangendo a definição da geometria. Isso implica em dizer que, neste degrado, se define a coordenada de cada ponto apresentado na figura 3.26. Este degrado é dividido em cinco etapas (de A até E), conforme ilustrado no fluxograma na figura 5.118, sendo que cada etapa possui seu próprio fluxo de desenvolvimento.

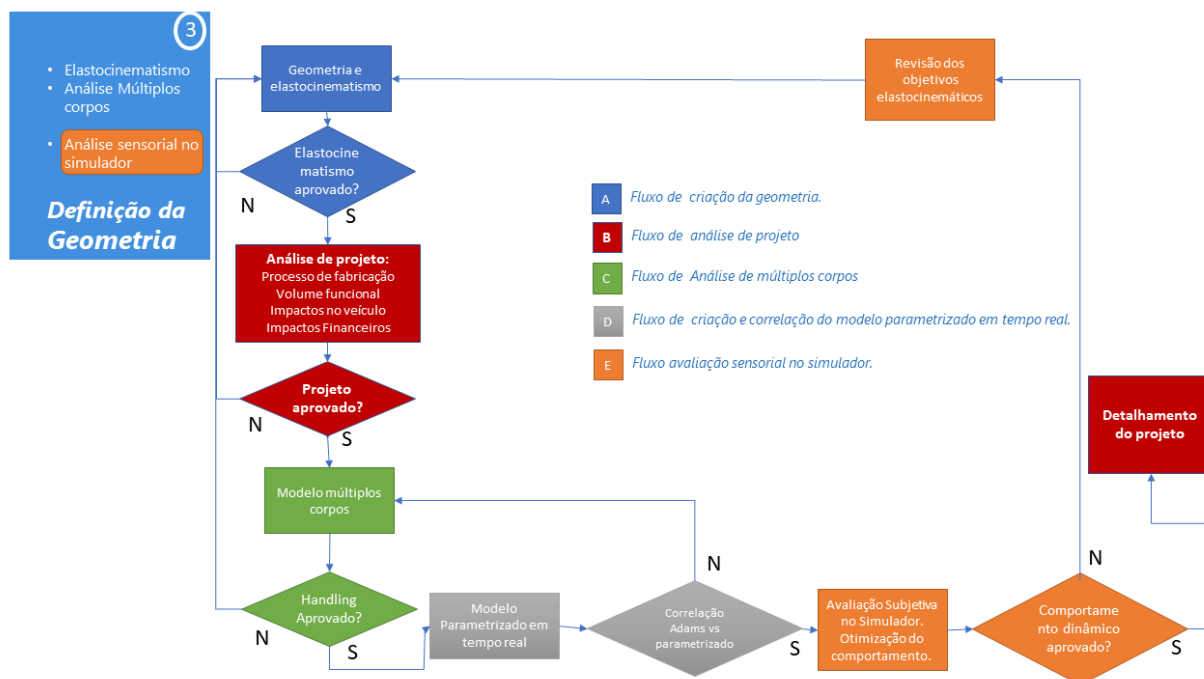


Figura 5.118: Fluxo completo de definição de geometria de suspensão dividido em 5 etapas.

5.7.4.1 Etapa A - Fluxo de definição dos pontos geométricos das suspensões

A etapa A trata da criação da geometria, isto é, definição de cada ponto geométrico da suspensão presente na figura 3.26. Trata de um giro de otimização geométrica buscando os objetivos estabelecidos no degrau 1, e ao mesmo tempo certificando a viabilidade técnica de cada componente presente na suspensão, conforme ilustrado na etapa B.

Em um primeiro momento, cria-se a geometria em uma ferramenta analítica ou mesmo em um *software* múltiplos corpos, como o Adams por exemplo. A geometria inicial normalmente é originada de um veículo em produção; faz-se portanto, a transformação da geometria de um veículo em produção para o novo veículo em desenvolvimento. Nesta etapa define-se também a hipótese inicial das curvas de buchas e coxins. É fundamental certificar a viabilidade técnica destas curvas em muitos casos sendo necessário o envolvimento de especialistas de fornecedores de elastômeros.

Dessa forma, esta etapa é responsável pela análise de todas as curvas de saída de elastocinematismo, conforme descrito nos tópicos 4.3 e 5.2 deste trabalho. Verifica-se a coerência de cada curva e, em sequência, compara-se com os objetivos estabelecidos no degrau 1. É necessária também uma análise de coerência dos pontos definidos no espaço para certificação que a região a ser ocupada pela suspensão está contida no envelope do veículo.

Certificada a coerência, inicia-se a etapa de projeto e modelamento CAD de componente. Normalmente são necessários vários *loops* de projeto para aprovação da geometria. A figura 5.119, apresenta a etapa A, presente no fluxo de desenvolvimento em degraus.

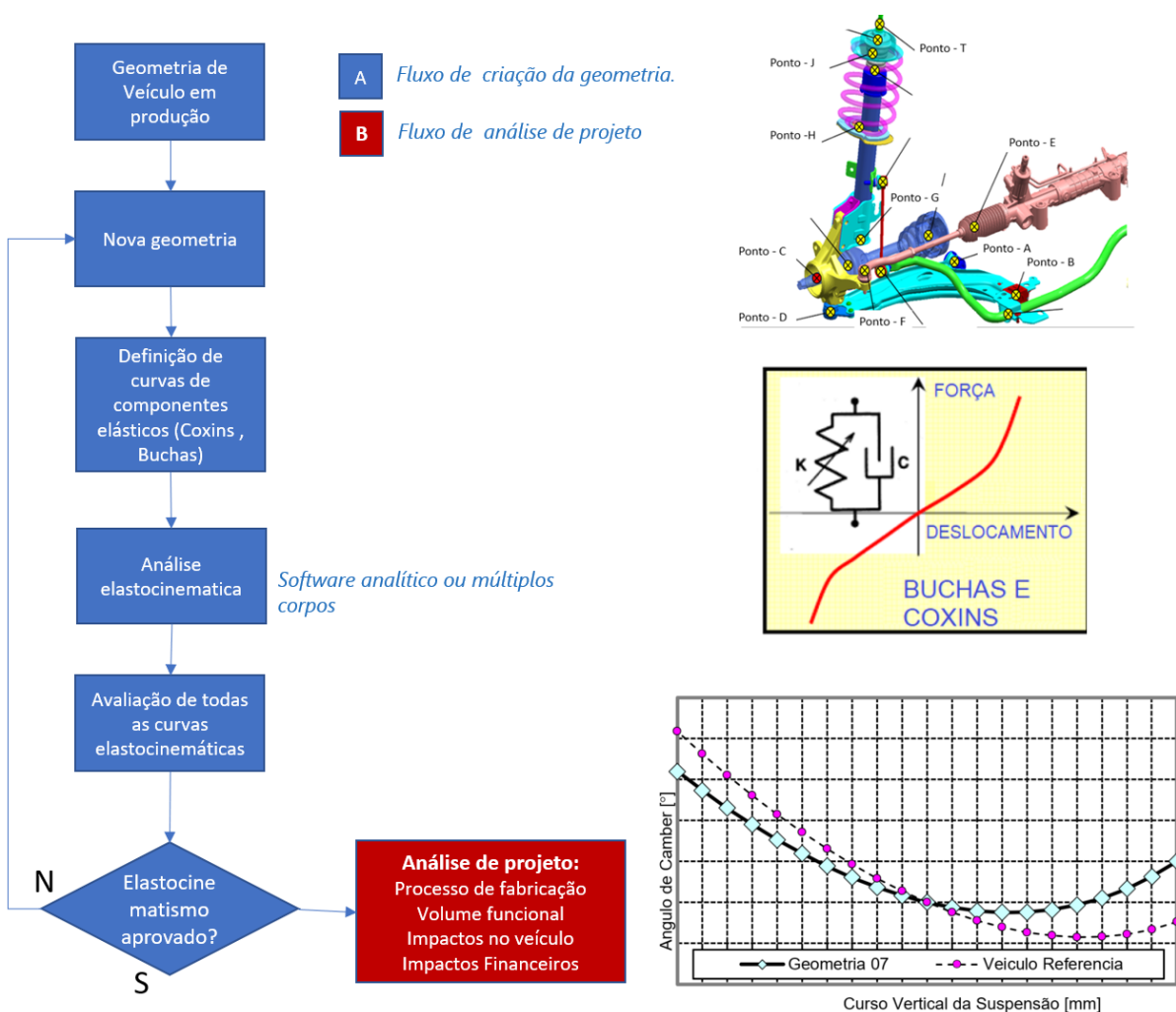


Figura 5.119: Fluxo de definição dos pontos geométricos das suspensões.

5.7.4.2 Etapa B - Fluxo de Análise de Projeto

Nesta etapa, através de ferramenta de CAD, é realizado o modelamento das superfícies e sólidos tri-dimensionais. Conforme ilustrado na imagem 5.120 cada componente da suspensão é modelado a partir dos pontos geométricos definidos na etapa A. Faz-se a montagem com os outros componentes do veículo e inicia-se as avaliações de interferência incluindo as movimentações relativas entre partes. Uma análise realizada, por exemplo nesta etapa é a possibilidade de interferência entre o conjunto pneu e rodas com a carroceria, conforme envelope de pneu ilustrado na imagem 5.121.

Ainda nesta etapa são realizadas análises de montagem em linha de produção. Cada etapa é avaliada analisando robôs e posição de operários na sequencia de montagem de cada componente isolado. Avalia-se também as condições de manutenção dos componentes após veículo montado, isto é, utilizando ferramentas específicas, são analisadas as condições e dificuldade de desmontar e montar cada componente para manutenção. Nesta etapa também são realizadas todas as condições de manufatura de cada componente. Dessa forma, verifica-se nesta fase a viabilidade técnica de se produzir as peças. Assim, todos os cálculos estruturais são realizados nesta etapa, abrangendo desde análises de fadiga até resposta ao impacto. A figura 5.122, apresenta a etapa B, presente no fluxo de desenvolvimento em degraus.

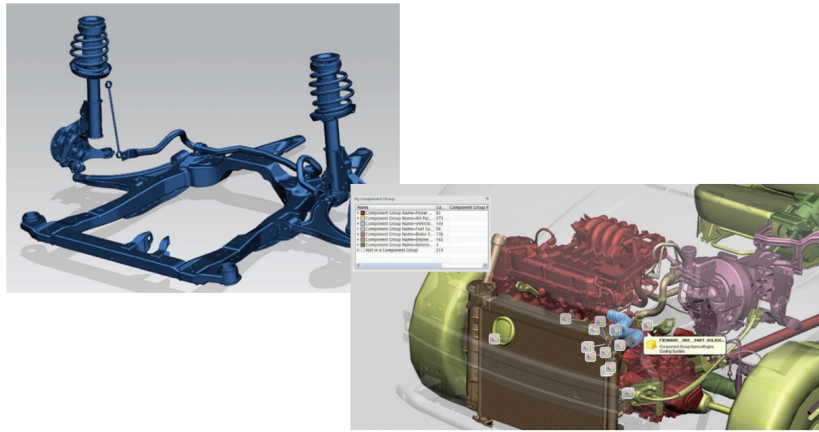


Figura 5.120: Modelamento das superfícies e sólidos tridimensionais incorporados ao veículo. (SIEMENS.COM/PLM, 2023)

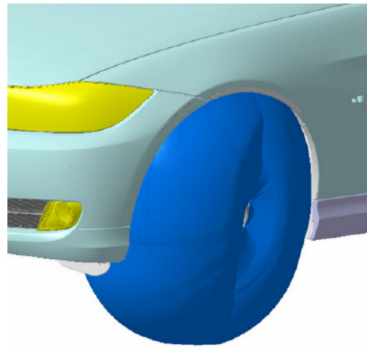


Figura 5.121: Análise de interferência entre pneu e carroceria. (PISHEY, 2020)

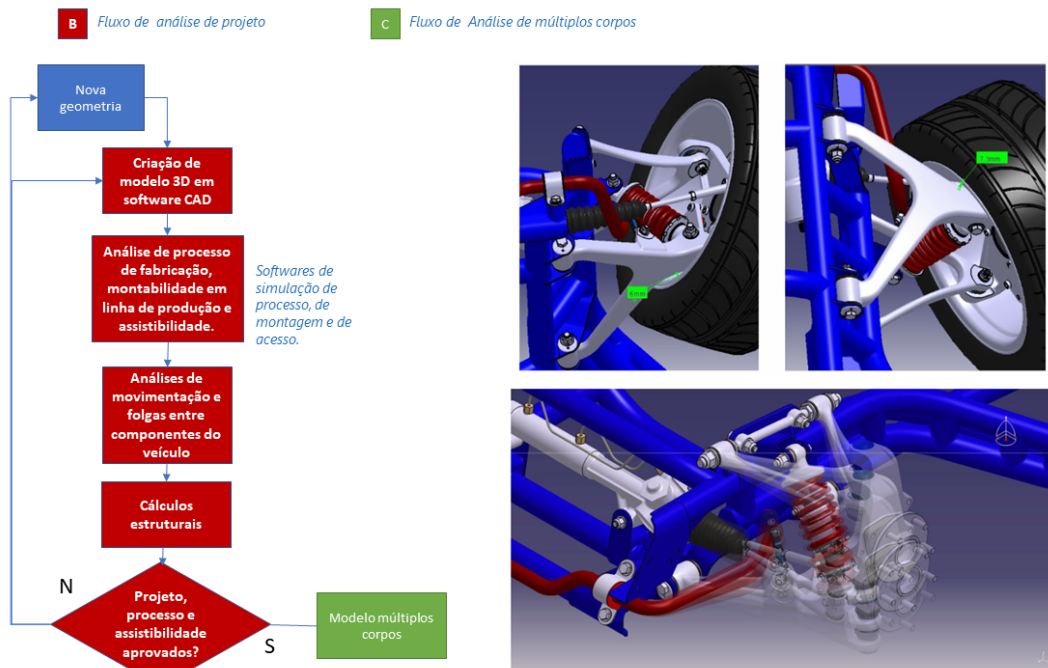


Figura 5.122: Etapa B - Fluxo de análise de projeto

5.7.4.3 Etapa C - Fluxo de Análise de Múltiplos Corpos

Após toda a geometria definida, realiza-se a criação dos modelos em múltiplos corpos, normalmente partindo de um modelo já correlacionado, conforme descrito no capítulo 4 deste trabalho. Para a correta correlação do modelo, é necessária a caracterização física dos componentes já existentes em bancadas de testes, principalmente os elastômeros. Neste caso, os modelos geométricos em CAD fornecem as massas e tensores de inércia de todos os componentes do automóvel, como por exemplo, conjunto motopropulsor e carroceria.

Para realização de análise de falhas dos modelos numéricos, a análise modal dos subsistemas das suspensões assim como do modelo de veículo completo são desenvolvidos nesta etapa. Por fim, são realizadas ainda as otimizações do comportamento dinâmico do veículo através de análises de manobras de estabilidade e conforto, definindo-se flexibilidade das molas, curvas de amortecedores e curvas de buchas e coxins, buscando os objetivos numéricos provenientes do degrau 1. Se necessário para alcance dos objetivos, alterações de geometrias também são propostas, voltando portanto à etapa B.

Com o veículo atendendo à todos os objetivos prescritos no degrau 1, pode-se partir para análise sensorial no simulador, onde alterações de geometria ou características de componentes serão realizadas através de análises subjetivas; para tal torna-se necessária a criação de um modelo parametrizado. A figura 5.123, apresenta a etapa C, presente no fluxo de desenvolvimento em degraus.

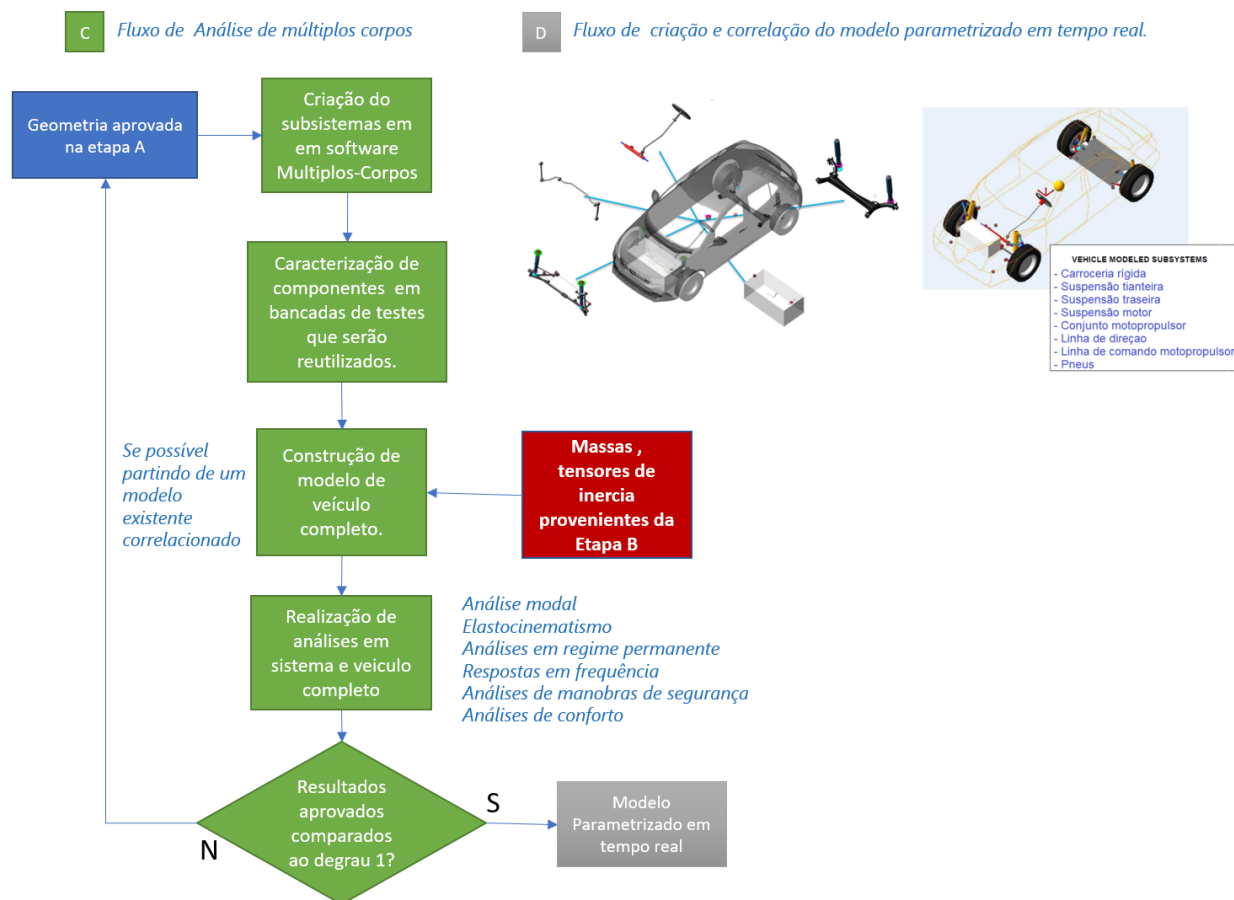


Figura 5.123: Etapa C - Fluxo de Análise de múltiplos corpos

5.7.4.4 Etapa D - Fluxo de Criação e Correlação do Modelo Parametrizado em Tempo Real.

Conforme descrito no capítulo 4, partindo do modelo Adams, realiza-se a tradução para o modelo parametrizado com objetivo de ser compilado em tempo real. Para a validação do modelo é necessária a comparação das respostas elastocinemáticas e das respostas das simulações de *handling* entre o sistema multicorpos e o modelo parametrizado. Após garantida a correlação, desenvolve-se então toda a preparação para se executar o modelo no simulador automotivo. Assim, são configurados o modelo de freio, o mapeamento do motor e o modelo de direção, conforme discutido no capítulo 4. Após concluídas essas atividades, as análises sensoriais podem ser iniciadas. A figura 5.124, apresenta a etapa D, presente no fluxo de desenvolvimento em degraus.

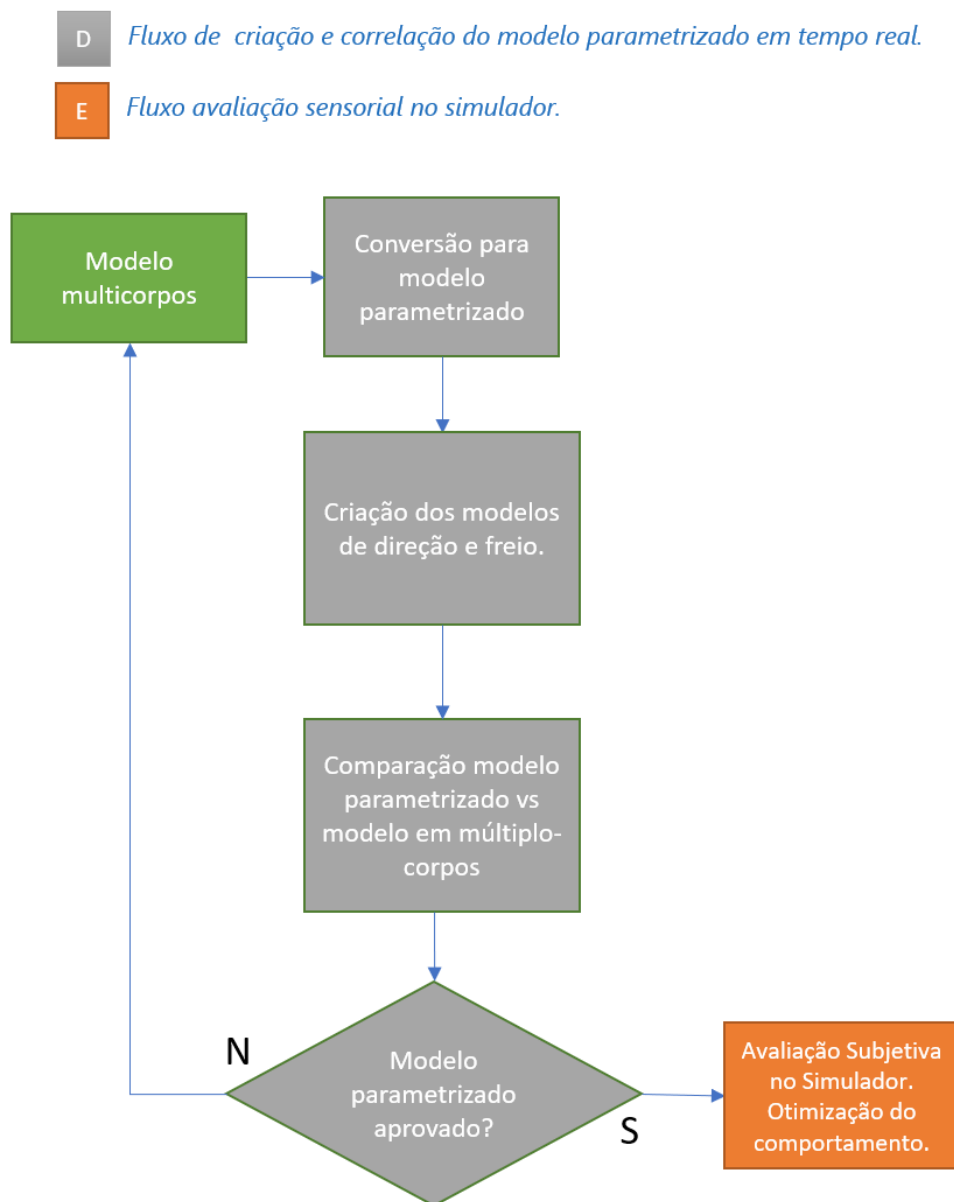


Figura 5.124: Etapa D - Fluxo de criação e correlação do modelo parametrizado em tempo real.

5.7.4.5 Etapa E - Fluxo para Avaliação Sensorial no Simulador

O primeiro passo para uma análise sensorial no simulador é a utilização de um piloto treinado com experiência em análises físicas em veículo e com experiência em análises no simulador. Com o piloto a postos, são realizadas, em um primeiro momento, análises de falhas do modelo numérico. Em uma área aberta são executadas uma série de manobras para certificar o comportamento do veículo e procurar comportamentos estranhos irreais. Neste ponto, são realizadas manobras de golpe de direção com diferentes velocidade de volante, frenagens em diferentes velocidades além de golpes de aceleração e frenagem em curva. Nesta etapa também são desenvolvidos, se necessário, os ajustes de *motion cueing*, conforme abordado no capítulo 4. Com o modelo validado pelo piloto, inicia-se o giro de avaliações subjetivas. São propostos giros de pistas com ótica de utilização de clientes normais e manobras específicas como mudanças de faixa e *steering pad*. Nesta fase, são identificados os seguintes pontos:

- Equilíbrio do veículo;
- Tempo de resposta;
- Progressividades de resposta;
- Sensação de segurança;
- Previsibilidade e comportamento do veículo no limite.

Estas análises normalmente são feitas somente com veículos físicos. Para realização de otimização do comportamento dinâmico, o piloto guia as modificações do modelo fazendo quantos giros de modificações forem necessárias. Três opções de modificações de modelo são possíveis. Primeiramente alterando o próprio modelo parametrizado em tempo real, o que implica em modificar grandezas como Tau, convergência e camber estático. Para alterações mais complexas, torna-se necessário alterar o modelo em múltiplos corpos. A segunda possibilidade considera modificações em curvas de buchas, curso de suspensão e flexibilidade de mola; neste caso, é necessária modificação do modelo em múltiplos corpos. A terceira opção é a alteração da geometria da suspensão, retornando portanto à etapa A deste degrau, alterando, neste caso, por exemplo a curva de variação de convergência ou de camber. A figura 5.125, apresenta a etapa E, presente no fluxo de desenvolvimento em degraus. O piloto, portanto, guia os engenheiros otimizando o comportamento do veículo, solicitando, como exemplo, as seguintes alterações na atitude dinâmica:

- Tempos de resposta;
- Subesterço;
- Apoio das suspensões dianteira ou traseira;
- Nível de rolagem da carroceria;
- Nível de movimentação da carroceria em aceleração e frenagem;
- Carga na direção;
- Rigidez e Repartição de rigidez entre os eixos.

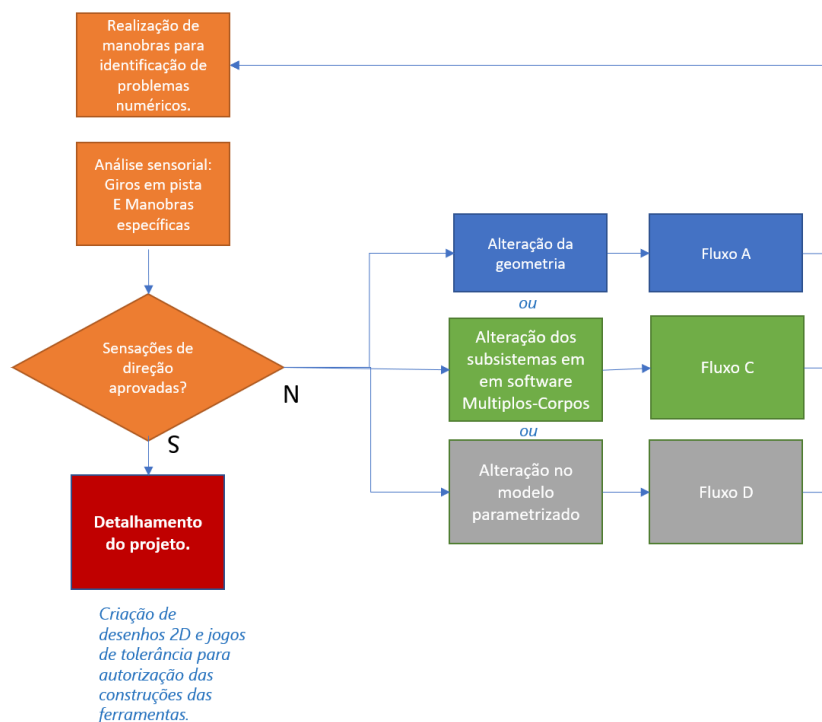


Figura 5.125: Etapa C - Fluxo de Análise de múltiplos corpos

Dessa forma, os engenheiros são capazes de realizar giros de modificação para atender às melhorias nas análises sensoriais e analisar os efeitos colaterais. Assim, o piloto teria em suas mãos o ajuste fino de cada comportamento, conforme ilustrado na figura 5.126. Os engenheiros analisam como cada variável elastocinematica afeta o comportamento solicitado e modificam os parâmetros, retornando às etapas de A até E.

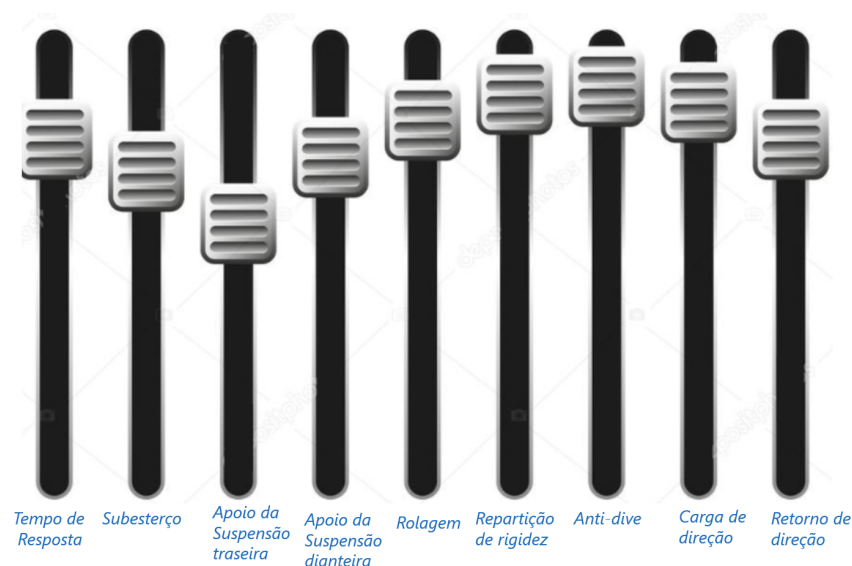


Figura 5.126: Exemplos de ajustes requisitados pelo piloto durante análises sensoriais.

Para a correção do subesterço do veículo, por exemplo, pode-se optar por retornar à Etapa A, alterando a variação de convergência do veículo e, por consequência, modificando a geometria do montante da suspensão. Também é possível alterar somente o diâmetro da barra estabilizadora retornando à etapa C, conforme ilustrado na imagem 5.127.

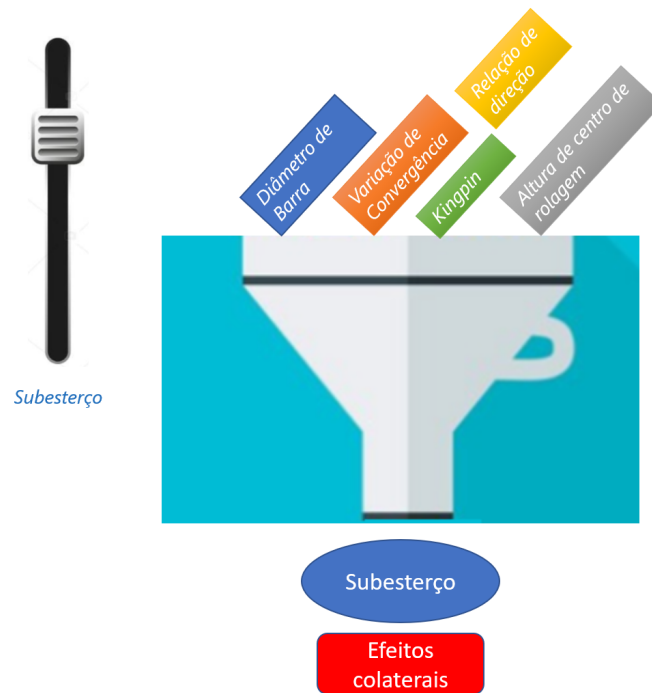


Figura 5.127: Exemplos variáveis que podem ser alteradas para alteração de subesterço do veículo.

5.7.5 Degrau 4 - Construção de Mulas, Protótipos e Ferramentas

No degrau número 4, chega-se ao fim da descida da fase virtual, porém neste ponto do fluxo do projeto, são realizadas as verificações subjetivas feitas com o piloto no simulador. Neste degrau, são construídos protótipos ou mulas para as primeiras avaliações em veículos físicos. O conceito de mula consiste nos protótipos desenvolvidos utilizando-se veículos pré-existent, conforme ilustrado na imagem 5.128. Para a mula de avaliações de suspensões e performances dinâmicas utilizam-se, por exemplo, as novas suspensões construídas por meios prototipais; entretanto, a carroceria e interiores podem ser de outro veículo. Para a precisão das análises dinâmicas, ajusta-se o peso nos eixos o centro de gravidade e, quando possível, o tensor de inercia da massa suspensa. Dependendo da complexidade do novo desenvolvimento, pode se optar por construir o veículo completo por meios prototipais.



Figura 5.128: Mula - protótipo construído utilizando-se veículos pré existentes. (PANAIT, 2020)

Neste degrau, inicia-se também a construção das ferramentas definitivas para produção em série de cada componente isolado. É neste ponto que se chega a um marco importante do desenvolvimento automotivo que consiste na realização dos dispêndios financeiros de forma significativa. Modificações futuras terão impacto financeiro e no tempo para lançamento do novo produto no mercado, isto é, qualquer erro cometido até o momento pode ser crucial para o sucesso do novo produto. Conforme ilustrado na figura 5.129, modificações de projeto neste ponto em diante podem impactar em todo o plano do desenvolvimento, ou seja, cada degrau que se sobe é revertido em mais desperdício de tempo e dinheiro. Obviamente, dependendo da complexidade do componente, pode-se aguardar a conclusão dos testes com as primeiras mulas ou protótipos para autorizar a construção das ferramentas. Componentes como molas helicoidais, barras estabilizadoras e a codificação dos amortecedores em geral podem esperar pelos testes iniciais. Por outro lado, este degrau é um ponto de não retorno para grandes estampados soldados, fundidos e componentes forjados pois, de forma geral, estes componentes necessitam de longo prazo de industrialização. Portanto, erros na concepção da geometria das suspensões causam grandes prejuízos ao projeto.

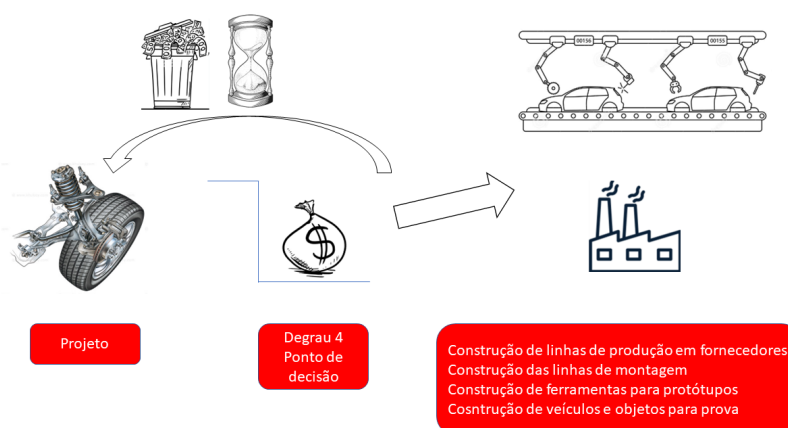


Figura 5.129: Degrau 4 - Ponto de início dos dispêndios financeiros de forma significativa

Para iniciar a construção dos meios produtivos, neste degrau os sub-fornecedores devem estar nomeados e todos os desenhos de componentes detalhados com cadeias de tolerâncias, acabamentos e materiais especificados.

5.7.6 Degrau 5 - Mulas Calibração de Amortecedores etapa 1

Com as mulas ou protótipos prontos tem-se o primeiro contato com o veículo físico. O primeiro passo é a confirmação da resposta elastocinematica das suspensões. Conforme descrito no capítulo 4, é realizada a correlação do elastocinematismo entre o veículo físico e os dados de projeto estabelecidos no degraú 3. Somente iniciam-se os testes físicos após aprovação da correlação. Caso alguma divergência seja encontrada, torna-se necessário a verificação dos componentes prototipais, corrigindo alguma dimensão ou falha de montagem. A figura 5.130 apresenta o fluxo para o degraú número 5.

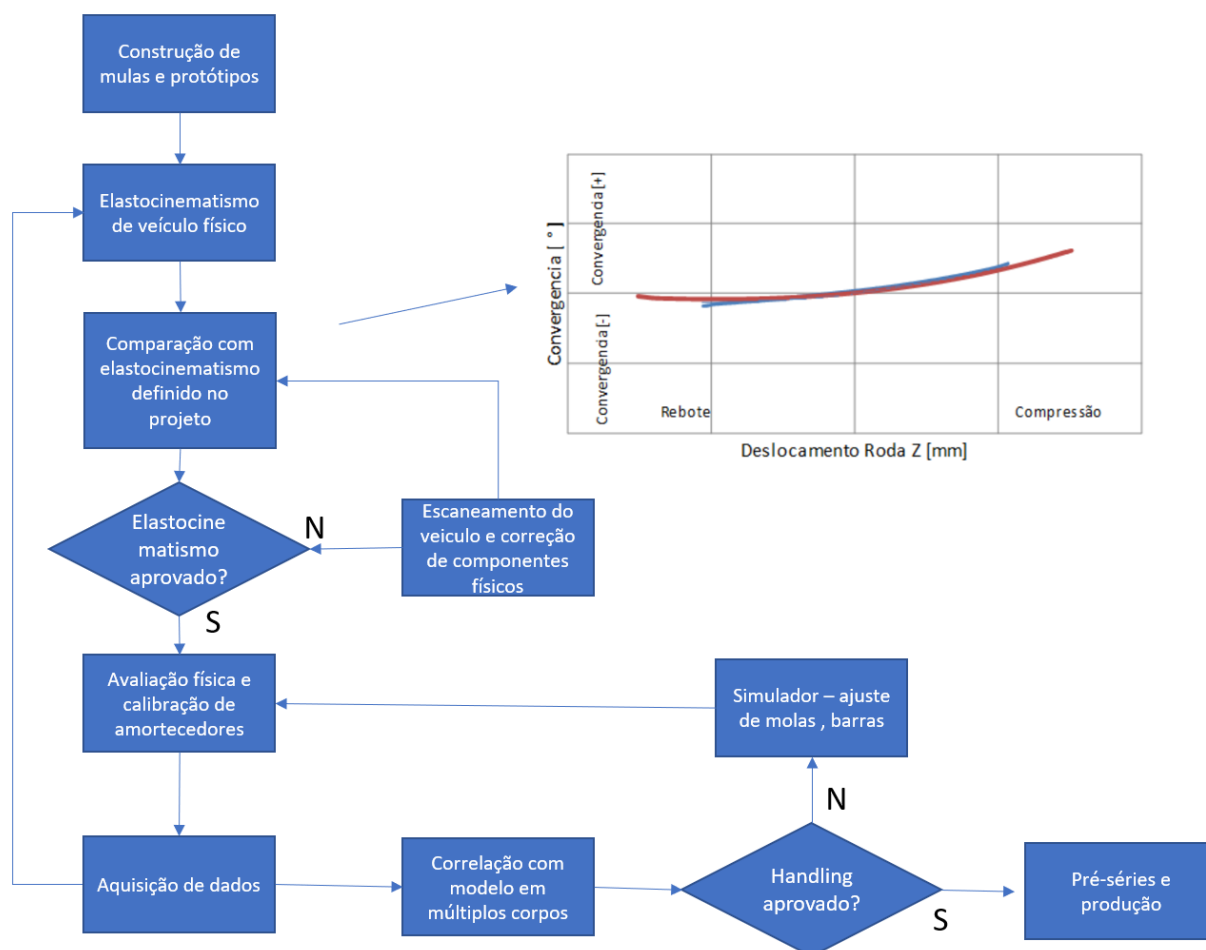


Figura 5.130: Degrau 5 - Fluxo de análises, correlações e calibrações das mulas

Após o elastocinematismo correlacionado, são realizadas as avaliações em campo de provas de *handling* e conforto. Utilizando amortecedores reguláveis, realiza-se então o primeiro giro de calibração de amortecedores, buscando os objetivos traçados no degraú 1. Este também é o momento do desenvolvimento inicial da calibração do *software* da direção elétrica, se for o caso. Caso os objetivos não sejam alcançados, pequenas modificações de mola e barra podem ser necessárias. Neste ponto, é importante mencionar que, após as análises feitas no simulador, modificações de componentes estruturais não são esperadas nem mesmo em molas e barras.

Neste degraú também são realizadas análises de sensibilidade da performance de dinâmica veicular em função da variação dos componentes chave. Claramente, cada componente apresenta variações normais de

características decorrente do processo de fabricação. Molas, por exemplo, variam a rigidez em um percentual pré estabelecido em relação à rigidez nominal projetada. Assim, deve ser efetuada uma verificação dos componentes chave considerando os mínimos e máximos da tolerância proposta.

Em seguida, são realizadas as medições de *handling* na mula após calibração, conforme manobras apresentadas no capítulo 4. Uma vez finalizada esta atividade, realiza-se a correlação dos resultados com o modelo em múltiplos corpos e reaplicação do modelo no simulador. Para o fechamento da calibração, análises de sensibilidade de rigidez de molas e barras assim como alterações de curvas de amortecedor podem auxiliar na seleção de componentes físicos para se chegar aos objetivos.

5.7.7 Degrau 6 - Pré-séries Calibração de Amortecedores giro 2

Após o degrau 5, tem-se a construção de todos os meios produtivos para a manufatura em escala. Assim, como no degrau anterior, o primeiro passo é a certificação do elastocinematismo das suspensões do veículo. Somente iniciam-se os testes físicos após aprovação da correlação. Caso alguma divergência seja encontrada, torna-se necessário a verificação do dimensional dos componentes.

Neste ponto o veículo encontra-se totalmente significativo para análises dinâmicas. Realiza-se, portanto, a verificação final da performance dinâmica do veículo a ser lançado. Por fim, é realizado o giro completo de avaliações dinâmicas, abrangendo os seguintes pontos:

- Avaliações em pistas de testes com manobras padronizadas;
- Manobras limite para certificação da segurança do veículo, incluindo certificação das lógicas de controle eletrônico de estabilidade;
- Rodagens em vias públicas para certificação performance em diversos terrenos presentes no mercado

Caso seja necessário, realiza-se o ultimo giro de calibração de amortecedores, alimentando o subfornecedor com o código de válvulas final, para conclusão da industrialização dos componentes. Nesta fase, também é realizada a certificação da performance da dinâmica veicular com os limites de tolerância dos componentes.

Finalmente, realiza-se a aquisição de dados do veículo construído em meios de fabricação definitivos e após o último giro de calibrações. Estas medições serão úteis para a correlação final do modelo numérico e para correlação subjetiva no simulador. Estas medições e correlações serão utilizadas em projetos futuros. A imagem 5.131 apresenta o fluxo para o degrau 6.

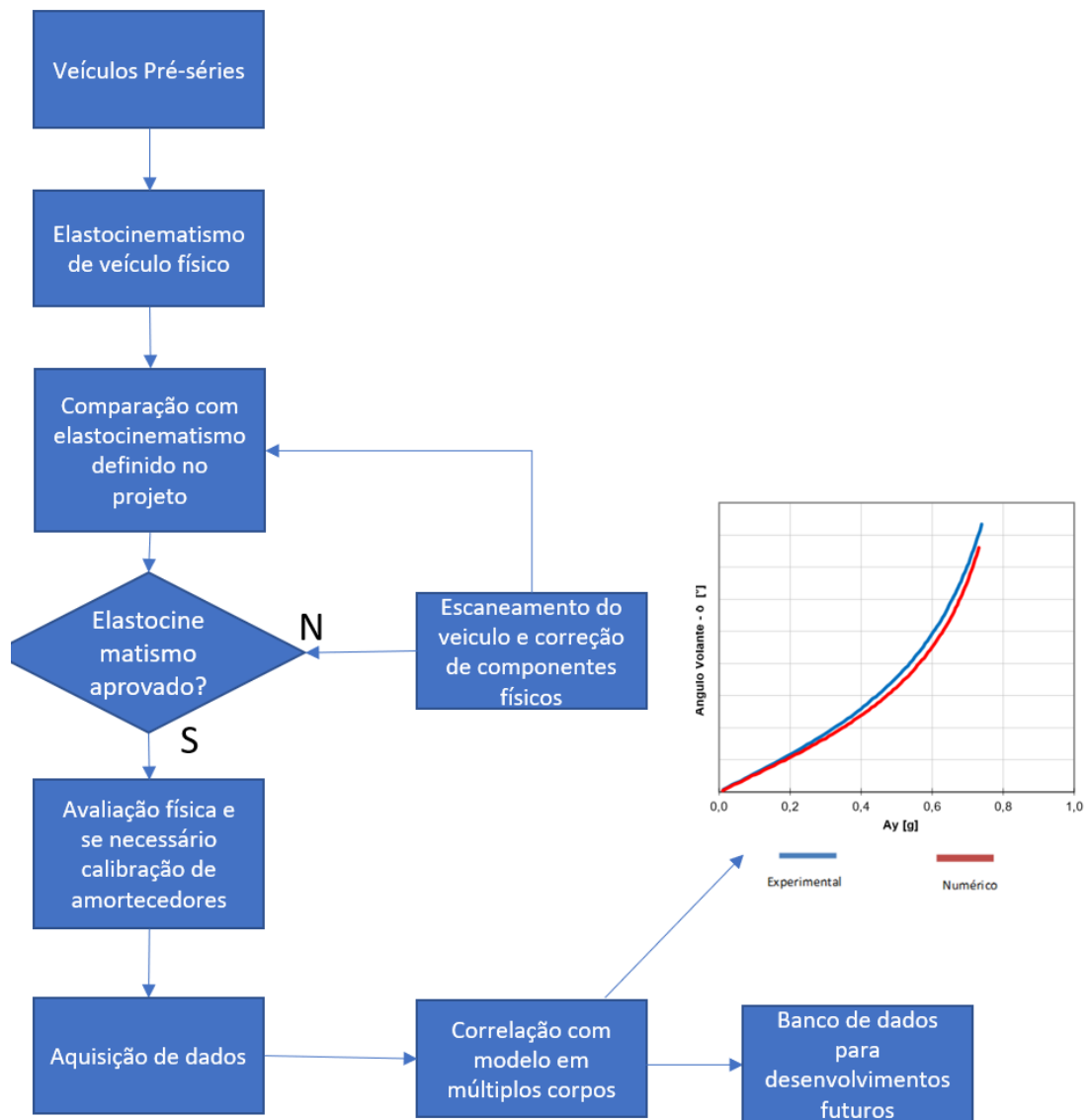


Figura 5.131: Degrau 6 - Calibração final do veículo e criação de banco de dados.

Capítulo 6

Conclusões e Trabalhos Futuros

6.1 Conclusões do Trabalho

Para a concretização do trabalho de utilização com precisão de um simulador dinâmico de direção ainda na fase de concepção de projetos automotivos, realizou-se uma revisão detalhada dos conceitos de geometria de suspensão e o equacionamento analítico envolvido. As repostas analíticas de regime permanente e de resposta em frequência foram importantes para a validações dos modelos em múltiplos corpos e também para a robustez das correlações numérico experimentais. Realizou-se também o estudo teórico dos efeitos de cada variável cinemática no comportamento dinâmico do veículo, o que contribuiu para entender os fenômenos subjetivos na avaliação no simulador e também as respostas numéricas.

A partir das análises realizadas e das fundamentações teóricas, foi proposto uma metodologia de criação e correlação dos modelos numéricos veiculares em múltiplos corpos. A caracterização criteriosa dos componentes assim como o detalhamento de todas as manobras a serem correlacionadas mostraram-se fundamental para a coerência da resposta dos modelos numéricos. No processo de correlação, incluem-se manobras de dinâmica lateral, longitudinal e manobras com excitações lateral e vertical combinadas. A combinação de manobras mostrou-se um mecanismo de sucesso para uma boa resposta sensorial no simulador. É importante mencionar a importância de dados precisos de um modelo físico de referência. O processo de medição de veículo físico precisa respeitar critérios como taxa de aquisição e precisão de medição, o que foi abordado no fluxo experimental proposto. Para a garantia da precisão nas manobras experimentais um robô para acionamento do volante nas manobras senoidais mostrou-se fundamental.

Para análise no simulador um aspecto fundamental é a presença de um piloto experiente em avaliações físicas e treinado para avaliações no simulador. É necessária uma pessoa com grande experiência de análises no simulador para poder traduzir e comparar as respostas do simulador com as de um veículo físico. Análises estatísticas com vários pilotos diferentes, mesmo com pilotos especializado em análises físicas, não se mostrou eficaz. Portanto, o primeiro passo para a realização de análises sensoriais utilizando um simulador é a formação de um piloto que detenha conhecimentos em dinâmica veicular e que consiga decifrar as respostas do simulador.

O segundo passo é a certificação de que os modelos numéricos (múltiplos corpos e parametrizado) estejam correlacionados e aplicados ao simulador sem falhas. Por fim, é necessário um ajuste fino dos

parâmetros e ganhos no simulador (*motion cueing*), para garantir as correlações de subjetivas, este ajuste é feito apenas no modelo que servirá de base para as análises subsequentes.

Para avaliação subjetiva no simulador, propôs-se um giro livre em duas pistas de testes digitalizadas, além de realização de manobras pré-estabelecidas, como mudanças de faixa e frenagem em curva. Construiu-se, então, variações de geometria para identificar a capacidade de se captar em análises subjetivas no simulado, variações de atitude do veículo.

O piloto conseguiu identificar com coerência todas as variações de geometria apresentadas, em análises cegas, isto é, o piloto não sabia o que estava sendo avaliado. Para a dinâmica lateral, portanto, o piloto foi capaz de identificar com precisão cada alteração no comportamento do veículo provocado pelas catorze variações de geometria propostas. Para se ter certeza de que a avaliação está coerente, foram propostas variações individuais de geometria evitando assim misturar efeitos colaterais.

Entretanto, para avaliações longitudinais puras em manobras de frenagem, percebeu-se que a sensação de aceleração longitudinal não tinha precisão, mesmo após vários giros de calibração de modelos. Para melhorar esta avaliação subjetiva, instalou-se um cinto de segurança ativo de quatro pontos, com um motor para comprimir o ocupante contra o banco durante as desacelerações longitudinais e assim recuperar um pouco da sensação. Sugere-se, como trabalho futuro um estudo mais aprofundado dos modelos, (*motion cueing*) e do simulador na tentativa de melhorar esta resposta. Para avaliação de manobras combinadas de dinâmica lateral e longitudinal, o simulador se mostrou bem eficaz. Dessa forma, a falta de eficiência nas análises sensoriais em manobras de frenagem não afetaram as análises laterais e combinadas.

Com a evidencia de que é possível realizar análises de geometria de suspensão em um simulador de dinâmica veicular, pode-se concluir que é possível criar um fluxo de trabalho onde se pode otimizar o cinematiso de suspensão e direção utilizando as sensações dos ocupantes como variável principal, ainda na fase de projetos sem avaliações em veículos físicos prototipais. Nos desenvolvimentos tradicionais de veículos, devido ao curto prazo para o lançamento, normalmente as montadoras fazem a validação da geometria da suspensão utilizando apenas modelos numéricos e na fase experimental são feitos apenas ajustes nas curvas de amortecedores e molas. Qualquer necessidade de modificação de geometria de suspensão identificada nas etapas experimentais significam desperdício de tempo e dinheiro.

Por fim, foi proposto um fluxo composto por seis degraus para o desenvolvimento da dinâmica veicular utilizando análise sensorial para seleção da arquitetura e geometria das suspensões, conforme ilustrado na figura 5.114. O fluxo é composto por três degraus de descida, os quais fazem parte da fase de projetos, isto é com pequeno percentual de gastos do projeto:

1. Objetivos : Medições de veículos de referencia e definição dos objetivos de cada variavel.
2. Definição da arquitetura: Definição da tipologia da suspensão a qual pode ter a primeira análise sensorial no simulador.
3. Definição da geometria: Análises numéricas e sensoriais no simulador para definir cada ponto geométrico das suspensões.

É importante citar que para o sucesso do fluxo é fundamental a existência de um modelo numérico e

no simulador correlacionado. O novo modelo, portanto, será criado em cima deste modelo base, evitando assim erros em cascata.

Neste processo metodológico, o degrau número quatro é o mais baixo do fluxo o qual inicia-se as construções de protótipos e de algumas ferramentas para produção em série de componentes que necessitam de longo tempo de fabricação. Deste degrau portanto, inicia-se o dispêndio financeiro significativo do projeto. Percebe-se que, se necessário retornar, é preciso subir os degraus anteriores e com isso desperdiçar energia, tempo e recurso financeiro com modificações. Subir o degrau seguinte significa aumentar os gastos financeiros de forma exponencial devido às demais fases de industrialização. Tem-se aqui a real importância do simulador; com este fluxo faz-se avaliações subjetivas do veículo anterior à esta fase, otimizando performance e reduzindo os riscos de modificações nos degraus seguintes.

Os degraus número cinco e seis tratam da industrialização e produção dos primeiros lotes em escala. Em relação à dinâmica veicular, são nestas etapas que são realizadas as calibrações finais de amortecedores e a correlação final dos modelos numéricos e do simulador.

Pode-se observar que, com o fluxo proposto, não tem a eliminação de etapas experimentais de desenvolvimento mas sim um complemento das provas físicas com o objetivo de reduzir riscos ao programa e principalmente de maximizar a performance de dinâmica veicular através de vários giros de análises sensoriais. Por consequência, é possível com este fluxo, testar isoladamente cada variável de atitude da dinâmica do veículo antes de se tomar a decisão de construção de protótipos e ferramentas sabendo que tais análises não são possíveis nos desenvolvimentos tradicionais desenvolvidos pelas montadoras.

6.2 Sugestões para Trabalhos Futuros

Como sugestões de trabalhos futuros:

- Implementação de HiL (*Hardware-in-the-Loop*) utilizando a direção elétrica do veículo real no simulador. Com a utilização da direção elétrica real, pode-se utilizar o software com a calibração real e tem-se a possibilidade de realizar-se o primeiro ajuste no simulador.
- Implementação de HiL (*Hardware-in-the-Loop*) utilizando ESC (controle eletrônico de estabilidade) no simulador. Com a realização deste HiL pode-se reproduzir situações dinâmicas reais para o desenvolvimentos de suspensões. Além disso lógicas de controle podem ser desenvolvidas com o *Driver-in-the-Loop*, anterior à fase de protótipos.
- Estudo de sensações longitudinais de manobras de frenagem no simulador; Propõe-se realizar um estudo de sensações longitudinais no simulador, com o objetivo de melhorar as sensações ou interpretações dos resultados, identificando os ganhos de *pitch* e deslocamento longitudinal.
- Estudo de sensações verticais no simulador; Propõe-se realizar um estudo de conforto focado nas condições de estradas brasileiras para o desenvolvimento de suspensões do veículo e coxins de motor.
- Desenvolvimento de método para digitalização de pistas. Atualmente para digitalizar pistas necessita-se de contratação de empresas para realização do serviço com alto custo. Propõe-se o desenvolvimento do sistema de aquisição para digitalizarmos percursos locais.

REFERÊNCIAS

abdynamics. *Manual SR60*. [S.l.].

ABDYNAMICS website. <https://www.abdynamics.com/en/products/measurement-systems/kinematics-and-compliance/spmm-5000e>. ABDynamics, 2022.

ALLEN, R. W.; ROSENTHAL, T. J.; COOK, M. L. A short history of driving simulation. 2011.

BITENCOURT, R. M. *SIMULAÇÃO EM TEMPO REAL E CORRELAÇÃO DA DINÂMICA AUTOMOTIVA EM MANOBRAS LIVRES EM PISTA DE TESTES*. Dissertação (Mestrado), 2016.

BLUNDELL, M.; HARTY, D. *Multibody systems approach to vehicle dynamics*. [S.l.]: Elsevier, 2004.

BOUCHNER, P. Interactive driving simulators-history, design and their utilization in area of hmi research. *International journal of systems applications, engineering & development*, v. 10, 2016.

BRAUN, E. *Hot Rods*. [S.l.]: Lerner Publications, 2006.

BRÖCKER, M. New control algorithms for steering feel improvements of an electric powered steering system with belt drive. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 44, n. sup1, p. 759–769, 2006.

CAI, Z.; CHAN, S.; TANG, X.; XIN, J. The process of vehicle dynamics development. In: SPRINGER. *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*. [S.l.], 2013. p. 13–21.

CROLLA, D. Tires, suspension and handling. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, SAGE PUBLICATIONS, INC., v. 211, n. 2, p. 160, 1997.

CRUDEN website. <https://www.cruden.com/>. Cruden, 2022.

Datron. *Datron MSW S*. [S.l.].

DIXON, J. C. *Suspension geometry and computation*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2009.

DOES larger wheels / tyres affect the Caster Offset / Trail?

DOORNIK, J. van; BREMS, W.; VRIES, E. de; UHLMANN, R. Driving simulator with high platform performance and low latency. *ATZ worldwide*, Springer, v. 120, n. 4, p. 48–53, 2018.

DOSOVITSKIY, A.; ROS, G.; CODEVILLA, F.; LOPEZ, A.; KOLTUN, V. Carla: An open urban driving simulator. In: PMLR. *Conference on robot learning*. [S.l.], 2017. p. 1–16.

FAINELLO, M.; MINEN, D. Active vehicle ride and handling development by using integrated sil/hil techniques in a highperformance driving simulator. In: SPRINGER. *5th International Munich Chassis Symposium 2014*. [S.l.], 2014. p. 183–184.

FERNÁNDEZ, J. G. A vehicle dynamics model for driving simulators. Chalmers University of Technology, 2012.

- FILTNESS, A. J.; ANUND, A.; FORS, C.; AHLSTRÖM, C.; ÅKERSTEDT, T.; KECKLUND, G. Sleep-related eye symptoms and their potential for identifying driver sleepiness. *Journal of sleep research*, Wiley Online Library, v. 23, n. 5, p. 568–575, 2014.
- GARROTT, W. R.; MAZZAE, E. N.; GOODMAN, M. J. Nhtsa's national advanced driving simulator research program. In: NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION. *Proceedings: International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*. [S.l.], 2005. v. 2005, p. 9p–9p.
- GENTA, G.; MORELLO, L. *The automotive chassis*. [S.l.]: Springer, 2009. v. 1.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1992. (Premiere Series Bks).
- GRANT, P.; ARTZ, B.; BLOMMER, M.; CATHEY, L.; GREENBERG, J. A paired comparison study of simulator motion drive algorithms. In: *Driving Simulation Conference, Paris*. [S.l.: s.n.], 2002.
- HAYCOCK, B.; GRANT, P. R. The influence of jerk on perceived simulator motion strength. In: *Driving Simulation Conference*. [S.l.: s.n.], 2007.
- HEISLER, H. *Advanced vehicle technology*. [S.l.]: Elsevier, 2002.
- HEISSING, B.; ERSOY, M. *Chassis handbook: fundamentals, driving dynamics, components, mechatronics, perspectives*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2010.
- HELLAND, A.; JENSSEN, G. D.; LERVÅG, L.-E.; WESTIN, A. A.; MOEN, T.; SAKSHAUG, K.; LYDERSEN, S.; MØRLAND, J.; SLØRDAL, L. Comparison of driving simulator performance with real driving after alcohol intake: A randomised, single blind, placebo-controlled, cross-over trial. *Accident Analysis & Prevention*, Elsevier, v. 53, p. 9–16, 2013.
- IOWA website. <https://nads.uiowa.edu/nads-1>. IOWA, 2022.
- KANTOWITZ, B. H. Using driving simulators outside of north america. 2011.
- Kistler. *Correvit S350*. [S.l.].
- LAUER, A. R. The psychology of driving: Factors of traffic enforcement. 1960.
- LEARN Camber, Caster, and Toe. <https://www.comeanddriveit.com/suspension/camber-caster-toe>, 2020.
- LEW, H. L.; POOLE, J. H.; LEE, E. H.; JAFFE, D. L.; HUANG, H.-C.; BRODD, E. Predictive validity of driving-simulator assessments following traumatic brain injury: a preliminary study. *Brain Injury*, Taylor & Francis, v. 19, n. 3, p. 177–188, 2005.
- MANAWADU, U. E.; ISHIKAWA, M.; KAMEZAKI, M.; SUGANO, S. Analysis of preference for autonomous driving under different traffic conditions using a driving simulator. *Journal of Robotics and Mechatronics*, Fuji Technology Press Ltd., v. 27, n. 6, p. 660–670, 2015.
- MICK. A study of anti-dive characteristics on the m1 chassis, with a proposed improvement. 2023.
- MONTGOMERY, D. C.; RUNGER, G. C. *Applied statistics and probability for engineers*. [S.l.]: John wiley & sons, 2010.
- MOTION, A. Look down the road: Driving simulator technology and how automotive manufacturers will benefit. 2023.
- MOTION website A. himproving performance through the use of driver-in-the-loop simulation. Ansible, 2022.

MTS. *Model 833 Triaxial Test System*. [S.l.].

NYBACKA, M.; HE, X.; SU, Z.; DRUGGE, L.; BAKKER, E. Links between subjective assessments and objective metrics for steering, and evaluation of driver ratings. *Vehicle System Dynamics*, Taylor & Francis, v. 52, n. sup1, p. 31–50, 2014.

OXTS. *Manual RT3000*. [S.l.].

PACEJKA, H. B.; BAKKER, E. The magic formula tyre model. *Vehicle system dynamics*, Taylor & Francis, v. 21, n. S1, p. 1–18, 1992.

PANAIT, M. 2022 jeep compass hides narrower headlights. <https://www.autoevolution.com/news/2022-jeep-compass-hides-narrower-headlights-larger-grille-under-camouflage-150400.html>, 2020.

PAUWELUSSEN, J. *Essentials of vehicle dynamics*. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2014.

PISHEY, K. Wheel envelope methodology. 2020.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. *The automotive chassis: engineering principles*. [S.l.]: Elsevier, 2001.

ROLL Center.

RYU, Y.; KANG, D.; HEO, S.; YIM, H.; JEON, J. Development of analytical process to reduce side load in strut-type suspension. *Journal of mechanical science and technology*, Springer, v. 24, n. 1, p. 351–356, 2010.

SIEMENS.COM/PLM. Nx for automotive.
[https://www.plm.automation.siemens.com/en_us/Images/Siemens – PLM – NX – for – Automotive – br_tcm1023 – 233712.pdf](https://www.plm.automation.siemens.com/en_us/Images/Siemens%20PLM%20NX%20for%20Automotive%20br_tcm1023-233712.pdf), 2023.

TARRAGO, M. J. G.; NEGRETE, N.; VINOLAS, J. Viscoelastic models for rubber mounts: Influence on the dynamic behaviour of an elastomeric isolated system. *International Journal of Vehicle Design - INT J VEH DES*, v. 49, 05 2009.

TOSOLIN, G.; CARTRÓ, J.; SHARMA, V. Development of model predictive motion planning and control for autonomous vehicles. In: SPRINGER. *10th International Munich Chassis Symposium 2019*. [S.l.], 2020. p. 323–340.

ULSOY, A. G.; PENG, H.; ÇAKMAKCI, M. *Automotive control systems*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2012.

VI-GRADE website. <https://www.vi-grade.com/oursimulators>. VI-Grade, 2022.

VIGRADE. Modeling and characteristic curves of electric power steering system. 2023.

VTI website. <https://www.vti.se>. VTI, 2022.

WALLENTOWITZ, H.; GIES, S. Longitudinal dynamics of motor vehicles. traffic system motor vehicle, power demand and energy demand, power train. book to the course of lectures' motor car engineering'. ; laengsdynamik von kraftfahrzeugen. verkehrssystem kraftfahrzeug, leistungs-und energiebedarf, antriebsstrang, fahrgedynamik. vorlesungsumdruck fahrgedynamik i. 2008.

WARNER, M. H. The project management blueprint.
<https://www.theprojectmanagementblueprint.com/blog/procurements-management/the-v-diagram>, 2019.

WEBER, J. *Automotive development processes: Processes for successful customer oriented vehicle development*. [S.l.]: Springer Science & Business Media, 2009.

WHAT causes uneven tire wear? <https://www.kaltire.com/en/what-causes-uneven-tire-wear.html>, 2023.

WOLFF, K.; KRAAIJEVELD, R.; HOPPERMANS, J. Objective evaluation of subjective driving impressions. *2008 JSAE Annual Cong. Yokohama, SAE Paper*, v. 8, p. 0222, 2008.

WYNNE, R. A.; BEANLAND, V.; SALMON, P. M. Systematic review of driving simulator validation studies. *Safety science*, Elsevier, v. 117, p. 138–151, 2019.

ZHANG, H.; ZHANG, Y.; LIU, J.; REN, J.; GAO, Y. Modeling and characteristic curves of electric power steering system. *2009 International Conference on Power Electronics and Drive Systems (PEDS)*, p. 1390–1393, 2009.