

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DE MINAS GERAIS
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Rudinixon Moreira Bitencourt

**SIMULAÇÃO EM TEMPO REAL E CORRELAÇÃO DA DINÂMICA
AUTOMOTIVA EM MANOBRAS LIVRES EM PISTA DE TESTES**

Belo Horizonte

2016

Rudinixon Moreira Bitencourt

**SIMULAÇÃO EM TEMPO REAL E CORRELAÇÃO DA DINÂMICA
AUTOMOTIVA EM MANOBRAS LIVRES EM PISTA DE TESTES**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestrado em Engenharia Mecânica

Orientador: Jánes Landre Júnior
Co-orientador: Claysson Vimieiro

Área de concentração: Dinâmica automotiva

Belo Horizonte

2016

FICHA CATALOGRÁFICA

Elaborada pela Biblioteca da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

B624s Bitencourt, Rudinixon Moreira
Simulação em tempo real e correlação da dinâmica automotiva em manobras livres em pista de testes / Rudinixon Moreira Bitencourt. Belo Horizonte, 2016.
121 f.: il.

Orientador: Jánes Landre Júnior
Coorientador: Claysson Vimieiro
Dissertação (Mestrado) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

1. Automóveis - Dinâmica. 2. Automóveis - Molas e suspensão. 3. Amortecimento (Mecânica). 4. Automóveis – Velocidade. I. Landre Júnior, Jánes. II. Vimieiro, Claysson. III. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

SIB PUC MINAS

CDU: 629.113

Rudinixon Moreira Bitencourt

**SIMULAÇÃO EM TEMPO REAL E CORRELAÇÃO DA DINÂMICA
AUTOMOTIVA EM MANOBRAS LIVRES EM PISTA DE TESTES**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, como requisito parcial para obtenção do título de Mestrado em Engenharia Mecânica

Prof. Dr. Jánes Landre Júnior - PUC Minas (Orientador)

Prof. Dr. Claysson Vimieiro PUC Minas (Coorientador)

Prof. Dr. Juan Carlos Horta Gutiérrez – UFMG (Banca Examinadora)

Belo Horizonte, 2016

"Imagination will often carry us to worlds that never were.
But without it we go nowhere."

Carl Sagan

AGRADECIMENTOS

À FCA LATAM a qual forneceu todas as condições necessárias para que este trabalho fosse possível além de apoiar seu desenvolvimento desde a apresentação da proposta.

A Vinícius Leal e José Bosco Tomich pelos direcionamentos e suporte, ao Marcos Vinícius pela ajuda na execução das manobras e instrumentação a Claysson Vimieiro e Janés Landre Júnior pela orientação durante o trabalho e a todos que contribuíram de forma direta ou indireta pela realização deste.

RESUMO

O projeto convencional de um automóvel contempla uma fase experimental de testes em pista que, dentre outras provas, contém uma etapa de análise subjetiva do comportamento dinâmico do veículo. Durante esta etapa, que serve principalmente para o afinamento do projeto de suspensão, direção e freios, é comum que sejam encontrados alguns detalhes indesejáveis no comportamento dinâmico. A maior parte destes efeitos é de difícil interpretação na análise dos resultados das simulações ou sequer se manifestam já que nestas análises são simuladas manobras pré-definidas que, por mais abrangentes que sejam, não conseguem prever todas as combinações que compõe as situações de uso real do automóvel. Este trabalho apresenta o resultado da correlação entre testes experimentais livres, feitos em pista de teste, replicados em ambiente de simulação utilizando um modelo em múltiplos corpos previamente validado do veículo a ser analisado e um piloto virtual que utiliza como dados de entrada a trajetória e a velocidade adquiridas por meio de GPS para reproduzir as manobras feitas em pista. Esta correlação resulta em um maior esclarecimento sobre comportamentos específicos do veículo e também abre caminho para uma abordagem diferente da simulação dinâmica automotiva, dando um passo em direção à aproximação das análises virtuais aos testes em pista na medida em que possibilita sua utilização como ferramenta de telemetria virtual, auxiliando o engenheiro de testes nas decisões sobre o afinamento dos componentes envolvidos na dinâmica veicular. Estes resultados então complementam o método tradicional com manobras fechadas, e sobretudo, abrem caminho para que provas virtuais em pistas possam ser realizadas na fase inicial do projeto utilizando um piloto real como ferramenta de análise. Conhecida como DiL (*Driver in the Loop*), este tipo de interação viabiliza a realização de análises subjetivas em ambiente virtual antes mesmo dos primeiros protótipos serem construídos.

Palavras-chave: Dinâmica Automotiva. Simulação em tempo real. *Handling*.

ABSTRACT

The conventional project of an automobile includes an experimental phase of track tests that, among others, provides subjective analysis of dynamic behavior of the vehicle. During this phase, that should be mainly to tune the suspension, steering and brakes subsystems, it is common that some undesirable details are found. The major part of them are hard to interpret in the results of the analysis or even appear in the pre-defined maneuvers that are simulated. By more broader they are, this maneuvers cannot predict all the combinations that simulates the real road conditions of the vehicle. This project presents the result of the correlation made between free experimental tests made on test track replicated in virtual environment using a multi-body model previously validated of the selected vehicle and a virtual pilot that uses as input data the trajectory and velocity acquired by GPS to reproduce the real world maneuvers. This correlation will bring more clarification about some specific vehicle behaviors while will open ways to a different approach of the automotive dynamic simulation, giving one step to close the gaps between virtual analysis and track tests inasmuch as it possibilities its use as tool of virtual telemetry, helping the test engineer to understand and decide about the tuning of the parts related to vehicle dynamics. These results then complement the traditional method with closed maneuvers, and above all, open the way for virtual tests can be made in initial steps of the project using a real pilot as analysis tool. Known as DiL (Driver in the Loop), this kind of interaction enables the subjective tests to be done in virtual environment even before the first prototypes to be build.

Key-words: Vehicle dynamics. Real time simulation. Handling.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Veículos de passeio acidentados nas rodovias brasileiras..... | 31 |
| Figura 2 – Classificação geral do estado das estradas | 32 |
| Figura 3 – Tendências nas fatalidades contabilizadas no trânsito | 33 |
| Figura 4 – Fatalidades no trânsito | 33 |
| Figura 5 – Diagrama “g-g” obtido em uma das curvas do circuito | 41 |
| Figura 6 – Comparação dos resultados obtidos em pista e na análise virtual | 42 |
| Figura 7 – Resultado da validação do modelo do subsistema de direção utilizando HiL | 43 |
| Figura 8 – Alteração da trajetória gerada pelo controlador | 46 |
| Figura 9 – Sistemas de coordenadas da norma ISO 4130 | 48 |
| Figura 10 – Representação do modelo bicicleta..... | 48 |
| Figura 11– Variação característica do ângulo de esterçamento δ_{vol} pela aceleração lateral. | 53 |
| Figura 12 – Ângulo de deriva em trajetória curva de baixa velocidade. | 54 |
| Figura 13 – Ângulo de deriva em curva a alta velocidade. | 54 |
| Figura 14 – Variação característica do ângulo de deriva β pela aceleração lateral..... | 55 |
| Figura 15 – Análise de forças para o rolamento..... | 56 |
| Figura 16 – Equilíbrio de momentos no eixo de rolamento. | 57 |
| Figura 17 – Análise de forças laterais sobre veículo em curva. | 58 |
| Figura 18 – Comportamento da aceleração lateral na manobra de <i>Slow Ramp Steer</i> | 65 |
| Figura 19 – foto da pista de testes (Mega Space)..... | 69 |
| Figura 20 – especificações técnicas DEWETRON 2010 | 70 |
| Figura 21 – diagrama de montagem dos equipamentos no veículo..... | 71 |
| Figura 23 – exemplo de resultado da conversão do modelo correlacionando a variação de convergência a carga de frenagem durante o curso da suspensão..... | 75 |
| Figura 24 – exemplo de posicionamento da instrumentação no veículo..... | 77 |
| Figura 25 – foto de um veículo em situação similar de testes..... | 77 |
| Figura 25 – entrada de parâmetros necessários ao pós-processamento no WHands..... | 78 |
| Figura 26 – fluxograma do trabalho | 80 |
| Figura 27 – janela da configuração da análise virtual no VI-CarRealTime | 81 |
| Figura 28 – Arquivo “.dtd” visualizado no VI-Road | 81 |
| Figura 30 – principais resultados da correlação da manobra <i>slow ramp steering</i> | 85 |
| Figura 31 – principais resultados da correlação da manobra <i>sweep frequency 0.3G</i> | 86 |
| Figura 32 – resultado da correlação do rolamento do veículo na manobra de <i>sweep frequency</i> | |

| | |
|--|-----|
| 0.5G | 87 |
| Figura 33 – comparação dos resultados de parâmetros dinâmicos obtidos no VI-CarRealTime e ADAMS Car na manobra de <i>slow ramp steering</i> | 88 |
| Figura 34 – comparação dos resultados de parâmetros da suspensão obtidos no VI-CarRealTime e ADAMS Car na manobra de <i>slow ramp steering</i> | 89 |
| Figura 35 – comparação dos resultados de parâmetros dinâmicos obtidos no VI-CarRealTime e ADAMS Car na manobra de ATI..... | 89 |
| Figura 36 – comparação dos resultados de parâmetros de suspensão obtidos no VI-CarRealTime e ADAMS Car na manobra de ATI..... | 90 |
| Figura 37 – ficha de conferência do veículo de testes | 91 |
| Figura 38 – exemplo de arquivo de saída do DEWETRON pós-processado no WHands em formato ASC2..... | 92 |
| Figura 39 – exemplo de arquivo de saída do VBOX pós-processado no CATMAN em formato ASC2 | 92 |
| Figura 40 – procedimento de pareamento das cadeias de sinais | 93 |
| Figura 41 – Visualização de uma das trajetórias GPS coletadas no VBOX. | 94 |
| Figura 42 – Diferença entre as trajetórias de referência e realizada, volta 1, etapa 1 | 98 |
| Figura 43 - Diferença entre as velocidades de referência e realizada, volta 1, etapa 1 | 98 |
| Figura 44 – Velocidade longitudinal, medida e simulada, volta 1, etapa 1 | 99 |
| Figura 45 - Diferença entre a trajetória de referência e simulada, volta 2, etapa 2 | 99 |
| Figura 46 - Diferença entre a velocidade de referência e simulada, volta 2, etapa 2 | 100 |
| Figura 47 – Velocidade longitudinal, medida e simulada, volta 2, etapa 2..... | 100 |
| Figura 48 – Diferença entre a trajetória de referência e simulada, volta 2, etapa 3 | 101 |
| Figura 49 – Diferença entre a velocidade de referência e simulada, volta 2, etapa 3 | 101 |
| Figura 50 – Velocidade longitudinal, medida e simulada, volta 2, etapa 3..... | 102 |
| Figura 50 – Comparativo entre as trajetórias das três voltas de referência de cada etapa..... | 102 |
| Figura 51 – Ângulo de volante, medido e simulado, volta 1, etapa 1 | 104 |
| Figura 52 – Ângulo de volante, medido e simulado, volta 2, etapa 2 | 104 |
| Figura 53 – Ângulo de volante, medido e simulado, volta 2, etapa 3 | 105 |
| Figura 54 – Aceleração lateral, medida e simulada, volta 1, etapa 1 | 106 |
| Figura 55 – Aceleração lateral, medida e simulada, volta 2, etapa 2 | 106 |
| Figura 56 – Aceleração lateral, medida e simulada, volta 2, etapa 3 | 107 |
| Figura 57 – Velocidade de guinada, volta 1, etapa 1..... | 108 |
| Figura 58 – Velocidade de guinada, volta 2, etapa 2..... | 108 |

| | |
|---|-----|
| Figura 59 – Velocidade de guinada, volta 2, etapa 3..... | 109 |
| Figura 60 – Ângulo de rolamento calculado, volta 1, etapa 1 | 110 |
| Figura 61 – Ângulo de rolamento calculado, volta 2, etapa 2..... | 111 |
| Figura 62 – Ângulo de rolamento calculado, volta 2, etapa 3..... | 111 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 – Parâmetros a serem medidos e sua finalidade | 63 |
| Tabela 2 – Definição das provas | 64 |
| Tabela 3 – Principais características do veículo | 66 |
| Tabela 4 – Manobras para correlação | 67 |
| Tabela 5 – Alguns parâmetros para definição dos subsistemas de freio, motopropulsor e transmissão | 68 |
| Tabela 6 – Análises realizadas durante a conversão em modelo VI-CarRealTime..... | 75 |
| Tabela 7 – Arquivos criados ao final das provas em pista | 91 |
| Tabela 8 – Resultados curva a curva, volta 1, etapa 1 | 96 |
| Tabela 9 – Resultados curva a curva, volta 2, etapa 2..... | 96 |
| Tabela 10 – Resultados curva a curva, volta 2, etapa 3..... | 97 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|---------|-------------------------------------|
| ABS | <i>Anti-lock braking system</i> |
| CG | Centro de Gravidade |
| CONTRAN | Conselho Nacional de Trânsito |
| CNT | Confederação Nacional de Transporte |
| CRF | <i>Centro Ricerche FIAT</i> |
| DiL | <i>Driver in the Loop</i> |
| ESC | <i>Electronic Stability Control</i> |
| HiL | <i>Hardware in the Loop</i> |
| K&C | <i>Kinematic and Compliance</i> |
| OMS | Organização Mundial de Saúde |
| PSD | <i>Power Spectral Density</i> |
| RMS | <i>Root Mean Square</i> |
| SiL | <i>Software in the Loop</i> |
| SWA | <i>Steering Wheel Angle</i> |

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|----------------|--|
| V | Velocidade longitudinal do veículo |
| a_y | Aceleração lateral |
| g | Aceleração da gravidade |
| m_f | Massa no eixo dianteiro |
| m_r | Massa no eixo traseiro |
| L | Entre-eixos do veículo |
| t | Bitola do veículo |
| α_f | Ângulo de deriva do eixo dianteiro |
| α_r | Ângulo de deriva do eixo traseiro |
| δ | Ângulo de esterço |
| δ_{vol} | Ângulo de volante |
| τ | Relação de esterço |
| a | Distância do cg ao eixo dianteiro |
| b | Distância do cg ao eixo traseiro |
| R | Raio da curva |
| β | Ângulo de deriva do veículo |
| θ | Ângulo de rolamento da carroceria |
| PSIP | Velocidade de guinada |
| F_{yf} | Força lateral no eixo dianteiro |
| F_{yr} | Força lateral no eixo traseiro |
| F_{z0f} | Força vertical no eixo dianteiro |
| F_{z0r} | Força vertical no eixo traseiro |
| F_{zfl} | Força vertical na roda dianteira esquerda |
| F_{zfr} | Força vertical na roda dianteira direita |
| F_{zrl} | Força vertical na roda traseira esquerda |
| F_{zrr} | Força vertical na roda traseira direita |
| F_c | Força de inércia devido a aceleração centrípeta |
| M_z | Momento em relação ao eixo perpendicular ao plano do veículo |
| M_f | Momento de rolamento do eixo dianteiro |
| M_r | Momento de rolamento do eixo traseiro |
| C_f | Rigidez de deriva do eixo dianteiro |

| | |
|----------|---|
| C_r | Rigidez de deriva do eixo traseiro |
| KUS | Gradiente de subesterço |
| KBETA | Gradiente do ângulo de deriva |
| KTHETA | Gradiente do ângulo de rolamento |
| K_f | Rigidez de rolamento da suspensão dianteira |
| K_r | Rigidez de rolamento da suspensão traseira |
| h_{cr} | Altura do centro de rolamento |
| h_g | Altura do centro de massa |

SUMÁRIO

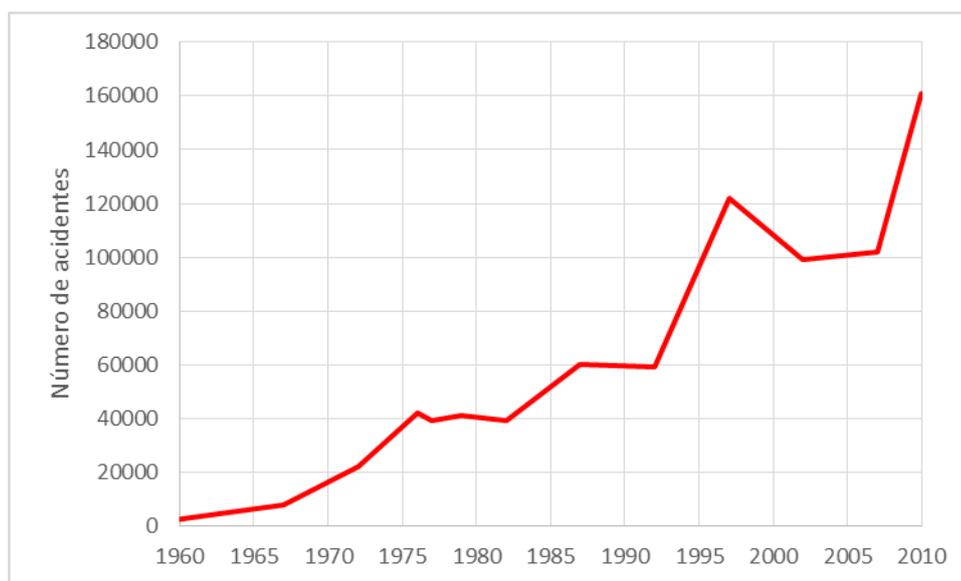
| | |
|--|------------|
| 1 INTRODUÇÃO | 31 |
| 1.1 Justificativa | 34 |
| 1.2 Objetivos..... | 35 |
| 1.2.1 Objetivo geral..... | 35 |
| 1.2.2 Objetivos específicos..... | 35 |
| 1.3 Escopo..... | 36 |
| 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 37 |
| 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 47 |
| 3.1 Estabilidade e dinâmica lateral | 47 |
| 3.1.1 Definições básicas | 47 |
| 3.1.2 Curva em regime permanente | 48 |
| 4 METODOLOGIA | 61 |
| 4.1 Um breve resumo da metodologia de correlação de <i>handling</i> do CRF | 61 |
| 4.2 Preparação | 62 |
| 4.2.1 Definição dos objetivos..... | 62 |
| 4.2.2 Definição das provas..... | 64 |
| 4.2.3 Definição do veículo..... | 65 |
| 4.2.4 Definição da pista | 68 |
| 4.2.5 Definição dos equipamentos | 69 |
| 4.2.6 Definição dos softwares | 72 |
| 4.3 Execução | 73 |
| 4.3.1 Correlação do modelo ADAMS..... | 73 |
| 4.3.2 Conversão e validação do modelo VI-CarRealTime | 74 |
| 4.3.3 Testes em pista | 76 |
| 4.3.4 Compilação dos dados coletados | 78 |
| 4.3.5 Análises virtuais no modelo em tempo real..... | 79 |
| 4.3.6 Pós-processamento e comparação dos resultados | 82 |
| 5 RESULTADOS | 85 |
| 5.1 Resultados preliminares..... | 85 |
| 5.1.1 Resultado da correlação do modelo ADAMS | 85 |
| 5.1.2 Resultados da correlação do modelo VI-CarRealTime..... | 87 |
| 5.1.3 Resultados dos testes no Mega Space..... | 90 |
| 5.2 Resultados principais | 95 |
| 5.2.1 Análise das etapas de testes | 95 |
| 5.2.2 Erros de entrada: trajetória e velocidade longitudinal..... | 97 |
| 5.2.3 Análise dos parâmetros de saída | 103 |
| 5.2.3.1 Ângulo de volante | 103 |
| 5.2.3.2 Aceleração lateral | 105 |
| 5.2.3.3 Velocidade de guinada | 107 |
| 5.2.3.4 Rolamento da carroceria | 109 |
| 6 CONCLUSÃO | 113 |
| 6.1 Respostas aos objetivos secundários | 113 |

| | |
|---|------------|
| 6.2 Análise da dinâmica do veículo | 113 |
| 6.3 Análise do comportamento do piloto | 114 |
| 6.4 Conclusões gerais..... | 114 |
| 7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS | 117 |
| REFERÊNCIAS | 119 |

1 INTRODUÇÃO

A indústria automotiva mundial tem aumentado seus investimentos em segurança veicular nos últimos anos dada a pressão dos governos para redução do número de acidentes e de vítimas de acidentes. No Brasil, em particular, esta pressão é mais recente e com o aumento do número de acidentes em veículos de passeio surgiram medidas para redução do número de eventos e vítimas, como a obrigatoriedade do *anti-lock braking system* (ABS) e dos *air bags* frontais. (CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO, 2015). A Figura 1 mostra o crescimento do número de acidentes no Brasil de 1957 a 2010.

Figura 1 – Veículos de passeio acidentados nas rodovias brasileiras



Fonte: adaptado de DNIT, 2015

Países como Estados Unidos e os que compõem a União Europeia já obrigam as montadoras a utilizarem outros sistemas em seus veículos para aumentar o nível de segurança nas estradas, o principal deles sendo o controle eletrônico de estabilidade ou, da sigla em inglês, ESC (*electronic stability control*). Ainda na ótica de segurança ativa, já estão disponíveis ao cliente diversos tipos de sistemas de controle que podem desde verificar se a pressão dos pneus está correta até manter a distância do veículo que trafega a frente e auxiliar a frenagem em caso de emergência (ORGANIZAÇÃO MUNDIAL DE SAÚDE, 2015).

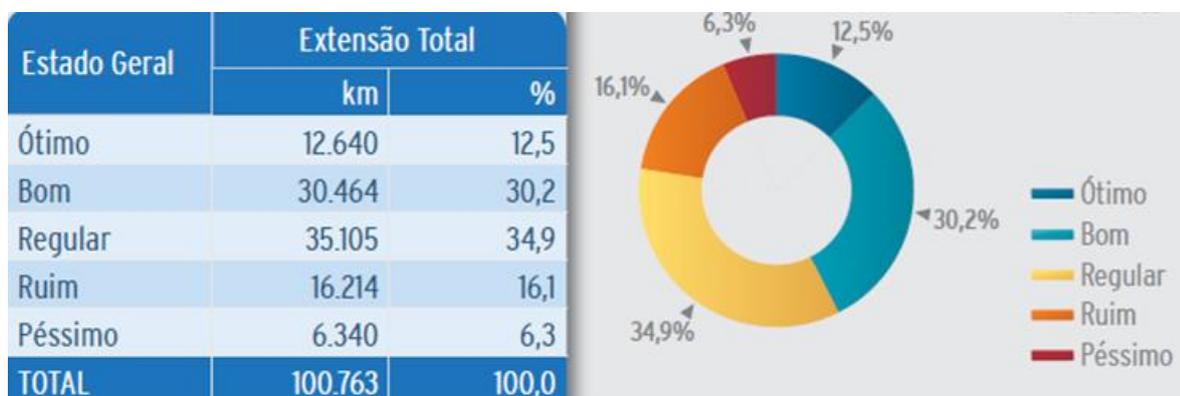
Prevê-se desse modo que a indústria automotiva nacional deverá sofrer mais pressão para o aumento do nível de segurança dos veículos e sistemas de controle ativo hoje oferecidos

como opcionais para que passem a ser obrigatórios. Isso seria uma evolução natural do mercado.

É sabido, entretanto que a tecnologia e conhecimento para desenvolvimento de sistemas de controle ativo de auxílio à segurança, tais como o controle de estabilidade eletrônico, estão concentrados no exterior e em muitos casos não refletem as necessidades do mercado brasileiro, principalmente em relação aos perigos encontrados nas rodovias, tais como as irregularidades do asfalto, imperfeições do projeto das rodovias, problemas de sinalização, obstáculos na pista e iluminação (CONFEDERAÇÃO NACIONAL DE TRANSPORTE, 2015). Além disso, os veículos produzidos no Brasil precisam de uma calibração diferenciada da suspensão e direção que afetam diretamente o comportamento dinâmico do veículo tornando a tarefa de encontrar o compromisso entre estabilidade e conforto ainda mais desafiadora. Tais diferenças afetam consideravelmente o projeto de sistemas de controle veicular, principalmente aqueles ligados à estabilidade do veículo.

A Figura 2 abaixo mostra a situação das estradas brasileiras segundo pesquisa realizada pela Confederação Nacional de Transporte (CNT) em 2015.

Figura 2 – Classificação geral do estado das estradas

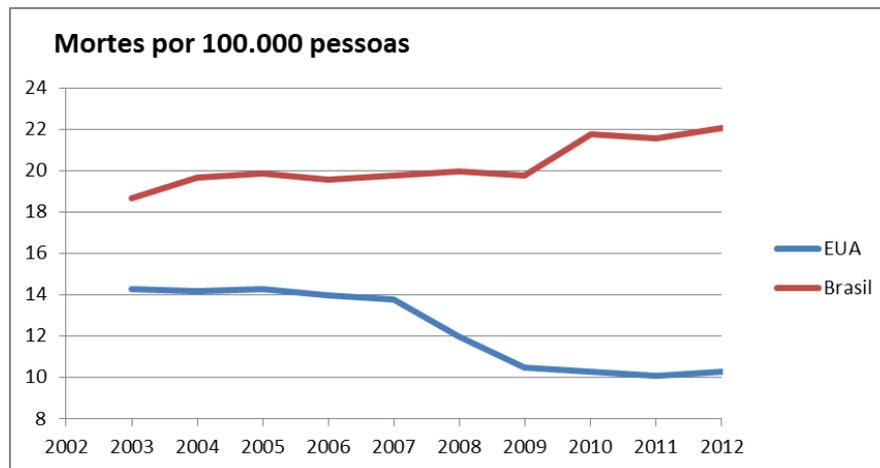


Fonte: CNT, 2015

A crescente preocupação com a segurança veicular no mundo fez com que surgisse uma demanda cada vez mais severa por desempenho nesse quesito, tanto em forma de legislação quanto pelo próprio mercado, alterando a maneira de desenvolver o projeto de um automóvel. O Brasil vem seguindo essa tendência mundial adotando recentemente a obrigatoriedade da presença de ABS e *air bag*. Entretanto em vários países da Europa e na América do Norte, a obrigatoriedade do ESC e de outros dispositivos de segurança já começaram a surtir efeitos (OMS, 2015). A Figura 3 mostra um comparativo das fatalidades contabilizadas ao longo dos anos de 2003 a 2012 nos Estados Unidos e Brasil. Enquanto o número de mortes no trânsito

sofreu uma ligeira queda nos Estados Unidos, no Brasil o aumento foi significativo.

Figura 3 – Tendências nas fatalidades contabilizadas no trânsito



Fonte: adaptado de OMS, 2015

Em relatório emitido em 2015 a Organização Mundial de Saúde mostra resultados ruins sobre a segurança nas estradas brasileiras. A Figura 4 mostra que com 23,4 mortes por 100.000 pessoas, o Brasil está acima da média mundial.

Parte dessas fatalidades poderia ser evitada evidentemente com mais equipamentos de segurança passiva como barras de proteção nas portas, cintos de segurança, encostos de cabeça, *air bags*, dentre outros. Alguns destes inclusive já se tornaram de uso obrigatório pelo condutor e passageiros como o cinto de segurança de três pontos e dispositivos de contenção para transporte de crianças (CONTRAN, 2015).

Figura 4 – Fatalidades no trânsito



Fonte: adaptado de OMS, 2015

Entretanto, como visto no relatório de acidentes publicado pelo Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes (DNIT), o índice de acidentes com veículos automotores, mostrado na Figura 1, tem subido e itens de segurança passiva não alteram esses números.

Melhorias nas estradas, nas sinalizações, nas leis de trânsito poderiam contribuir positivamente na queda de acidentes. Além destes itens, a própria estabilidade do veículo entra como um dos fatores preponderantes no que se refere a prevenção de acidentes. (OMS, 2015).

Vários sistemas de segurança ativa vêm sendo desenvolvidos para aumentar o nível de segurança dos veículos mas praticamente todos eles partem da estabilidade característica do veículo, concebida durante o projeto, que dirá a necessidade de mais ou menos intrusão por parte dos sistemas ativos.

No Brasil, o único item de segurança ativa obrigatório em 2015 é o ABS. Dessa forma, veículos projetados para o mercado brasileiro devem ter uma estabilidade dinâmica mais acurada pois podem não contar com outros dispositivos eletrônicos de segurança. Além disso, cerca de 57,3 % das rodovias apresentam algum tipo de deficiência, seja no pavimento, na sinalização ou na geometria (CNT, 2015), e estas condições corroboram para o aumento do número de acidentes causados por perda de controle, um indicativo de perda de estabilidade.

1.1 Justificativa

O trabalho aqui descrito se justifica por iniciar uma discussão que propõe a alteração da metodologia de análises virtuais da dinâmica automotiva de maneira a trazer os testes em pista para mais perto da fase de projeto, potencializando uma aceleração do processo de validação por meio de testes de um veículo automotor, já que este vem se tornando cada vez mais complexo devido principalmente à inclusão de um número cada vez maior de dispositivos eletrônicos que dependem das características dinâmicas do veículo. Tal proposta também se alinha ao atual encurtamento do ciclo de desenvolvimento de veículos automotores, dadas as necessidades crescentes por novos modelos de um mercado cada vez mais exigente.

Dadas estas premissas, ao viabilizar a análise dinâmica em tempo real, abre-se caminho para a criação de um ambiente potencial de testes dinâmicos prematuros no desenvolvimento do veículo, acelerando o processo de validação da dinâmica e dos componentes que dela dependem, utilizando, por exemplo, métodos de SiL (*Software in the Loop*) para análise de lógicas e modelagens mais complexas de componentes e HiL (*Hardware in the Loop*) para validação de componentes físicos, especialmente eletrônicos ou mecatrônicos, desenvolvidos por diversos fornecedores automotivos.

Por último, mas talvez mais importante, a simulação em tempo real permite a interação entre o piloto de testes antes mesmo da confecção dos primeiros protótipos por meio do que é chamado DiL (*Driver in the Loop*), onde o condutor é inserido em uma plataforma de simulação

capaz de transmitir sensações suficientemente realísticas a ponto de características dinâmicas do veículo ou mesmo componentes específicos serem avaliados subjetivamente.

A mudança de abordagem visa então melhorar o ciclo de análises virtuais hoje realizado pela indústria em veículos de passeio, aumentando substancialmente o potencial de testes subjetivos e de melhorias na dinâmica, fornecendo ao usuário final um automóvel mais seguro, colaborando na redução dos acidentes e em paralelo aumentando o nível tecnológico do Brasil no tema.

1.2 Objetivos

Aqui serão descritos os objetivos gerais e específicos deste trabalho, com as expectativas de resultados capazes de demonstrar seu sucesso.

1.2.1 Objetivo geral

O objetivo principal deste trabalho é correlacionar o comportamento dinâmico de um veículo de passeio trafegando por uma pista de testes utilizando um modelo do veículo em software multi-corpos de análise em tempo real. Para tanto, serão utilizados como dados de entrada na simulação a trajetória e a velocidade do veículo adquiridas através de GPS. A correlação será verificada através da comparação dos resultados, obtidos em pista e em simulação, dos principais parâmetros que representem o comportamento dinâmico do veículo.

1.2.2 Objetivos específicos

Para o estudo alcançar seu objetivo principal, algumas metas deverão ser concluídas:

- a) Aquisição dos parâmetros dinâmicos de um veículo em testes, inclusive velocidade e trajetória por meio de GPS, num circuito consideravelmente plano para evitar a necessidade de digitalização da pista;
- b) Comparação dos dados de trajetória e velocidade das análises virtuais com aquelas obtidas em pista para avaliar o nível de correlação dos dados de entrada;
- c) Comparação de alguns parâmetros dinâmicos do veículo para avaliar o nível de correlação dos dados obtidos em pista com os equivalentes simulados;
- d) Concluir sobre a capacidade do uso do método para análise da resposta dinâmica do veículo;

- e) Concluir sobre a capacidade do uso do método para análise da resposta do piloto virtual devido as características dinâmicas do veículo;

1.3 Escopo

Esta dissertação está distribuída em capítulos da seguinte forma:

- a) O capítulo 1 refere-se à introdução do tema proposto no trabalho através da justificativa que mostra a importância da dinâmica automotiva na redução de acidentes.
- b) O capítulo 2 trata da revisão bibliográfica e contém a fundamentação teórica a respeito do embasamento teórico dos assuntos referentes a dinâmica veicular e o estado da arte com as considerações obtidas através de artigos e outros trabalhos que colaboraram de certa forma com o desenvolvimento deste trabalho;
- c) O capítulo 3 descreve a metodologia experimental dos testes e das análises virtuais realizadas no trabalho, detalhando as etapas do trabalho, os procedimentos de medição, equipamentos utilizados e a correlação em si;
- d) O capítulo 4 apresenta os resultados da validação, da conversão do modelo e da correlação dos resultados obtidos em pista e de simulação;
- e) No capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho com suas implicações e sugestões de trabalho futuro que possam agregar naquilo que foi proposto como objetivo principal do trabalho;
- f) Por fim, tem-se as referências bibliográficas utilizadas ao longo da pesquisa.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A importância da simulação em tempo real de veículos automotores já vem sendo estudada há anos. Inicialmente ligada ao automobilismo esportivo, hoje é vista com extremo valor pela indústria de veículos de passeio e estudos cada vez mais complexos vem sendo feitos.

A escolha dos sinais a serem levantados experimentalmente que são fundamentais na correlação do modelo derivam de conceitos tradicionais da dinâmica automotiva. Segundo Gillespie (1992) é possível obter métricas fundamentais do veículo, como o gradiente de substerço através do conhecimento de parâmetros, como entre-eixos e relação de esterço, e dos sinais obtidos experimentalmente como raio da curva, aceleração lateral e ângulo de volante. Outros sinais como arfagem e rolagem também descrevem características básicas do comportamento do veículo em curva. Dessa forma, com os dados coletados via GPS, é possível traçar gráficos da variação dos parâmetros que definem o comportamento dinâmico do veículo em função da sua posição na pista, facilitando a identificação da causa nos efeitos observados subjetivamente.

Em pesquisa realizada pela NHTSA (2000) (*National Highway Safety Administration*), é utilizada também a velocidade de entrada em uma manobra padronizada de dupla mudança de faixa assim como o pico-a-pico da velocidade de guinada. Assim como a tendência ao levantamento das rodas nas manobras conhecidas como *J-turn* e *fish hook* para determinar um índice de desempenho sobre a resistência de um veículo ao capotamento, o que determinaria indiretamente sua estabilidade.

Segundo Esmailzadeh (2003) os dois importantes aspectos que resumiriam uma ótima condição de *handling* são a dirigibilidade aperfeiçoada e uma estabilidade confiável. Desta forma pode-se definir um índice de desempenho de *handling* como sendo:

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \left[\frac{1}{2} (r - r_d)^2 \right] dt \quad (1)$$

Onde r é a velocidade de guinada atual do veículo e r_d é a velocidade de guinada desejada. Assim, a minimização do termo J deve ser buscada a fim de se obter um ótimo desempenho de *handling*.

Sabendo-se da relação existente entre o ângulo de esterço, distância entre-eixos e a velocidade do veículo e considerando a tendência a substerço predominante na imensa maioria

dos projetos como uma característica necessária a estabilidade, Esmailzadeh define r_d como sendo:

$$r_d = \frac{u}{l(1 + KUSu^2)} \delta \quad (2)$$

Onde l é o comprimento entre-eixos dos veículo, u é a velocidade longitudinal e δ o ângulo de esterço das rodas. Dessa forma, uma excelente performance de *handling* pode ser caracterizada por:

$$r_d - r = \Delta r \approx 0 \quad (3)$$

O que significa de maneira bem simples que o veículo está indo para onde foi orientado a ir pelo seu motorista através do volante.

Blundell e Harty (2004) apresentam uma abordagem que promove a união entre a clássica dinâmica veicular e a disciplina baseada em métodos computacionais conhecida como análise de sistemas multi-corpos ou MBS (*Multibody System Analysis*). Em seu trabalho eles afirmam que o método de análise dinâmica baseado em métodos computacionais se estabeleceu como ferramenta para engenheiros de produto durante os anos 80 de forma similar ao que aconteceu com a tecnologia de análise em elementos finitos ou FEA (*Finite Element Analysis*) nos anos 70 e que dos anos 90 se consolidou como parte do processo padrão de projeto e desenvolvimento da indústria automotiva de forma que é inevitável que o engenheiro que trabalhe com problemas envolvendo conforto e *handling* de veículos num ambiente automotivo moderno tenham que lidar com o uso de MBS para simular a dinâmica do veículo.

O trabalho planeja promover ainda um estreitamento entre a simulação e os testes indo além de prover técnicas de modelagem em MBS mas também promovendo uma significativa interpretação dos dados resultantes das simulações no intuito de ajudar o engenheiro ou estudante trabalhando na área de dinâmica veicular a entender estes resultados e aplica-los de forma produtiva no desenvolvimento de veículos.

Uys et al. (2006) relata em sua pesquisa uma série de parâmetros que podem ser utilizados para mensurar o *handling* de um veículo. O trabalho conclui que os parâmetros mais comumente utilizados para avaliar o desempenho de um veículo quanto estabilidade e resposta à direção são o ângulo de rolamento, velocidade de rolamento, aceleração lateral, transferência

dinâmica de peso e velocidade de guinada e que há uma forte correlação entre eles de forma que o ângulo de rolamento pode ser utilizado como critério para avaliar a qualidade de *handling*.

Em seu trabalho sobre o compromisso entre conforto e estabilidade para veículos *off-road* Els et al. (2007) descreve em seu trabalho três estudos realizados com modelos de múltiplos corpos que apresentam resultados relativos a estabilidade, *handling* e conforto de veículos sendo que no terceiro e último estudo, realizado com um modelo mais detalhado construído em ADAMS, um trabalho de correlação foi feito para validar o modelo quanto a conforto, comparando os sinais obtidos em simulação e através de medição de velocidade de arfagem, deslocamento das molas e acelerações verticais, e quanto a *handling*, comparando os sinais obtidos em simulação e através de medição de deslocamento das rodas, rolamento da carroceria, velocidade de guinada, aceleração lateral e velocidade do veículo em uma determinada manobra. Através dos resultados Els conclui que uma suspensão passiva apresenta um compromisso entre conforto e *handling* e que suas características caminham em sentidos opostos para melhorar os requerimentos de um ou outro. O trabalho apresenta também um gráfico que ajuda a escolher os parâmetros da suspensão para obter o melhor compromisso desejado.

Leal (2007) utiliza de simulação baseada em elementos finitos para avaliar a influência da forma do perfil de um eixo de torção nos parâmetros que influenciariam no comportamento dinâmico de um veículo focando nas variações de cambagem, de convergência e de bitola além da altura de centro de rolagem. Durante o estudo o modelo em elementos finitos é correlacionado com os resultados experimentais feitos em banco de testes em análises de movimentação paralela e oposta dos centros de roda com resultados muito aproximados de forma a validar o modelo virtual. A seguir foram analisadas diversas modificações no perfil da travessa e sua influência nos parâmetros citados acima. O resultado dos testes serve como guia para futuros projetos de eixos de torção que podem assumir diversas características dinâmicas dependendo do compromisso que se deseja no veículo que adotará aquela solução.

Em seu trabalho Carvalho (2009) apresenta uma metodologia para avaliar o comportamento dinâmico do passageiro em veículo utilizando modelagem numérica baseada em sistema de multi-corpos. Foram desenvolvidos uma série de estudos experimentais para se obter parâmetros que pudessem ser utilizados como referências e para ajustes dos modelos numéricos. A partir destes resultados experimentais coletados nos passageiros, os modelos de multi-corpos foram ajustados e inseridos num modelo de veículo completo e submetido a passagem sobre perfis de pista que serviram como fontes de excitação para avaliar as magnitudes de excitação globais que chegavam ao passageiro através do assento, definindo seu

nível de conforto. O modelo proposto baseado na dinâmica de multi-corpos se mostrou como uma solução versátil na representação do modelo discreto do passageiro, assim como simulando o comportamento cinemático do veículo.

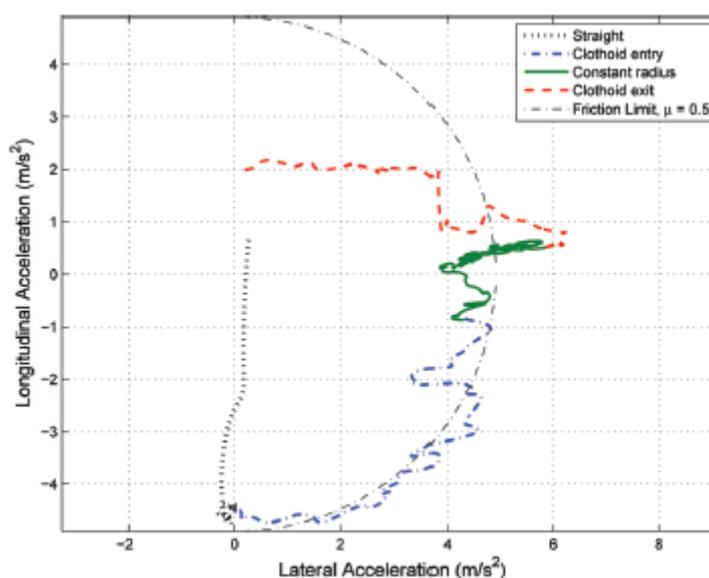
Em seu estudo Jianyong Wu (2010) propõe um controle de chassis integrado que usa o esterçamento das rodas traseiras para melhorar o desempenho de *handling* de um veículo e sua capacidade em permanecer em uma faixa. O trabalho utiliza um modelo de malha fechada motorista-veículo para determinar o esforço necessário do motorista em condições que propiciam a perda de estabilidade e dificultam a permanência em uma determinada faixa. O controlador que representa o motorista atua sobre o modelo do veículo com 8 graus de liberdade, utilizando variáveis de volante e acelerador, a fim de manter sua trajetória. O estudo avalia a atuação do motorista no intuito de manter sua trajetória em situações de vento lateral e durante o tráfego por uma via em forma de S e avalia o desempenho do controlador LMI (*linear matrix inequalities*) que por si só faria essas tarefas. Para avaliar o desempenho, o estudo compara principalmente os resultados durante as manobras dos sinais de ângulo de deriva, velocidade de guinada, desvio da trajetória e ângulo de volante necessário. O estudo conclui que um controlador integrado como proposto reduziria muito a necessidade de intervenção do motorista quando este deseja manter uma trajetória ou uma faixa em uma situação de instabilidade.

Segundo Holzmann (2012), análises utilizando HiL (*hardware in the loop*) só são possíveis graças a simulação em tempo real da dinâmica automotiva. Esse tipo de análise se mostra como uma poderosa ferramenta para simultaneamente aumentar a eficiência do processo de desenvolvimento automotivo, reduzir custos e lidar com o crescente número de variáveis.

No trabalho proposto por Kritayakirana & Gerdes (2012) é concebido um controlador para um veículo de corrida autônomo com o objetivo de ser ativado em situações extremas onde o veículo está próximo dos seus limites dinâmicos. Foram utilizados o modelo bicicleta do veículo, monitoramento de trajetória por realimentação de esterço e monitoramento dos ângulos de deriva a fim imitar o comportamento de um piloto fazendo correções no volante e acelerador de acordo com a resposta do veículo. O controlador ainda utilizaria como dados de entrada um diagrama “g-g” que denota os limites de aceleração lateral e longitudinal do veículo baseado nos limites de aderência dos pneus. O diagrama “g-g” é definido por uma elipse de aderência que mostra a dependência existente entre os limites laterais e longitudinais de aderência do pneu, tal informação é fundamental para um piloto e, dessa forma, para o controlador proposto para que estes possam maximizar os limites do veículo e estabelecer logicas de controle para recuperação de estabilidade. Segundo os autores, vários acidentes poderiam ser evitados se

veículos autônomos ou sistemas de assistência ao condutor tivessem capacidades similares a de um piloto de corrida, que é capaz de manter o controle do veículo em situações de limite de aderência e estabilidade. Para analisar o resultado trabalho, o controlador foi implementado em um veículo autônomo e levado para uma pista oval descrita na planície de sal de Bonneville em Utah e para controle de trajetória foi utilizado o sistema de posicionamento diferencial global (DGPS). A Figura 5 mostra um trecho do diagrama “g-g” com os atuais limites do veículo e os obtidos em teste de acordo com os vários módulos considerados pelo algoritmo para prever diferentes situações durante uma curva.

Figura 5 – Diagrama “g-g” obtido em uma das curvas do circuito



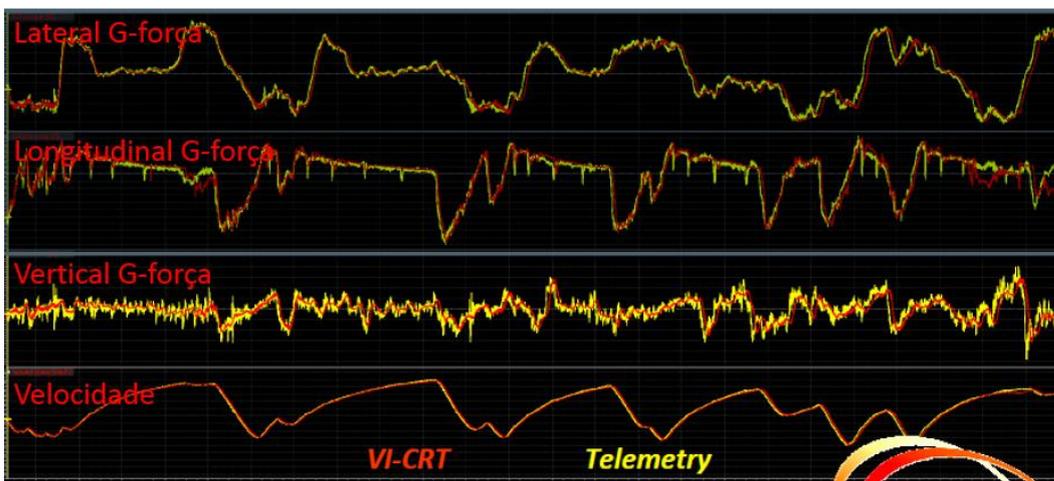
Fonte: Kritayakirana & Gerdes, 2012

O controlador foi testado em diferentes condições inclusive em situações onde sobrestima a aderência da pista e consegue contra esterçar para retomar a trajetória e dessa forma apresentou resultados promissores que podem ser implementados em veículos autônomos ou adaptado, na forma de diferentes módulos, para criar sistemas de assistência ao condutor em situações de emergência.

Segundo Ogilvie (2013) um veículo de corrida extremamente bem sucedido foi desenvolvido do zero usando um conjunto completo de ferramentas de simulação para obter um desempenho ideal sem testes físicos. Os modelos foram construídos em VI-CarRealTime e submetidos às ferramentas de análise disponíveis no software conhecidas como *SpeedGen* e *MaxPerformance Driver*. Os resultados foram utilizados para estabelecer a sensibilidade a seis características básicas do veículo: aderência, peso, posição do centro de gravidade, potência,

arrasto aerodinâmico e carga vertical aerodinâmica, de maneira a reduzir o tempo de volta do modelo no circuito Road America. Foi estabelecido a partir dos resultados que a sensibilidade à aderência e ao peso deveriam ser focadas a fim de reduzir o tempo de volta no circuito. Selecionando então o pneu mais macio que resistiria a corrida, os parâmetros de suspensão seriam configurados a fim de otimizar a aderência. Também foram realizadas análises computacionais fluido-dinâmicas (CFD) no chassi do veículo de base a fim de reduzir o arrasto e aumentar a carga vertical aerodinâmica. A partir da configuração obtida, foram utilizadas uma série de simulações de tempo de volta utilizando o VI-CarRealTime e sessões DiL (*Driver in the Loop*) com pilotos profissionais para gerar uma configuração ideal para a pista pois não haveria tempo para otimização em pista. Com as simulações DiL foram otimizados a altura, cambagem, convergência e amortecimento das suspensões bem como relações de marcha, características do motor e ângulos de asas. Os resultados da correlação de alguns parâmetros de análise dinâmica obtidos em análise virtual e em pista podem ser visualizados na Figura 6. Como mais importantes resultados destaca-se que com apenas oito meses foram criados modelos precisos do carro de corrida usando um série de ferramentas de simulação que possibilitou que o objetivo de tempo de volta fosse alcançado e que a vitória no circuito de Road America pela *Sports Car Club of America* (SCCA) na categoria D Sports Racing foi conseguida com larga margem sobre o segundo colocado.

Figura 6 – Comparação dos resultados obtidos em pista e na análise virtual

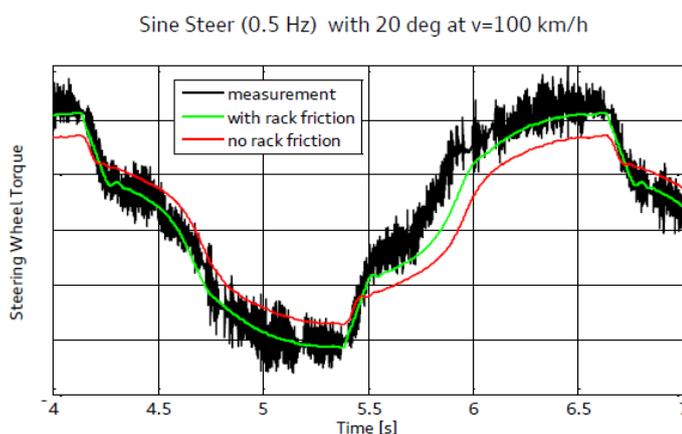


Fonte: Ogilvie, 2013.

Segundo Wilhelm e Uhlmann (2013) novas aplicações virtuais requerem modelos complexos do sistema de direção, em especial um cálculo realístico do momento de esterçamento. Em seu trabalho eles apresentam a utilização de um modelo VI-CarRealTime

que inclui um modelo de direção avançado, baseado no conhecido modelo de direção de Pfeffer, para suprimir as dificuldades existentes na construção de um modelo realístico que funcionasse em tempo real. Foi modelado um sistema em múltiplos domínios considerando a mecânica detalhada dos modelos de atrito desenvolvida pelo Prof. Pfeffer, Universidade de Ciências Aplicadas de Munique, o software responsável pelo controle da EPS (*electrically assisted power steering*) e a lógica de funcionamento do motor elétrico, modelados em MATLAB Simulink e utilizando o subsistema de direção avançado do VI-CarRealTime. A seguir foram apresentados os resultados da simulação, considerando ou não o atrito da cremalheira, comparados com os dados de medição. Conforme pode ser visto na Figura 7, os resultados apresentam maior correlação quando o atrito é considerado.

Figura 7 – Resultado da validação do modelo do subsistema de direção utilizando HiL



Fonte: Wilhelm e Uhlmann, 2013.

Harrison e Ewbank (2013) apresentam o resultado obtido no campeonato britânico de carros de turismo, BTCC, de 2012 do time MG Motor em parceria com a *Triple Eight Race Engineering* (888), correndo com o nome de MG KX Momentum Racing. O trabalho de seis meses destinado ao design e construção dos carros de corrida a partir do zero teria que ser comprimido em sessenta e quatro dias para que o time pudesse participar do primeiro fim de semana do campeonato. Com a ajuda da parceria feita em 2012 entre a 888, VI-grade e Red Cedar Technology, Ian Harrison relata como a simulação ajudou o time durante sua primeira temporada correndo pela categoria NGTC (*Next Generation Touring Cars*) no BTCC. Utilizando as ferramentas de simulação aplicadas no início da temporada para atingir os melhores resultados possíveis com modelos pouco desenvolvidos e com a melhoria contínua do modelo e dos métodos foi possível garantir que o time MG KX Momentum pudesse brigar pelo campeonato no seu ano de estreia, excedendo as expectativas.

Segundo Prof. Fenici (2013) os simuladores de direção são uma excelente plataforma para pilotos de testes profissionais e engenheiros terem acesso a validarem a dinâmica veicular em diversas condições críticas de condução usando modelos virtuais. Veículos modernos têm vários sistemas de controle ativo afim de ajudar o motorista em todas essas condições críticas. Embora os simuladores de direção tenham sido utilizados desde o final dos anos noventa para pesquisas relacionadas a atenção do motorista e fadiga mental sob uma série de situações de direção, pouco tem sido feito para analisar as respostas psicofisiológicas a eventos de alteração súbita da dinâmica, tendo em conta a interação que ocorre entre o motorista e a resposta ativa ou passiva do veículo, a fim de decidir a melhor estratégia de controle adaptativo. Recentes pesquisas ergonômicas sugerem a medição de vários parâmetros fisiológicos para se ter acesso ao estado do motorista e suas reações. Entretanto, afim de não alterar a condução espontânea do motorista, o uso de um eletrocardiograma permite o monitoramento contínuo do estado do coração, da sua variação e respiração sem afetar as ações espontâneas do motorista. A análise em tempo real de tais sinais no domínio do tempo e da frequência usando modelos não-lineares fornece parâmetros quantitativos para avaliar as alterações dinâmicas no balanço simpátovagal induzido por adaptações psicofisiológicas transitórias relacionadas ao estresse, úteis para avaliar a atenção do motorista, fadiga mental ou sintomas preliminares de enjoo gerado pelo simulador.

O trabalho de Pascali (2013) afirma que o desenvolvimento do pneumático desempenha um papel importante no desenvolvimento de um veículo de forma a obter o compromisso entre segurança, performance, conforto, eficiência energética e durabilidade. O pneu, sendo um dos principais componentes do veículo como um todo, deve ser especificado e desenvolvido levando-se em conta as características da suspensão e os diferentes sistemas de controle integrados no veículo. Na fase conceitual o único modo de verificar se os pneus propostos pelo fornecedor atingiriam todos os objetivos é através da simulação em modelo de veículo completo. Os pneus são testados em um carro conceito em manobras especiais de testes em pista. Destes testes saem análises subjetivas e medições objetivas. O carro conceito também é representado por um modelo de simulação de veículo completo validado. As medições objetivas e o modelo do carro conceito são usadas para identificar, testar e integrar os pneus no modelo de simulação do novo veículo. O processo de desenvolvimento do pneu continua nas fases a seguir sempre usando análise subjetiva e medições objetivas, sendo as medições necessárias para certificar a melhoria contínua no processo de desenvolvimento e ajudar o fornecedor de pneus no processo. A obtenção de uma completa integração entre análises subjetivas, medições objetivas, simulação e ferramentas de análise garante que os objetivos sejam alcançados de um

modo rápido e eficiente.

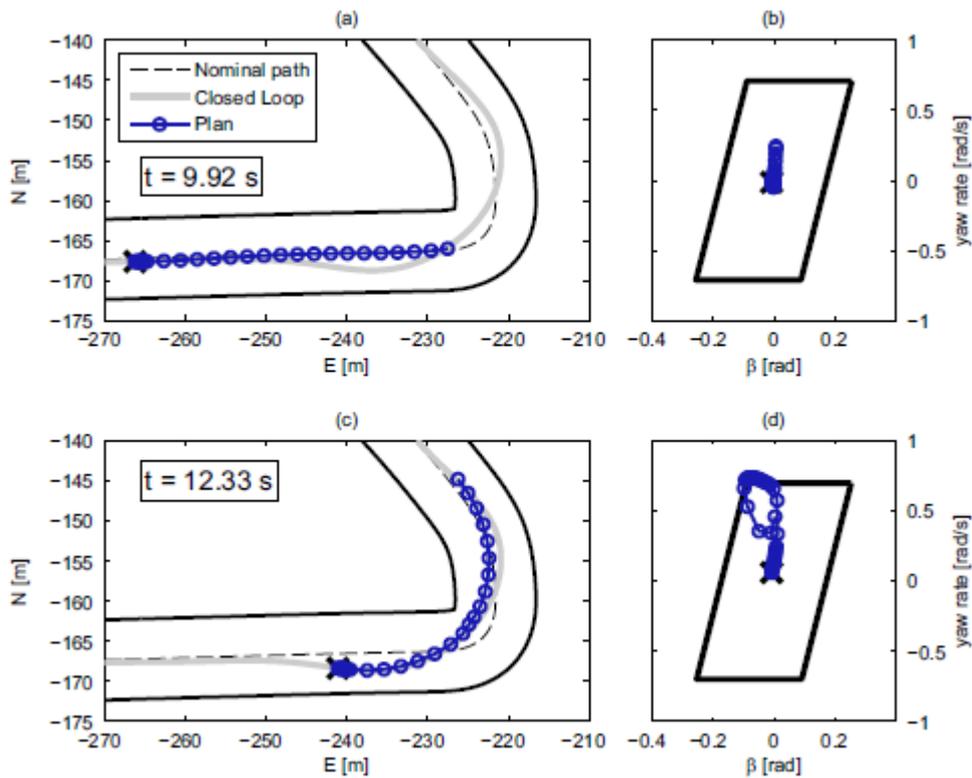
Segundo Aquino (2014) é possível utilizar um modelo *half-car* construído em MATLAB Simulink para verificar as respostas dinâmicas do banco e conseqüentemente o conforto do motorista. O modelo foi comparado numericamente com modelos mais complexos construídos ADAMS View e ADAMS Car e as frequências naturais e amortecidas dos modelos apresentaram valores próximos. O mesmo vale para as respostas temporais. Na metodologia proposta, em que o modelo usa o equilíbrio de D'Alembert, o modelo se mostra como uma útil ferramenta de pré-projeto onde podem ser alteradas as propriedades de massa, inércia, rigidez, amortecimento, geometria e pista e averiguadas as conseqüências nas alterações das respostas.

Segundo Regh (2014) modelos paramétricos são usualmente utilizados para simulações em tempo real devido a sua complexidade reduzida. Além disso tem fácil interação com modelos de controle para análises do tipo SiL (*software in the loop*). Os resultados das simulações em tempo real juntamente com o modelo e suas variáveis paramétricas servem como base para construção de plataformas de simulação veicular que respondam de maneira confiável às atitudes do motorista.

Em seu trabalho Tavoosi et al. (2014) apresenta um algoritmo de controle de aperfeiçoamento de *handling* de um veículo utilizando um ângulo de correção nas rodas esterçadas baseado na teoria otimizada e adaptativa usando MATLAB Simulink. Um modelo de quatro graus de liberdade, com modelos de pneus não-lineares e um subsistema de esterçamento eletrônico ou SBW (*Steer-by-Wire*) é apresentado usando método de *hardware in the loop*. O trabalho apresenta o sistema de SBW como tendência natural na indústria automotiva onde outros sistemas como suspensão, acelerador e freio seriam substituídos por atuadores eletrônicos e sensores. O trabalho mostra ainda os benefícios e desafios em se adotar um sistema SBW e em como o sistema se baseia na análise de dinâmica veicular para, por exemplo, gerar um bom feedback para o motorista a fim de passar as mesmas sensações de um sistema convencional. Também através da dinâmica veicular é projetado um controlador otimizado que leva em conta o modelo do veículo e a não-linearidade do pneumático representada pela aplicação da conhecida fórmula mágica de Pacejka (Pacejka, 2002). O controlador considera como mais importantes aspectos de um esterçamento otimizado de um veículo como o desempenho da manobrabilidade e da estabilidade requerida. Os resultados obtidos mostram que a utilização do método de HiL para controle de um sistema SBW pode estabilizar o veículo em situações críticas e movimentos repentinos em estradas de atrito reduzido.

Segundo Matthew Brown et al. (2016) um método de abordagem de controle para veículos autônomos é separar a lógica de planejamento de trajetória e monitoramento de trajetória. Em seu trabalho, entretanto, é proposto um método alternativo de integração de planejamento e monitoramento da trajetória baseado na posição e velocidade que melhor cumpriria uma trajetória enquanto se manteria dentro de dois envelopes de segurança, sendo o primeiro baseado no limite de estabilidade da dinâmica do veículo e outro no desvio de obstáculos. Dessa forma seria permitido ao controlador fazer pequenas alterações na trajetória a fim de evitar que o veículo perca a estabilidade ou que colida com algum obstáculo. A Figura 8 mostra a análise de um dos resultados do trabalho. O controlador assume um desvio da trajetória nominal (a) a fim de manter o envelope de estabilidade veicular (b).

Figura 8 – Alteração da trajetória gerada pelo controlador



Fonte: Matthew Brown et al., 2016

O controle apresentado utiliza informação do ambiente e um modelo do veículo para assegurar que, caso desvios sejam necessários devido obstáculos ou para manter a estabilidade do veículo, que estes sejam feitos de modo seguro e os resultados apresentados durante os testes mostraram-se promissores tendo o veículo se mantido dentro dos envelopes de segurança supostos a medida em que consegue retornar à trajetória nominal.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Esta seção trata sobre a dinâmica veicular, os sistemas de direção, freio e suspensão veicular e sobre seus papéis na definição do comportamento do veículo.

3.1 Estabilidade e dinâmica lateral

O desempenho em estabilidade e dinâmica lateral é uma das mais importantes características a ser avaliada em um veículo. O termo vago em inglês “*handling*” pode ser denominado como a medição da resposta do veículo dado uma entrada do motorista, ou excitação. Está diretamente relacionado à facilidade de controle do veículo por parte do motorista. Dessa forma, o *handling* considera o motorista e o veículo como um sistema de malha fechada de forma que o motorista observa a direção e posição do veículo e atua com correções nas entradas que lhe são permitidas para atingir a trajetória desejada. Para o propósito de caracterização é utilizado um sistema do tipo malha aberta de forma que o veículo responda diretamente a uma entrada específica de esterçamento do volante (Gillespie, 1992).

A estabilidade também pode ser definida como sendo a propriedade que o veículo tem de retornar ao estado primitivo de marcha depois de cessada uma perturbação transitória, como por exemplo, uma rajada de vento. Isto não significa voltar à trajetória primitiva de deslocamento, mas sim à condição estável de marcha (*CENTRO RICERCHE FIAT*, 2007).

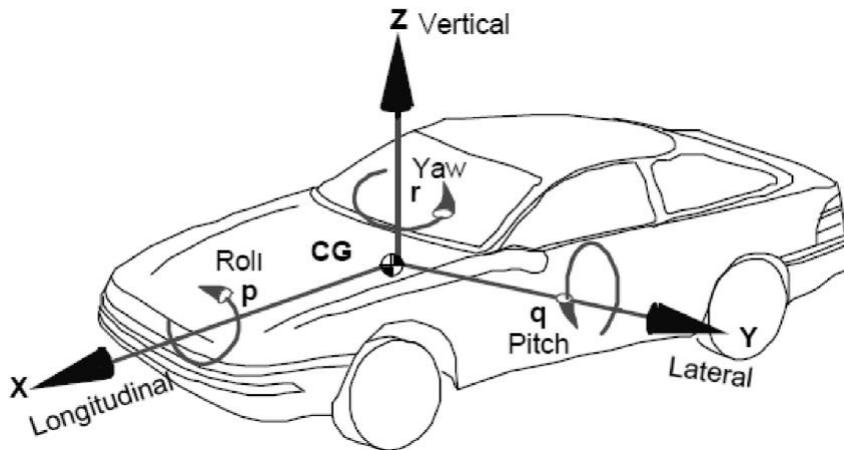
Os conceitos que serão mostrados a seguir são fundamentais no entendimento do trabalho e na análise dos seus resultados.

3.1.1 Definições básicas

A análise de dinâmica veicular basicamente se resume a resposta dinâmica em termos de velocidade e aceleração do veículo à aplicação de forças externas as quais são divididas em forças de interação pneu-solo, forças aerodinâmicas devido ao movimento relativo do ar em torno do veículo e forças devido à ação da gravidade (Gillespie, 1992).

Para que essa análise seja desenvolvida é fundamental a definição de um sistema de coordenadas para o veículo. A definição do sistema de coordenadas para as análises é apresentada na Figura 9.

Figura 9 – Sistemas de coordenadas da norma ISO 4130



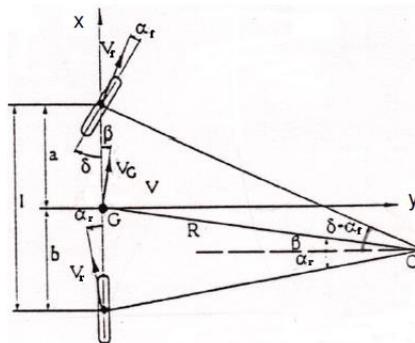
Fonte: Gillespie, 1992, p. 8

3.1.2 Curva em regime permanente

Considerando um veículo fazendo uma curva a uma determinada velocidade, V , e com um ângulo predefinido de esterçamento, δ , pode-se considerar a dinâmica lateral em regime estacionário onde as equações que descrevem o movimento baseiam-se na geometria descrita em curva e na segunda lei de Newton. Para o propósito da análise é conveniente representar o veículo de forma simplificada pelo modelo de bicicleta conforme mostrado na Figura 10. O modelo de bicicleta negligencia os seguintes efeitos.

- A transferência de carga lateral e longitudinal;
- Os movimentos de rolamento e arfagem;
- Efeitos devido à elasticidade das suspensões e chassis;
- Efeitos aerodinâmicos.

Figura 10 – Representação do modelo bicicleta



Fonte: CRF, 2007

O estudo do conforto vibracional de um veículo é compreendido na faixa de baixas frequências, que pode ser percebido pelos ocupantes através dos deslocamentos e acelerações provenientes das vibrações no banco, assoalho e volante. As molas e amortecedores são responsáveis principalmente pelo ride e pela carga dinâmica na roda, além de desempenhar um papel importante no *handling* e na tendência de *roll* e *pitch* do chassi. Portanto, é desejável isolar os ocupantes das vibrações induzidas pelas irregularidades da pista e das massas rotativas como motor, sistema de transmissão e conjunto pneu/roda (Reimpel, 1996).

Considerando o modelo tipo bicicleta, mostrado na Figura 10, o ângulo β definido entre o vetor velocidade V_G e o eixo x' do veículo, se relaciona com as diversas características da plataforma do veículo por:

$$\text{tag } \alpha_r = \frac{b - R \sin \beta}{R \cos \beta} \quad (4)$$

e

$$\text{tag } (\delta - \alpha_f) = \frac{a + R \sin \beta}{R \cos \beta} \quad (5)$$

Sendo:

α_f ângulo de deriva do eixo dianteiro;

α_r ângulo de deriva do eixo traseiro;

δ o ângulo de esterço;

a distância do cg ao eixo dianteiro;

b distância do cg ao eixo traseiro;

R raio da curva;

β ângulo deriva do veículo;

Considerando que para altas velocidades o raio da curva é muito maior que a distância entre eixos do veículo então se pode considerar os valores de β e α_r muito pequenos, de forma que:

$$\beta_r \approx \frac{b}{R} - \alpha_r \quad (6)$$

e

$$\delta \approx \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (7)$$

Para um veículo se deslocando para frente com uma velocidade V , a soma das forças laterais nos pneus deve ser igual à força centrípeta F_C , assim como a soma dos momentos devido

às forças laterais dos eixos dianteiro e traseiro deve ser zero. Dessa forma tem-se:

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = F_C \quad (8)$$

$$\sum M_z = a F_{yf} - b F_{yr} = 0 \quad (9)$$

Sendo:

F_{yf} é a força lateral no eixo dianteiro;

F_{yr} é a força lateral no eixo traseiro;

F_C é a força de inércia devido a aceleração centrípeta, dada pela equação (10).

$$F_C = m a_y = m \frac{V^2}{R} \quad (10)$$

Com esse desenvolvimento, segundo CRF, é possível escrever que:

$$F_{yf} = m \frac{V^2}{R} \frac{b}{L} = m_f a_y \quad (11)$$

e

$$F_{yr} = m \frac{V^2}{R} \frac{a}{L} = m_r a_y \quad (12)$$

Isso significa que a força lateral desenvolvida nos eixos é simplesmente a porção da massa do veículo sobre o eixo multiplicada pela aceleração lateral naquele ponto.

Dessa forma se podem estabelecer também os ângulos de deriva dianteiro e traseiro, os quais se relacionam com a força aplicada segundo o seguinte modelo. (CRF, 2007):

$$C = \frac{F_y}{\alpha} \quad \text{ou} \quad F_y = C \alpha \quad (13)$$

Sendo C a rigidez de deriva lateral e F_y a força lateral no eixo e transversal ao pneu.

Com isso definido se pode escrever que os ângulos de deriva do eixo dianteiro e traseiro são:

$$\alpha_f = \frac{F_{yf}}{C_f} = \frac{m_f}{C_f} \frac{V^2}{R} \quad (14)$$

$$\alpha_r = \frac{F_{yr}}{C_r} = \frac{m_r V^2}{C_r R} \quad (15)$$

Assim, a equação (7) pode ser reescrita como:

$$\delta_{vol} = \left[\frac{L}{R} + (\alpha_f - \alpha_r) \right] \tau = \left[\frac{L}{R} + \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right) \frac{V^2}{R} \right] \tau \quad (16)$$

Sendo:

δ_{vol} o ângulo de volante e τ a relação de esterço.

Dessa forma:

$$\left[\frac{L}{R} + \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right) \frac{V^2}{R} \right] \tau = \delta_{vol0} + KUS a_y \quad (17)$$

Sendo δ_{vol0} o ângulo de volante para esterçamento cinemático, ou seja, sem a ocorrência de deriva dos pneumáticos, tem-se:

$$KUS = \left(\frac{m_f}{C_f} - \frac{m_r}{C_r} \right) \tau \quad (18)$$

Sendo que KUS é denominado de gradiente de subesterço.

Pode-se realizar raciocínio similar para o ângulo de deriva, substituindo a equação (15) em (6) de forma que:

$$\beta = \frac{b}{R} - \alpha_r = \frac{b}{R} - \frac{m_r V^2}{C_r R} = \beta_0 - KBETA \alpha_y \quad (19)$$

Sendo β_0 o ângulo de deriva quando não ocorre deriva dos pneumáticos, ou seja, $\alpha_r = 0$.

Assim tem-se:

$$KBETA = \frac{m_r}{C_r} \quad (20)$$

Sendo $KBETA$ o gradiente do ângulo de deriva do veículo.

Estes dois gradientes são muito importantes para a resposta à carregamentos laterais de um veículo. O gradiente de subesterço, KUS , descreve como o ângulo de direção deve ser alterado de acordo com a aceleração lateral imposta. Ele determina a magnitude e a direção do comando de direção necessário.

Em relação ao gradiente de subesterço, os veículos podem ser classificados em três tipos de comportamento:

- Neutros (*neutral*). Um veículo é dito como neutro quando em uma curva de raio constante não há necessidade de alterar o ângulo de esterçamento em função da variação da velocidade. Pode-se dizer que o ângulo de volante requerido para realizar-se a curva será equivalente ao ângulo de Ackerman. Fisicamente o caso neutro corresponde a uma situação tal que a força exercida no centro de gravidade do veículo provoca um aumento idêntico da deriva nos pneus dianteiros e traseiros (Gillespie, 1992);

$$\frac{m_f}{C_f} = \frac{m_r}{C_r} \rightarrow KUS = 0 \quad (21)$$

- Subesterçantes (*understeering*). Neste caso, o valor do ângulo de esterçamento deverá aumentar proporcionalmente ao valor de KUS vezes a aceleração lateral do veículo. Assim, inicialmente o valor aumenta linearmente com a aceleração lateral e com o quadrado da velocidade. No caso subesterçante, a aceleração lateral no CG causa um aumento maior do ângulo de deriva dos pneus dianteiros em relação aos traseiros. Assim, para desenvolver uma força lateral no eixo dianteiro necessária para manter o veículo na trajetória, os pneus dianteiros devem ser esterçados em um ângulo maior (Gillespie, 1992) para compensar a deriva maior desses pneus;

-

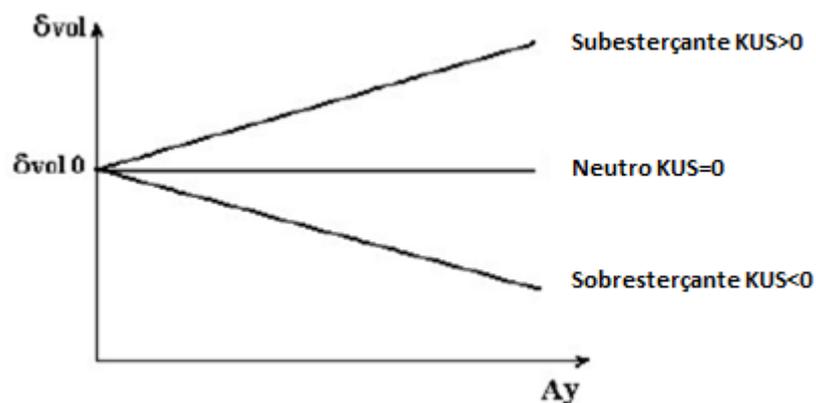
$$\frac{m_f}{C_f} > \frac{m_r}{C_r} \rightarrow KUS > 0 \quad (22)$$

- **Sobresterçantes (oversteering).** Se numa curva de raio constante o motorista deve diminuir o ângulo de esterçamento à medida que a velocidade aumenta, este veículo é dito ter comportamento sobresterçante. Neste caso, a aceleração lateral no CG do veículo causa um aumento maior do ângulo de deriva do eixo traseiro. A tendência que existe de que o eixo traseiro faça uma curva cada vez mais aberta empurra o eixo dianteiro para dentro da curva, diminuindo o raio da curva. Assim o ângulo de esterçamento deve ser continuamente diminuído a fim de manter a trajetória da curva (Gillespie, 1992).

$$\frac{m_f}{C_f} < \frac{m_r}{C_r} \rightarrow KUS < 0 \quad (23)$$

A Figura 11 apresenta de forma simplificada como se apresenta a variação de ângulo de volante em função da aceleração lateral para as três condições mencionadas anteriormente.

Figura 11– Variação característica do ângulo de esterçamento δ_{vol} pela aceleração lateral.



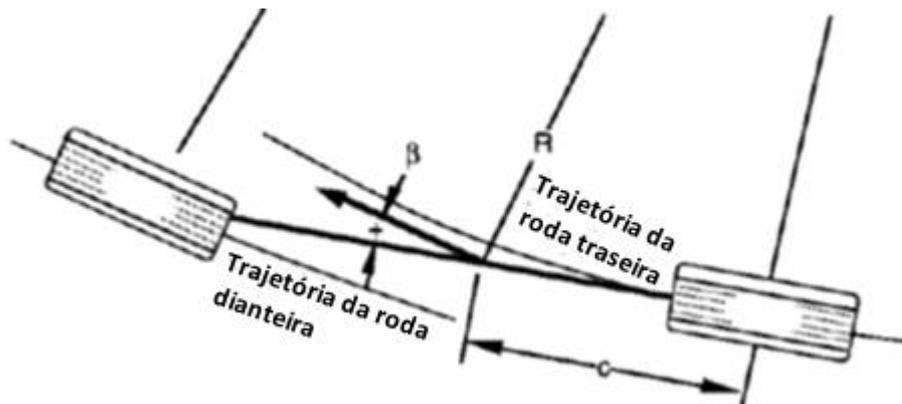
Fonte: CRF, 2007

O ângulo de deriva do veículo pode ser definido como sendo o ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e a direção da trajetória que este percorre num certo momento. Em geral, num veículo que percorre uma curva o ângulo de deriva será diferente em qualquer ponto desta.

Tendo o centro de gravidade o ponto onde o ângulo deriva é calculado, define-se positivo para o caso em que trajetória do eixo traseiro é interior à curva descrita pela trajetória do eixo dianteiro, conforme Figura 12. Neste caso o vetor local de velocidade é orientado no

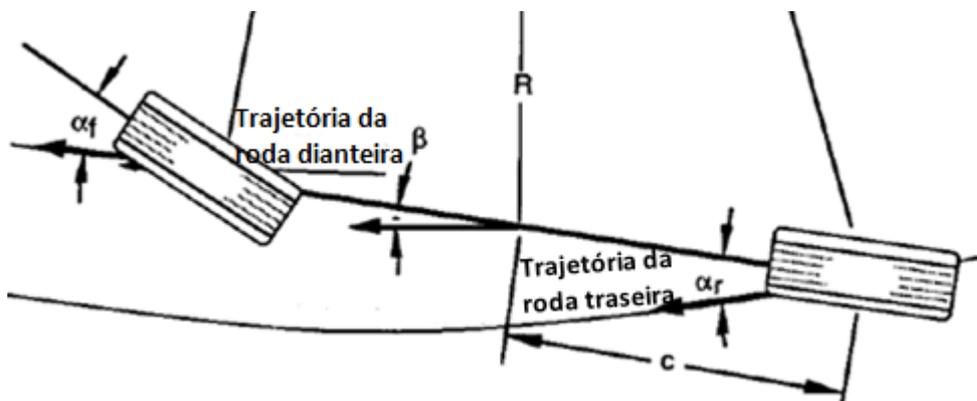
sentido horário do eixo longitudinal e, de acordo com a convenção SAE, ângulos no sentido horário vistos de cima são positivos (Gillespie, 1992). Já em altas velocidades o ângulo de deriva do eixo traseiro faz com que o ângulo de deriva do veículo no CG se torne negativo como mostrado na Figura 13.

Figura 12 – Ângulo de deriva em trajetória curva de baixa velocidade.



Fonte: Gillespie, 1992

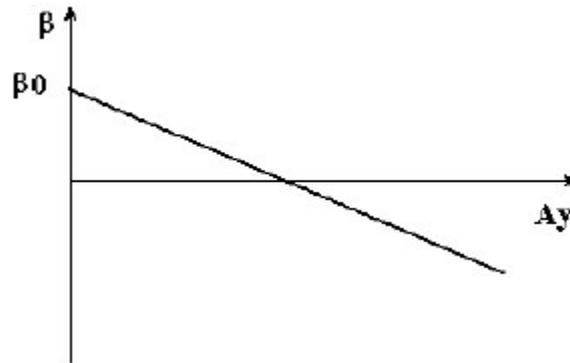
Figura 13 – Ângulo de deriva em curva a alta velocidade.



Fonte: Gillespie, 1992

Assim, o valor de $KBETA$, ou gradiente do ângulo de deriva do veículo, diz respeito a variação do valor do ângulo de deriva β pela aceleração lateral imposta, tal como mostrado na Figura 14.

Figura 14 – Variação característica do ângulo de deriva β pela aceleração lateral.



Fonte: CRF, 2007

Definidos os gradientes KUS e $KBETA$, pode-se partir para o equilíbrio de rolamento.

A análise de estabilidade veicular em curva até então mostrou a dependência do comportamento do veículo com a relação entre carga e rigidez de deriva em cada eixo. No entanto, a rigidez de deriva é relacionada somente à rigidez de deriva do pneumático, quando na verdade existem vários fatores do projeto de um veículo que podem influenciar na distribuição das forças desenvolvidas devido à presença de uma aceleração lateral. Qualquer parâmetro de projeto que influencia a carga lateral imposta ao pneu tem um efeito direto na resposta direcional do veículo (Gillespie, 1992).

Para praticamente todo pneumático, as cargas laterais que ele desenvolve durante uma curva são diretamente dependentes das cargas verticais sobre ele. A importância desse fato é devido à transferência de carga que ocorre na direção lateral durante uma curva devido à altura do CG do veículo em relação ao solo (Gillespie, 1992).

Dependendo da carga transferida, o pneumático pode ter um ângulo de deriva bem superior àquele estimado no modelo bicicleta. Assim, dependendo de como o equilíbrio de momentos de rolamento é distribuído nos eixos, o comportamento do veículo pode ser alterado. Mais momento absorvido no eixo dianteiro favorece a um comportamento subesterçante já que mais carga é transferida para a roda externa contribuindo para um maior ângulo de deriva no pneu. Dá mesma forma, mais momento absorvido no eixo traseiro contribui para um comportamento sobreesterçante.

Para o rolamento da carroceria, todas as suspensões são funcionalmente equivalentes a duas molas. A separação lateral das molas faz com que elas desenvolvam um momento resistivo de rolamento proporcional a diferença em ângulo de rolamento entre a carroceria e o eixo (Gillespie, 1992). Essa resistência é dada por:

$$K = \frac{1}{2} K_s t^2 \quad (24)$$

Sendo:

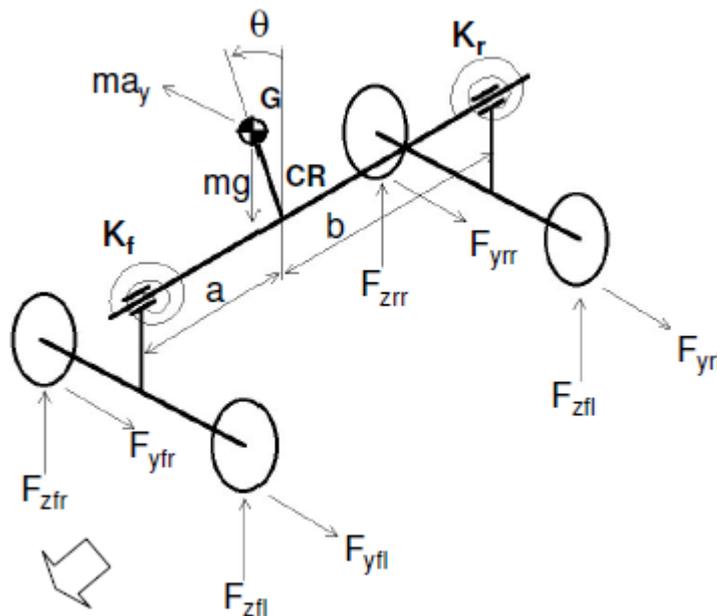
K – rigidez de rolamento da suspensão;

K_s – rigidez equivalente de cada suspensão;

t – bitola.

Outro parâmetro de importante definição nas suspensões é o centro de rolamento. O centro de rolamento da suspensão pode ser entendido como o ponto onde as forças laterais são transferidas do eixo para a carroceria, tal como mostrado na Figura 15.

Figura 15 – Análise de forças para o rolamento.



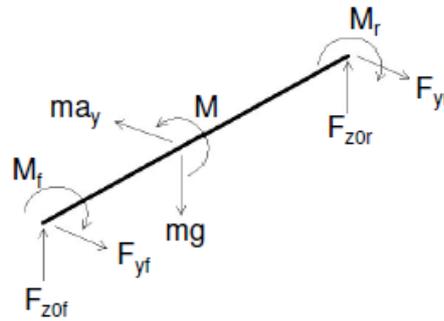
Fonte: CRE, 2007

Com a definição da rigidez de rolamento e do centro de rolamento das suspensões, pode-se seguir com o equilíbrio de rolamento. Definindo h_{cr} como sendo a altura do centro de rolamento e h_g como sendo a altura do centro de massa, a distância entre o centro de massa e o eixo de rolamento do veículo é dada por:

$$\Delta h = h_g - h_{cr} \quad (25)$$

As forças mostradas na Figura 16 são determinadas a partir da imposição da condição de equilíbrio estático nos planos vertical e horizontal. Os resultados desse desenvolvimento são mostrados nas equações 23 a 26 (CRF, 2007).

Figura 16 – Equilíbrio de momentos no eixo de rolamento.



Fonte: CRF, 2007

$$F_{z0f} = m g \frac{b}{a+b} \quad (26)$$

$$F_{z0r} = m g \frac{a}{a+b} \quad (27)$$

$$F_{yf} = m a_y \frac{b}{a+b} \quad (28)$$

$$F_{yr} = m a_y \frac{a}{a+b} \quad (29)$$

Com a definição da rigidez de rolamento e do centro de rolamento das suspensões, mostrados na Figura 16, e considerando que o ângulo de rolamento da carroceria, θ , seja pequeno, do equilíbrio de momentos no eixo de rolamento do veículo, pode-se escrever que:

$$M = M_f + M_r = (K_f + K_r) \theta = m a_y \Delta h \quad (30)$$

Isolando o ângulo de rolamento:

$$\theta = \frac{m a_y \Delta h}{(K_f + K_r)} \quad (31)$$

Ou ainda:

$$\theta = KTHETA \cdot a_y \quad (32)$$

Sendo:

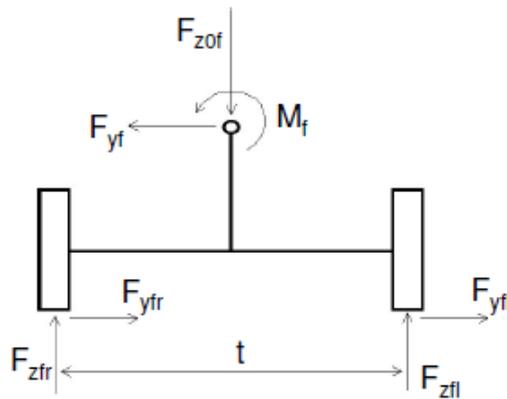
$$KTHETA = \frac{m\Delta h}{(K_f + K_r)} \quad (33)$$

Dessa forma $KTHETA$ é o gradiente do ângulo de rolamento da carroceria.

Para a distribuição das cargas sobre as rodas, do equilíbrio de momentos em torno do eixo de rolamento para o eixo dianteiro, tem-se, com o auxílio da

Figura 17:

Figura 17 – Análise de forças laterais sobre veículo em curva.



Fonte: CRF, 2007

$$F_{zfl} t + F_{yf} h_{CR} + M_f - F_{zof} \frac{t}{2} = 0 \quad (34)$$

Isolando a força normal ao chão, pode-se escrever a última equação como se segue:

$$F_{zfl} = \frac{1}{t} \left[F_{zof} \frac{t}{2} - F_{yf} h_{CR} - M_f \right] \quad (35)$$

Considerando que a parcela de momento absorvida pelo eixo dianteiro seja feita apenas pelas molas da suspensão dianteira e dada por $M_f = K_f \theta$, a última expressão pode ser reescrita como segue.

$$F_{zfl} = \frac{1}{t} \left[F_{zof} \frac{t}{2} - F_{yf} h_{CR} - K_f \theta \right] \quad (36)$$

Substituindo as equações (26) e (28) na equação (36) se tem:

$$F_{zfl} = \frac{m g}{2} \frac{b}{a+b} - m a_y \left(\frac{K_f}{K_f + K_r} \frac{\Delta h}{t} + \frac{b}{a+b} \frac{h_{CR}}{t} \right) \quad (37)$$

O mesmo desenvolvimento pode ser feito para as demais rodas do veículo, resultando em:

$$F_{zfr} = \frac{m g}{2} \frac{b}{a+b} + m a_y \left(\frac{K_f}{K_f + K_r} \frac{\Delta h}{t} + \frac{b}{a+b} \frac{h_{CR}}{t} \right) \quad (38)$$

$$F_{zrl} = \frac{m g}{2} \frac{a}{a+b} - m a_y \left(\frac{K_f}{K_f + K_r} \frac{\Delta h}{t} + \frac{a}{a+b} \frac{h_{CR}}{t} \right) \quad (39)$$

$$F_{zrr} = \frac{m g}{2} \frac{a}{a+b} + m a_y \left(\frac{K_f}{K_f + K_r} \frac{\Delta h}{t} + \frac{a}{a+b} \frac{h_{CR}}{t} \right) \quad (40)$$

As equações deduzidas anteriormente são de grande importância para compreensão do efeito do rolamento sobre a estabilidade lateral do veículo, já que conhecidas as cargas sobre cada roda separadamente pode-se aplicar as equações referentes ao gradiente de subesterço *KUS* e gradiente de deriva lateral *KBETA* considerando a independência entre as rodas. Assim, devido à maior carga presente sobre as rodas externas a curva, verifica-se que seu comportamento é predominante para análise do comportamento do veículo.

4 METODOLOGIA

Aqui será apresentado como serão desenvolvidas todas as etapas do trabalho bem como a instrumentação a ser utilizada e os softwares escolhidos para análise dos resultados.

4.1 Um breve resumo da metodologia de correlação de *handling*

Antes de iniciar a discorrer sobre a metodologia que foi utilizada no trabalho é importante ter conhecimento sobre o processo desenvolvido pelo *Centro Ricerche FIAT*, CRF, para correlação de resultados de *handling* e que será amplamente utilizado como referência para os processos preliminares de criação e validação dos modelos.

Segundo CRF (2007) o comportamento da dinâmica lateral de um veículo automotor diz respeito a avaliação da capacidade deste em alterar sua trajetória mediante a imposição de um ângulo de volante a uma determinada velocidade em situação quase-estática e transiente.

Assim sendo, são definidos parâmetros de controle que devem ser analisados em relação ao ângulo de volante na manobra de *slow ramp steering*, para demonstrar o comportamento em situação quase-estática e na manobra de *sweep frequency* que diz respeito ao comportamento transiente.

A manobra de *slow ramp steering*, ou rampa de esterçamento lento, prevê uma mudança contínua e lenta do ângulo de volante imposto enquanto o veículo trafega a uma velocidade constante em um pavimento asfaltado liso e de atrito controlado. O resultado é que a alteração dos parâmetros de controle se dá de forma muito lenta, evidenciando o comportamento dinâmico em situação quase-estática. Nessa manobra são calculados os coeficientes de subesterço KUS e de variação do ângulo de deriva KBETA, primordiais na análise da dinâmica veicular. Além disso tem-se como resultados a análise da variação de todos os parâmetros durante a manobra demonstrando de forma detalhada a reação do veículo mediante o aumento contínuo da aceleração lateral.

Os parâmetros analisados na manobra de *slow ramp steering* são: o ângulo de deriva do veículo; os ângulos de deriva dos eixos separadamente; a carga lateral por eixo; o torque no volante e a variação de ângulo de volante pela carga lateral.

A manobra de *sweep frequency*, ou varredura de frequência, é descrita como sendo o aumento contínuo da frequência do sinal sinusoidal de ângulo de volante cuja amplitude constante reflete um valor de aceleração lateral encontrado na manobra de *slow ramp steering*. A manobra é realizada em velocidade constante em um pavimento asfaltado liso e de atrito

controlado como já utilizado para a manobra descrita anteriormente. Como resultado tem-se a análise do ganho dos parâmetros dinâmicos em relação ao ângulo de volante ou aceleração lateral e em função da frequência do sinal de volante. Também como resultado da manobra pode ser obtido o tempo de resposta entre os parâmetros de saída e o ângulo de volante imposto.

Os parâmetros analisados nesta manobra de *sweep frequency* são: o ganho de aceleração lateral relativo ao ângulo de volante imposto; o ganho de velocidade guinada relativo ao ângulo de volante imposto; o ângulo de deriva relativo a aceleração lateral gerada; o ângulo de deriva relativo ao ângulo de volante imposto; o ângulo e a velocidade de rolagem da carroceria relativas a aceleração lateral e ângulo de volante além do tempo de resposta de todos estes parâmetros. Tudo em função da frequência do sinal de entrada.

O procedimento completo do CRF conta com a análise de outros tipos de manobras, em velocidades distintas para maior detalhamento da análise em outras condições específicas, mas para validação da dinâmica lateral de um modelo com base em resultados experimentais estas duas manobras foram suficientes.

Dessa forma as manobras foram executadas de maneira idêntica em campo de prova e ambiente de simulação e os resultados pós processados de forma similar no WHANDS, software específico criado pelo CRF para este tipo de análise conforme será descrito mais à frente. Com a comparação dos resultados pós-processados obteve-se o nível de correlação dos modelos.

4.2 Preparação

O trabalho proposto foi baseado na comparação dos resultados obtidos em pista real com os resultados equivalentes gerados pela simulação em tempo real. Para tanto foi necessário criar um procedimento utilizando recursos disponibilizados pela FCA LatAm para realização das provas em pista.

A primeira etapa do processo foi a definição dos objetivos, a definição dos testes a serem feitos, que veículo utilizar e em que pista ou campo de provas.

4.2.1 Definição dos objetivos

Os objetivos principais e secundários do trabalho foram definidos anteriormente e aqui foi definido como e o que será preciso para atingi-los.

A fim de obter o grau de correlação entre o experimento e a análise virtual, foi necessário que durante os testes fossem medidos diversos parâmetros que descrevem o comportamento dinâmico do veículo de maneira similar àquela obtida em ambiente virtual. Também foi necessário que as manobras realizadas nos testes fossem reproduzidas no software de análise dinâmica e para isso foi necessário ter conhecimento de quais parâmetros medidos poderiam ser usados como entrada para a análise virtual.

Resumindo, pode-se dizer que uma manobra realizada em pista foi correlacionada em ambiente virtual quando um grau mínimo de erro é obtido mediante a comparação dos parâmetros de comportamento dinâmico descritos na Tabela 1. No entanto foi necessário também verificar que os parâmetros de controle da manobra virtual tenham sido similares aos da manobra física. Neste trabalho foram utilizados os perfis de velocidade e a trajetória como parâmetros de controle da simulação com a finalidade de dizer que o piloto virtual deveria seguir o caminho realizado pelo piloto real e com a mesma velocidade esperando-se com isso obter o comportamento dinâmico no veículo virtual similar ao observado no veículo real.

Tabela 1 – parâmetros a serem medidos e sua finalidade

| Parâmetro | Finalidade |
|----------------------------|--|
| GPS (longitude e latitude) | Entrada – definição da trajetória |
| Velocidade longitudinal | Entrada – definição da velocidade da manobra |
| Ângulo de volante | Saída – verificação do comportamento do piloto virtual |
| Aceleração lateral | Saída – verificação do comportamento dinâmico do veículo |
| Velocidade de guinada | Saída – verificação do comportamento dinâmico do veículo |
| Ângulo de rolagem | Saída – verificação do comportamento dinâmico do veículo |

Fonte: elaborado pelo autor

Tendo em mente as medições necessárias, foi possível realizar as definições subsequentes com mais critério.

4.2.2 Definição das provas

Inicialmente foi definido que as provas devem ter poucas restrições para o piloto de forma a colaborar com o objetivo do trabalho. Entretanto algumas definições tiveram que ser feitas devido os dados de veículo e pista disponíveis.

Devido aos poucos dados referentes ao relevo que poderiam ser levantados da pista, os testes que foram realizados no veículo tiveram que ser executados em uma pista plana e lisa e durante os testes o piloto evitou utilizar as saliências encontradas na pista, como as “zebras” localizadas nas bordas da pista.

Outra restrição ficou a cargo da aceleração lateral máxima de contorno das curvas. Foram feitas três sessões de provas, cada qual com uma velocidade média pré-estabelecida de forma que o piloto não tivesse que se preocupar com a aceleração lateral que estaria alcançando. Desse modo foi possível avaliar o resultado da correlação em três situações dinâmicas distintas de acordo com a Tabela 2. As provas por fim foram simplesmente definidas como três voltas na parte plana do circuito obedecendo somente a velocidade média de contorno das curvas.

Tabela 2 – definição das provas

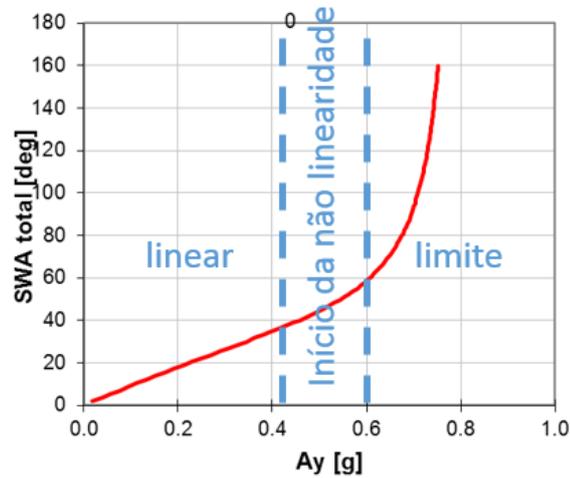
| | Comportamento esperado em função do ângulo volante | Aceleração Lateral Máxima | Velocidade Média |
|----------------|---|----------------------------------|-------------------------|
| Etapa 1 | Linear | 0.40 G | 45 km/h |
| Etapa 2 | Início da não-linearidade | 0.60 G | 55 km/h |
| Etapa 3 | Limite | Limite | Livre |

Fonte: elaborado pelo autor

As três situações dinâmicas mencionadas têm relação com o comportamento observado na aceleração lateral resultante de uma manobra de *slow ramp steer*. Como mencionado anteriormente, a manobra prevê uma mudança contínua e lenta do ângulo de volante imposto enquanto o veículo trafega a uma velocidade constante em um pavimento asfaltado liso e de atrito controlado. O resultado é uma avaliação do comportamento quase-estático do veículo em uma determinada velocidade, conforme pode ser visto na Figura 18 que mostra a curva de aceleração lateral por ângulo resultante dessa manobra. Nela também foram definidos três

faixas onde a resposta de aceleração lateral se altera de forma distinta.

Figura 18 – Comportamento da aceleração lateral na manobra de *Slow Ramp Steer*.



Fonte: elaborado pelo autor

Destas três formas de comportamento diverso vieram a divisão das provas em três etapas.

A primeira etapa teve como o objetivo verificar a correlação onde o comportamento do veículo é praticamente linear, ou seja, onde a aceleração lateral seja diretamente proporcional ao ângulo de volante imposto. Nesta fase esperava-se obter resultados mais fáceis de serem interpretados e por consequência uma melhor correlação com o modelo virtual simplificado.

Na segunda etapa pretendeu-se avaliar o comportamento no início da não-linearidade de resposta, onde os ângulos de deriva dos pneumáticos começam a ter uma influência maior nos resultados, bem como a saturação de alguns componentes elásticos.

Na última parte da prova, etapa 3, não foi definida uma velocidade média ou limite de aceleração lateral pois a intenção neste caso foi avaliar o comportamento do veículo ao limite e verificar a correlação dos resultados na situação mais complexa do ponto de vista dinâmico, onde os ângulos de deriva são maiores e a análise virtual fica mais dependente das propriedades dos pneumáticos. Além disso alguns componentes elásticos como batentes de suspensão e buchas passam a ter influência considerável no *handling* do veículo.

4.2.3 Definição do veículo

A escolha do veículo foi feita levando-se em conta a disponibilidade deste no momento do início do projeto, aproveitando as janelas entre outras provas previstas e a instrumentação

necessária. O veículo também deveria ser um modelo de produção por não estar em processo de alteração das suas características fundamentais como peso, arquitetura, parâmetros de direção e suspensão por exemplo. Por fim foi considerado escolher um veículo da base de dados cujo modelo ADAMS já teria sido previamente validado pois não foi intuito deste trabalho mostrar com detalhe este processo.

Dessa forma foi escolhido um veículo que foi utilizado como uma das referências em um novo projeto da FCA cujas características principais estão descritas na Tabela 3 abaixo. Um veículo FCA de referência para novos projetos usualmente obedece às premissas citadas anteriormente.

Tabela 3 – principais características do veículo

| | |
|--|--|
| Peso total | 1680 kg |
| Distribuição de peso p/ dianteira | 59 % |
| Distribuição de peso p/ traseira | 41 % |
| Entre-eixos | 3100 mm |
| Bitola | 1535 mm |
| Suspensão dianteira | McPherson |
| Suspensão traseira | Bilink |
| Direção | Pinhão-cremalheira assistida eletricamente |
| Tração | Dianteira |
| Motorização | 2.0 Diesel 150 CV |
| Freio | Disco na dianteira Tambor na traseira |
| Transmissão | Manual de 5 marchas |

Fonte: elaborado pelo autor

A correlação previa do veículo escolhido foi realizada utilizando três manobras padronizadas descritas na Tabela 4. O procedimento, conforme mencionado anteriormente, faz parte da metodologia adotada pela FCA LATAM para análises dinâmicas virtuais, elaborada pelo CRF (*Centro Ricerche FIAT*) e utilizada para correlacionar resultados da dinâmica veicular obtida a cálculo utilizando modelos virtuais construídos em software de análise em multi-corpos, usualmente ADAMS, com os resultados obtidos em áreas de testes, conhecidas por

VDAs (*vehicle dynamics area*), que são basicamente grandes áreas de asfalto controlado onde as manobras de correlação podem ser feitas. Estas manobras são definidas através da velocidade e uma função temporal do ângulo de volante de modo a garantir sua repetibilidade. A coerência dos sinais de entrada das provas experimentais é avaliada para determinar se as manobras podem ser utilizadas no procedimento, CRF (2007).

Tabela 4 – manobras para correlação

| Manobra | Descrição |
|-----------------------|--|
| Slow Ramp Steering | Esterçamento contínuo da direção (10°/s) em velocidade longitudinal constante de 100 km/h |
| Sweep Frequency 0.3 G | Varredura de frequência de esterçamento sinusoidal da direção em velocidade constante de 80 km/h com amplitude de volante constante equivalente a 0,3 G de aceleração lateral. |
| Sweep Frequency 0.5 G | Varredura de frequência de esterçamento sinusoidal da direção em velocidade constante de 80 km/h com amplitude de volante constante equivalente a 0,5 G de aceleração lateral. |

Fonte: elaborado pelo autor

Nestas manobras são medidos e comparados os principais sinais que descrevem a dinâmica lateral do veículo como o ângulo de volante imposto, a velocidade longitudinal, a aceleração lateral, a velocidade de guinada, o ângulo de rolamento da carroceria e o ângulo de deriva do veículo. Outros parâmetros são encontrados indiretamente através das funções mencionadas previamente como os ângulos de deriva do eixo dianteiro e traseiro e a rigidez de rolamento.

Entretanto estas manobras não correlacionam o comportamento longitudinal do veículo em função da aceleração e frenagem, ficando este dependente da correta caracterização dos subsistemas de freio, do motopropulsor e da transmissão, que são descritos no software de análise em tempo real através dos parâmetros descritos na Tabela 5 abaixo. Desta forma não foi prevista para este trabalho nenhuma prova de correlação longitudinal.

Tabela 5 – alguns parâmetros para definição dos subsistemas de freio, motopropulsor e transmissão

| | |
|---------------|--|
| Freio | Atrito entre os componentes |
| | Raio médio efetivo de aplicação do freio |
| | Repartição de frenagem de entre eixos |
| Motopropulsor | Curva de torque x rotação |
| | Curva de freio motor x rotação |
| Transmissão | Redução das marchas |
| | Redução do diferencial |
| | Distribuição de torque entre os eixos |
| | Eficiência do sistema |

Fonte: elaborado pelo autor

4.2.4 Definição da pista

A pista de testes escolhida foi o Mega Space. Localizada na Avenida das Indústrias, 3000 - Dist. Industrial II em Santa Luzia, o Mega Space tem relativamente fácil acesso e disponibilidade para realização de provas e também possui uma boa qualidade e uniformidade de asfalto, além de ter um trecho plano suficiente para definição de um traçado essencialmente a ser utilizado no trabalho. Essas características são importantes na realização do trabalho dado que não foi prevista a digitalização da pista que seria necessária para realização das análises virtuais no caso de alterações de altura e variações significantes na superfície da pista e na qualidade do asfalto. Com um trecho plano suficiente para a definição de um circuito e com a recomendação que foi feita ao piloto de não usar “zebras” e trechos fora das bordas da pista, a análise virtual feita em um plano infinito seria equivalente. Abaixo a Figura 19 mostra o trecho da pista utilizado nas provas.

Figura 19 – foto da pista de testes (Mega Space)



Fonte: Google Maps, 2016

4.2.5 Definição dos equipamentos

Os equipamentos que foram utilizados no trabalho foram disponibilizados pela FCA LATAM e são os mesmos utilizados em outras atividades de correlação, como aquelas estabelecidas na metodologia elaborada pelo CRF, mencionada anteriormente no item 4.1, de forma que suas saídas são conhecidas e de fácil leitura.

O principal equipamento foi o DEWETRON 2010 que se trata de um sistema portátil de aquisição de dados capaz de coletar dados de até 16 canais com isolamento e até 256 canais utilizando placas de expansão (DEWE-2010 manual, 2006). A Figura 20 mostra algumas características técnicas do sistema que justificam sua utilização para testes automotivos, em especial vale destacar as altas faixas de temperatura e humidade de trabalho, podendo ser utilizado em praticamente qualquer situação climática, e as amplitudes de trabalho compatíveis com aquisições de *handling*.

Figura 20 – especificações técnicas DEWETRON 2010

| DEWE-2010 | |
|-------------------------|---|
| Power supply: | <input type="checkbox"/> 300 W AC power supply 'FSP300-601U' <input checked="" type="checkbox"/> AC/DC multi power supply 'NET-202 + Accu' for details see next pages |
| Operating temperature: | -5 °C to 50 °C (standard) |
| Storage temperature: | -20 °C to +70 °C |
| Humidity (operating): | 10 % to 80 %, non condensing 5 % to 95 %, rel. humidity |
| Vibration: | MIL-STD 810F 514.5 procedure I operating test procedure frequency range: 5 to 200 to 5 Hz; 5 x 12 min each direction displacement amplitude ± 3.5 mm (5 to 8.45 Hz) acceleration amplitude 1 g (8.45 to 92 Hz) displacement amplitude 92 to 113 Hz: ± 0.029 mm acceleration amplitude 1.5 g (113 to 200 Hz) |
| Shock: | MIL-STD 810F 516.5 procedure I non operating test procedure $\frac{1}{2}$ sinus 11 ms 10 g, 3 shocks positive, 3 shocks negative |
| Dimensions (W x H x D): | approx. 410 x 288 x 205 mm (16.1 x 11.3 x 8.1 in.) |
| Weight: | typ. 9.5 kg (19 lbs), depending on configuration |

Fonte: DEWE-2010 manual, 2006

Entretanto, sendo somente um sistema de aquisição de dados, junto ao DEWETRON são utilizados alguns equipamentos que possuem os sensores necessários para realizar as medições.

O primeiro deles conhecido como CORREVIT é responsável pelas medições de velocidade e ângulo de deriva do veículo. O equipamento 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 permite a contagem confiável dos períodos no sinal, o que revela a distância percorrida pelo sensor na superfície de observação. A velocidade pode ser obtida através da derivação desse sinal.

Também foi utilizado um volante especial acoplado a um sensor capaz de medir o ângulo de esterçamento imposto pelo piloto equipado com um adaptador para conexão ao eixo do volante.

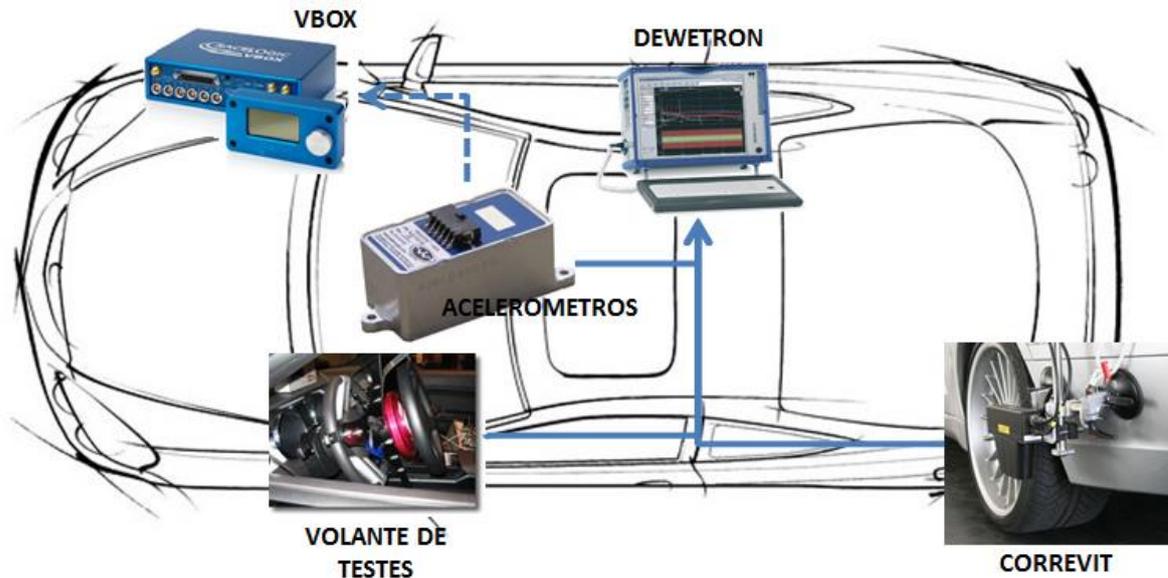
O terceiro equipamento de medição é composto pelos acelerômetros inerciais capazes de medir as acelerações laterais e longitudinais e as velocidades angulares de guinada e rolamento. Através da combinação das respostas de acelerações e velocidades são obtidos também os ângulos de rolagem e arfagem da carroceria.

Os três equipamentos acima serão conectados ao DEWETRON e seus sinais de saída podem ser utilizados no cálculo de outras medidas além de poderem ser calibrados de acordo

com o procedimento recomendado pelo CRF.

Além destes equipamentos, foi utilizado o VBOX principalmente devido a disponibilidade dos sinais de GPS presentes nesse equipamento, as quais foram essenciais para esse trabalho. A Figura 21 mostra o diagrama de conexão destes equipamentos.

Figura 21 – diagrama de montagem dos equipamentos no veículo



Fonte: elaborado pelo autor

Foi utilizado no trabalho o VBOX 3i *Dual Antenna* que é capaz de usar o sinal de GPS para medir velocidade e os ângulos de deriva a uma frequência de aquisição de 100 Hz (VBOX 3i Dual Antena Manual, 2015). Embora os recursos do equipamento sejam vastos, suas características técnicas que foram observadas para o objetivo do trabalho têm relação apenas com o GPS. Entretanto, além da latitude e longitude coletadas a 100 Hz, serão coletados e comparados os sinais de velocidade e a aceleração lateral a fim de alinhar temporalmente a cadeia de aquisição do VBOX com aquela obtida pelo DEWETRON. Esse procedimento será visto em detalhe mais à frente.

A maior parte dos sinais de saída dos equipamentos serviram de referência para comparação e verificação da correlação do modelo, entretanto os canais relativos a velocidade e posição (latitude e longitude do GPS), fizeram parte das entradas do modelo, definindo a trajetória e o perfil de velocidade a serem seguidos pelo piloto virtual.

4.2.6 Definição dos softwares

A escolha dos softwares utilizados para análise dinâmica, ADAMS Car e VI-CarRealTime, foi motivada principalmente pela disponibilidade, facilidade de operação devido a treinamento realizado previamente e adequação dos programas às necessidades do trabalho.

O ADAMS Car faz parte do pacote de softwares de análise de sistemas dinâmicos em multi-corpos MSC ADAMS. Seria a mais conhecida ferramenta de análise de sistemas dinâmicos (ADAMS, 2016). Equipado com os compiladores numéricos FORTRAN e C++ o ADAMS Car oferece um ambiente diretamente voltado à análise dinâmica automotiva para estudo do comportamento dinâmico de subsistemas automotivos, como suspensão, direção, sistema motopropulsor, etc e também do veículo completo. A existência de *templates* das mais conhecidas variedades de subsistemas, manobras pré-estabelecidas e o reconhecimento dos parâmetros de controle mais comuns para análises dinâmicas veiculares facilita muito o trabalho de criação e análise de modelos.

Sobre a plataforma ADAMS Car foi utilizado o SHARC, desenvolvido pelo CRF (*Centro Ricerche FIAT*) a fim de ser uma adequação da interface original do programa de análise dinâmica automotiva para a realidade das normas FCA. O SHARC conta com uma série de outros recursos, como *templates* mais completos e vários outros parâmetros de controle, a fim de padronizar e tornar mais fácil a análise dinâmica de sistemas automotivos.

A versão do ADAMS Car utilizada no trabalho foi a 2013 e do SHARC a versão 8.0, também de 2013.

O VI-CarRealTime é uma das ferramentas do pacote da VI-Grade de análise dinâmica automotiva destinada a reduzir a diferença entre testes físicos e simulações no mundo automotivo. Utilizando modelos multi-corpos criados em ADAMS Car ou dados de análises K&C (*kinematics and compliance tests* ou testes elastocinemáticos) o VI-CarRealTime é capaz de criar modelos que funcionam em tempo real de forma a possibilitar a melhor interação com sistemas de controle através de SiL e HiL. (VI-Grade, 2016). A propriedade de utilizar modelos e conceitos utilizados em ADAMS Car ajuda muito na operação desse software cuja principal vantagem é a simplificação de um modelo multi-corpos que normalmente tem entre quarenta e sessenta corpos rígidos em um sistema de normalmente cinco corpos: quatro rodas e uma carroceria. A interação entre as rodas e a carroceria é descrita através de curvas elastocinemáticas que inter-relacionam os deslocamentos relativos à carroceria e ao ângulo volante com cargas nas rodas. Da mesma forma que no ADAMS Car, o modelo do veículo é descrito em subsistemas de pneus, suspensões, direção, freios, motopropulsor, transmissão e

carroceria de forma a facilitar a alteração de algumas características destes subsistemas.

A escolha do VI-CarRealTime também se deveu ao fato que o mesmo modelo convertido pode ser usado em um simulador de direção, utilizando o conceito de *Driver in the Loop*, DiL, de forma que um piloto real pudesse fazer os testes normalmente realizados somente com o veículo físico. Essa propriedade do software completa os requisitos necessários para o cumprimento dos objetivos.

No trabalho foi utilizada a versão 14 do VI-CarRealTime de 2013.

Embora estes foram os principais softwares utilizados durante as análises virtuais, é importante também mencionar o WHands, utilizado no pós-processamento das provas experimentais. O WHands ajuda na compilação e formatação dos dados de saída obtidos no DEWETRON de forma a facilitar a compreensão dos sinais de parâmetros necessários a análise da dinâmica veicular. A padronização dos dados pós-processados de pista viabiliza a comparação com os resultados obtidos em análise virtual (CRF, 2007).

O WHands também é uma ferramenta criada pelo CRF e foi utilizada no trabalho a versão 19.

4.3 Execução

A segunda etapa do trabalho foi a execução das provas em pista e as análises virtuais conforme definido previamente.

4.3.1 Correlação do modelo ADAMS

Conforme definido anteriormente, o modelo utilizado foi previamente correlacionado de forma a evitar conclusões errôneas posteriores.

Assim, seguindo a metodologia definida pelo CRF para correlacionar um modelo multi-corpos de um veículo segundo sua dinâmica lateral, foram realizadas três manobras em ambiente virtual de maneira tal que sejam equivalentes às realizadas em pista de teste.

As manobras são aquelas descritas na Tabela 4 e por tanto padronizadas utilizando o ângulo de volante imposto e a velocidade de realização da prova.

Para as manobras físicas, o piloto de testes seguiu o procedimento conforme descrito em norma FCA de forma que seu desempenho será avaliado pelo software de pós-processamento de manobras WHANDS afim de encontrar um grau de coerência de cada manobra acima de 95%. Os dados das manobras foram coletados utilizando os equipamentos

já descritos no item 4.2.5, com exceção do VBOX.

Antes da realização das manobras virtuais, foi necessário verificar a correlação do modelo segundo seus principais parâmetros estáticos como peso, altura do centro de massa, altura de suspensão, pneus, massas não-suspensa e alguns parâmetros de componentes como molas, amortecedores e barras estabilizadoras. Estes dados foram comparados em condição de prova, ou seja, com os equipamentos e o motorista nas posições em que estavam durante os testes físicos.

As manobras virtuais foram realizadas utilizando o ADAMS Car e o SHARC, já padronizadas seguindo o procedimento de norma. O andamento da manobra foi avaliado antes do pós-processamento a fim de verificar problemas na análise.

Ambos os resultados, das manobras físicas e virtuais, foram pós-processados pelo WHANDS e os resultados comparados em forma de gráficos e os resultados serão apresentados no item 5.1.1.

4.3.2 Conversão e validação do modelo VI-CarRealTime

Para dar continuidade ao trabalho no que ele se propõe, foi necessário converter o modelo construído e validado em ADAMS Car para um software capaz de rodar a análise em tempo real. Como mencionado anteriormente o VI-CarRealTime foi escolhido por dois principais motivos: (a) pela facilidade de conversão dos modelos ADAMS Car e a similaridade com os conceitos deste e; (b) pelo fato que, convertido o modelo este já estaria apto a ser usado em uma plataforma de simulação de direção.

A conversão do modelo foi feita utilizando uma ferramenta interna do VI-CarRealTime dentro do próprio ambiente ADAMS Car, onde foram convertidas separadamente as suspensões, sendo a direção incluída no modelo da suspensão dianteira. Internamente são realizadas diversas análises elastocinemáticas com o propósito de correlacionar os movimentos nos seis graus de liberdade de cada roda a cargas aplicadas nestas e ao giro do volante. A lista das análises realizadas pode ser vista na Tabela 6. Dessa forma são criadas várias curvas, como por exemplo a variação de convergência (*Toe*) obtida pela aplicação de força longitudinal de frenagem (FX) pelo curso da suspensão (*Jounce*) vistas na Figura 22, que relacionam estas variáveis de maneira que não sejam mais necessários os modelos de corpo rígido dos componentes da suspensão como bandejas, braços, montantes, amortecedores, batentes e molas. Estes últimos, entretanto, são reconstruídos no VI-CarRealTime utilizando a mesma lógica da suspensão, de forma que suas propriedades possam ser alteradas posteriormente se necessário.

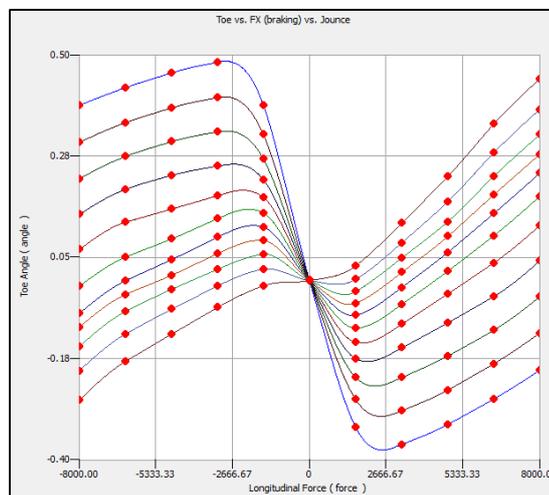
Tabela 6 – análises realizadas durante a conversão em modelo VI-CarRealTime

| Análises elastocinemáticas | Descrição |
|----------------------------|---|
| Parallel Wheel Travel | Deslocamento das rodas ao longo do curso de suspensão de forma simétrica. |
| Opposite Wheel Travel | Deslocamento das rodas ao longo do curso de suspensão de forma assimétrica. |
| Lateral Compliance | Aplicação de carga lateral no ponto de contato das rodas com o solo. |
| Braking Compliance | Aplicação de carga longitudinal de frenagem nas rodas. |
| Acceleration Compliance | Aplicação de carga longitudinal de aceleração nas rodas. |
| Align Torque Compliance | Aplicação de torque auto-alinhante nas rodas. |
| Steering Analysis | Análise de esterçamento das rodas. (Apenas no eixo dianteiro) |

Fonte: elaborado pelo autor

Para o restante dos componentes também foi utilizada a ferramenta de conversão interna embora o processo seja diferente. Basicamente o software reescreveu os parâmetros utilizados em ADAMS Car em formato utilizado pelo VI-CarRealTime sendo os componentes de subsistemas suprimidos, como os do motopropulsor e transmissão, o qual foi substituído pelas curvas de torque por rotação, relações de marchas e outros parâmetros necessários a caracterizar o comportamento do motor e transmissão convertidos.

Figura 22 – exemplo de resultado da conversão do modelo correlacionando a variação de convergência a carga de frenagem durante o curso da suspensão



Fonte: elaborado pelo autor.

Após realizada a conversão, foram necessárias algumas correções devido às considerações feitas pelo software como por exemplo o peso da carroceria que desconsidera, caso modelado, o peso do motor e outros componentes que compõe a massa suspensa do veículo. Também deverá ser ajustado o centro de gravidade e inércias do veículo em função destas considerações.

Feitos os ajustes, foram realizadas manobras com o modelo convertido em VI-CarRealTime a fim de validar o modelo. Foram analisadas duas manobras com os mesmos parâmetros de entrada, que correspondem a variações do ângulo de volante durante um tempo, nos modelos em ADAMS Car e VI-CarRealTime e os resultados comparados entre si.

As manobras utilizadas foram *Slow Ramp Steering*, descrita anteriormente e *ATI reversed steering*, que consiste basicamente em duas rampas de esterçamento opostas e é utilizada para conhecer o comportamento dinâmico, sobretudo o risco de capotamento, em situações críticas e extremamente dinâmicas (AUTOMOTIVE TESTING, 2010). Pela similaridade de conceitos, o mesmo arquivo de entrada de dados utilizado no ADAMS necessário para realizar uma prova pôde ser utilizado no VI-CarRealTime sem qualquer alteração.

Os resultados dessa atividade serão mostrados no item 5.1.2.

Entretanto, conforme o objetivo do trabalho, uma análise mais minuciosa de correlação foi feita com a mesma ótica, porém utilizando os dados colhidos em pista, usando os dados de trajetória e velocidade como parâmetros de entrada para a simulação, conforme será descrito nos itens a seguir.

4.3.3 Testes em pista

Os testes físicos foram realizados na pista do Mega Space com a ajuda de um piloto profissional e da equipe do departamento de experimentação da FCA LATAM que disponibilizou e realizou a montagem dos equipamentos de medição.

Foram utilizados nas provas o veículo e os instrumentos de aquisição mencionados anteriormente. O veículo foi instrumentado segundo procedimento interno criado pelo CRF de medição de veículo para avaliação de *handling*. Na Figura 23 é possível ver como foram posicionados alguns dos sensores e a montagem do volante específico cujo ângulo também é medido e analisado pelos equipamentos. Para este trabalho também foram montados dois sensores de curso, um em cada amortecedor traseiro cuja função será explicada posteriormente.

Figura 23 – exemplo de posicionamento da instrumentação no veículo



Fonte: FCA LATAM

Após instrumentado o veículo teve seus parâmetros controlados e arquivados e isto incluiu o alinhamento das rodas, calibração da pressão nos pneus, medição de peso por rodas, altura do centro de gravidade, altura do raio estático dos pneus sempre com o piloto no banco do motorista.

O veículo então foi levado à pista e antes de iniciar os testes foram feitas provas de calibração dos sensores e aquecimento dos pneus e freios. Em seguida o piloto realizou as três etapas da prova segundo a Tabela 2 no item de definição de provas. Ao fim de cada etapa o veículo era parado por alguns minutos para criação do arquivo de dados. A Figura 24 mostra um veículo de testes durante a realização das provas.

Figura 24 – foto de um veículo em situação similar de testes



Fonte: FCA LATAM

Alguns parâmetros tiveram que ser medidos repetidamente nos dois equipamentos, DEWETRON e VBOX, para facilitar o alinhamento da base de tempo utilizada pois devido a diferença e limitação dos equipamentos a informação do canal de tempo foi diferente entre eles.

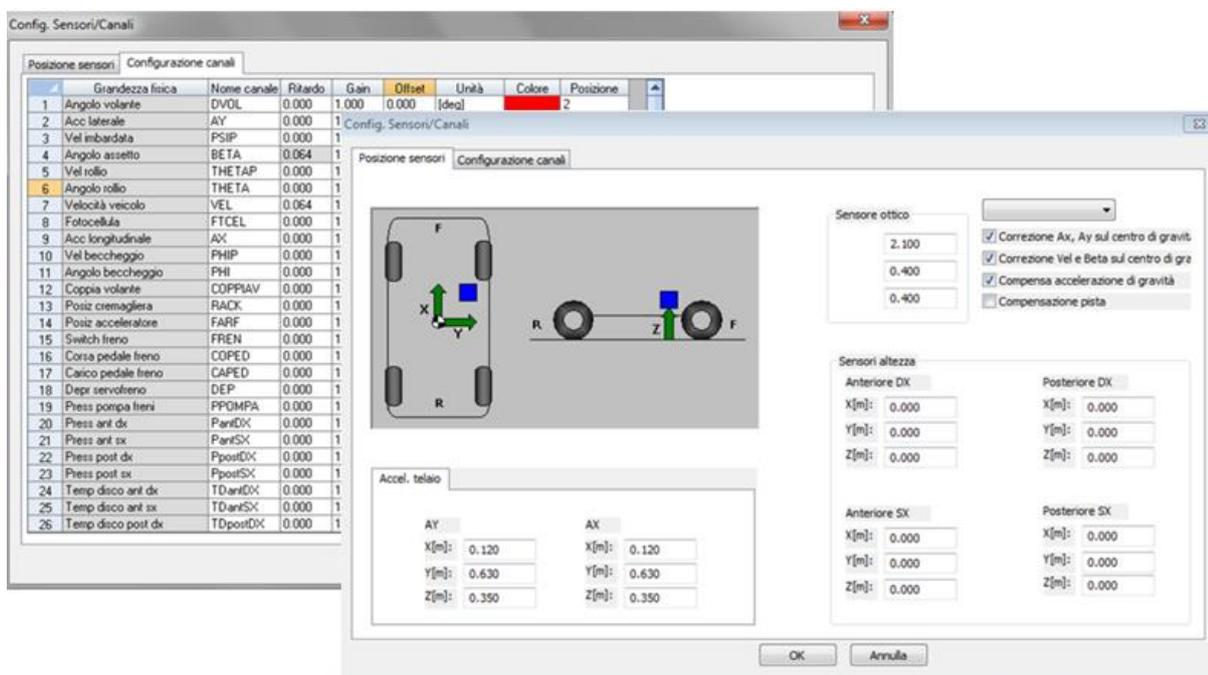
4.3.4 Compilação dos dados coletados

Nesta fase da execução do trabalho os dados adquiridos das provas foram separados em canais de entrada e saída. Os primeiros foram preparados para servirem de entrada das análises virtuais no VI-CarRealTime e os canais de saída para serem lidos pelo software de pós-processamento e foram utilizados na verificação da correlação entre os parâmetros de dinâmica veicular obtidos em pista e os obtidos na análise virtual.

Antes foi preciso pós-processar os arquivos gerados pelos dois equipamentos em um formato padrão que possa ser lido por um mesmo software de tratamento de dados e colocados na mesma base de tempo.

Os sinais coletados pelo DEWETRON foram pós-processados pelo WHands. Para o correto processamento dos canais, foi necessário informar ao software a descrição de cada canal, os dados do veículo e a posição dos sensores relativas ao centro de gravidade. A Figura 25 mostra como alguns destes parâmetros foram inseridos no WHands.

Figura 25 – entrada de parâmetros necessários ao pós-processamento no WHands



Fonte: CRF - Manuale WHands, 2013

Foi criado então um arquivo de saída do pós-processamento de manobra genérica em código ASC2 de forma a facilitar a leitura e união ao arquivo de saída gerado pelo VBOX, que tem como saída arquivos binários, mas de fácil interpretação em softwares genéricos de

tratamento de sinais. No trabalho foi utilizado o CATMAN e exportado também em um arquivo ASC2. Dessa forma foi possível tratar os sinais em uma mesma base de tempo.

Para a criação dos sinais de entrada ainda foi necessário converter a trajetória descrita em latitude e longitude para o formato cartesiano. O método de conversão a ser aplicado consiste no abordado por Vicenty (1975) que utiliza cálculos geodésicos e o elipsoide de referência da Terra na transformação das coordenadas. Para tanto serão utilizados os dados coletados de GPS no tempo e transferidos num formato apropriado para leitura em um software dedicado a criação de trajetórias em GPS. No caso será utilizado o GPS Trackmaker que é capaz de fazer a conversão dos dados de trajetória conforme descrito anteriormente de forma que ao fim do processo os dados estarão em metros e poderão ser utilizados no VI-CarRealTime.

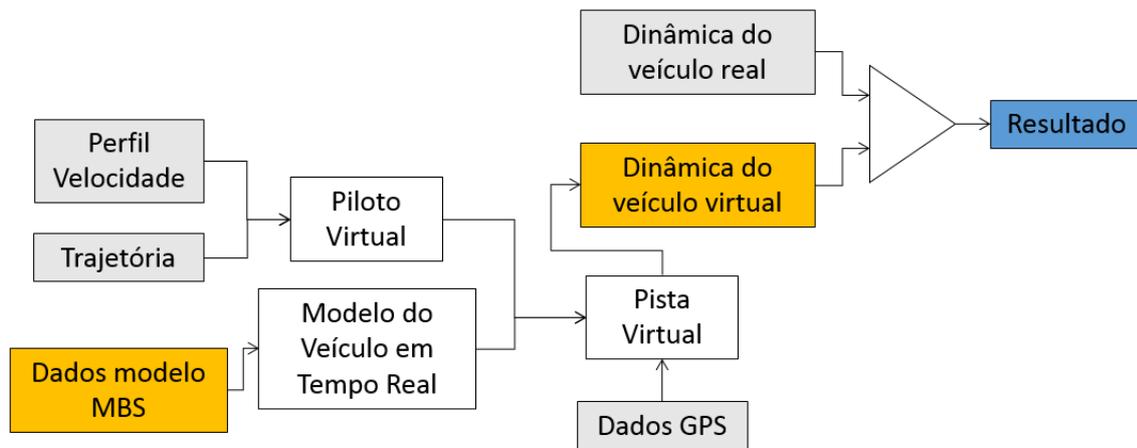
Ao fim dessa etapa, de posse da trajetória em coordenadas cartesianas e do perfil de velocidade, foi possível criar o arquivo de referência para o piloto virtual no VI-CarRealTime e iniciar as análises virtuais no modelo já preparado e validado.

4.3.5 Análises virtuais no modelo em tempo real

O arquivo resultante da compilação dos dados em pista contém os pontos da trajetória de referência relativa ao sistema de coordenadas local e a velocidade relativa a cada ponto da trajetória. O software utiliza uma lógica baseada no controle de erros para atuar sobre as variáveis de entrada do modelo do veículo criado anteriormente: ângulo de volante, acelerador, freio, embreagem e as marchas, para cumprir a trajetória descrita e na velocidade imposta com um erro máximo dado pelo usuário. Como entrada também pode ser dada uma pista, com informações sobre seu relevo em 3D, coeficientes de atrito e irregularidades na qual serão realizadas as análises.

Dessa forma foram obtidos todos os dados necessários para realização das provas virtuais conforme o fluxograma apresentado na Figura 26.

Figura 26 – fluxograma do trabalho



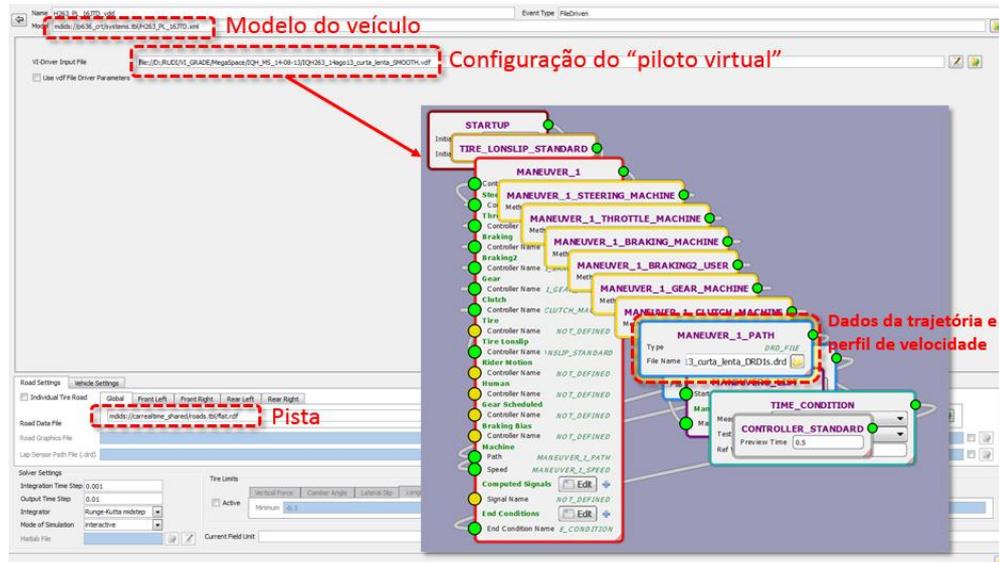
Fonte: elaborado pelo autor

Nesse ponto vale enumerar todas as considerações que foram feitas para realização das análises:

- a) Dinâmica do veículo correlacionada apenas lateralmente;
- b) Modelo simplificado do sistema de freios;
- c) Modelo simplificado do sistema motopropulsor e transmissão;
- d) Desconsiderado modelo 3D da pista virtual dada premissa que as provas foram realizadas em pista suficientemente plana e uniforme;
- e) Considerado coeficiente de atrito uniforme e igual a 1.0;
- f) Desconsiderado controle de tração e ABS no veículo virtual;
- g) Controle simples de troca de marchas e não coletada para verificação dos dados equivalentes no veículo real;
- h) Desconsiderada qualquer variação dos parâmetros com a temperatura;
- i) Parâmetros do piloto virtual na configuração padrão do VI-CarRealTime;

Foram então feitas três análises virtuais de forma similar ao que será feito no veículo real, de acordo com a Tabela 2. Como erro máximo de trajetória foi definido o valor de 500 milímetros e para a pista foi utilizado um plano infinito, liso, com coeficiente de atrito constante e igual a 1.0. A escolha do coeficiente de atrito igual a 1.0 significa considerar que a interação entre pneumático e asfalto será equivalente àquela presente no momento da aquisição dos dados do pneu em *flat track* para confecção do modelo *Magic Formula* (Pacejka, 2002). A Figura 27 mostra a entrada dos dados para a análise virtual no VI-CarRealTime.

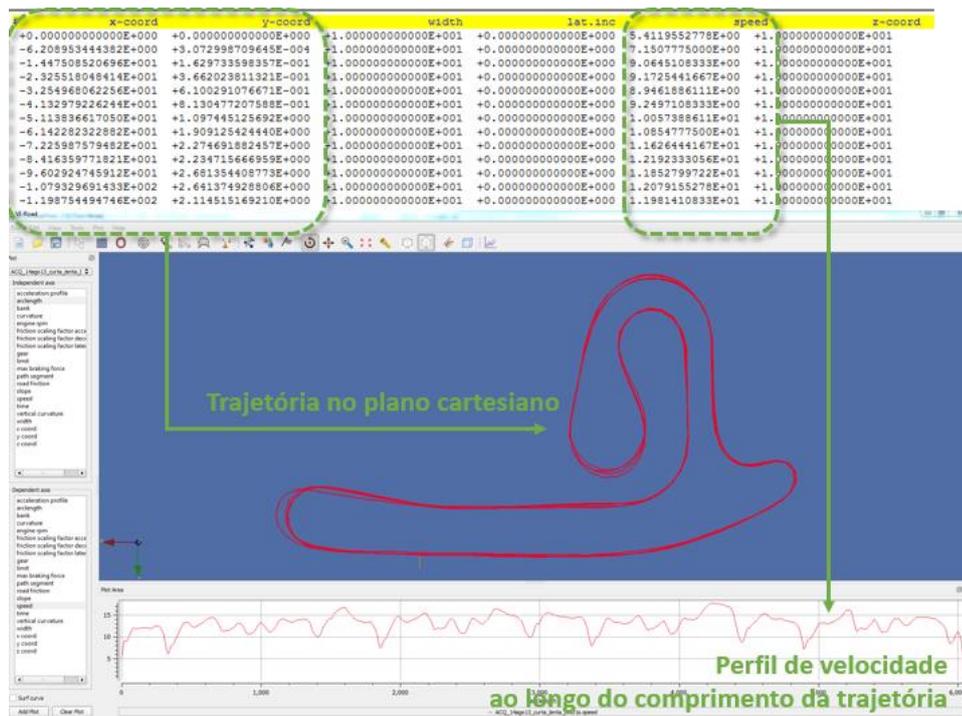
Figura 27 – janela da configuração da análise virtual no VI-CarRealTime



Fonte: elaborado pelo autor

O arquivo “.drd”, foi resultante do processamento dos dados em pista e contém os dados de trajetória e perfil de velocidade que comandarão as ações do piloto virtual nos comandos de esterço, acelerador, freio e câmbio. Na Figura 28 é possível observar o conteúdo do arquivo “.drd” com o auxílio do VI-Road.

Figura 28 – Arquivo “.drd” visualizado no VI-Road



Fonte: elaborado pelo autor

O resultado das análises foram arquivos com os dados relativos a vários parâmetros do modelo do veículo medidos durante a simulação, incluindo todos os dados equivalentes aos coletados nos testes em pista, os quais foram utilizados na verificação da correlação das provas conforme descrito no próximo item.

4.3.6 Pós-processamento e comparação dos resultados

O pós-processamento dos resultados foi feito utilizando a ferramenta correspondente no ADAMS Car. Para tanto os arquivos de resposta obtidos da aquisição dos dados em pista, já convertidos em formato ASC2 como mencionado anteriormente, puderam ser lidos e interpretados na ferramenta de pós-processamento. Já os arquivos resultantes da análise virtual realizada em VI-CarRealTime são abertos diretamente no ADAMS Car sem a necessidade de conversão.

Uma vez os arquivos abertos e prontos para pós-processamento, foram encontradas nos resultados das análises virtuais as variáveis correspondentes às coletadas durante as provas físicas. A lista de variáveis a serem comparadas segue abaixo:

- a) Velocidade longitudinal;
- b) Aceleração lateral;
- c) Ângulo de volante;
- d) Velocidade de guinada;
- e) Ângulo de rolamento;
- f) Curso dos amortecedores traseiros;

Além destas variáveis, também foram avaliados os erros relativos às entradas de velocidade e trajetória nas análises virtuais.

Para análise do erro entre os resultados virtuais e experimentais foi utilizada função de comparação conforme a equação (41) que representa o erro médio quadrático e onde V_i é o i -ésimo valor virtual da série de pontos resultante da simulação, R_i o i -ésimo valor da série de pontos resultante da medição correspondente e N o número total de pontos da série (J. Scott Armstrong, 1992).

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (V_i - R_i)^2}{N}} \quad (41)$$

Serão então mostrados no item 5.2 as curvas relativas a cada parâmetro no domínio do tempo, o resultado da análise de erro e o resultado pontual do erro relativo a trajetória para uma análise mais detalhada sobre a tendência de aparecimento de erros em algum local específico da pista devido às considerações feitas anteriormente.

5 RESULTADOS

Os resultados apresentados a seguir se dividem em resultados preliminares, referentes as fases anteriores da metodologia e necessários para realização dos testes principais, e resultados principais, que dizem respeito a correlação físico-experimental das provas em pista, objetivo principal deste trabalho.

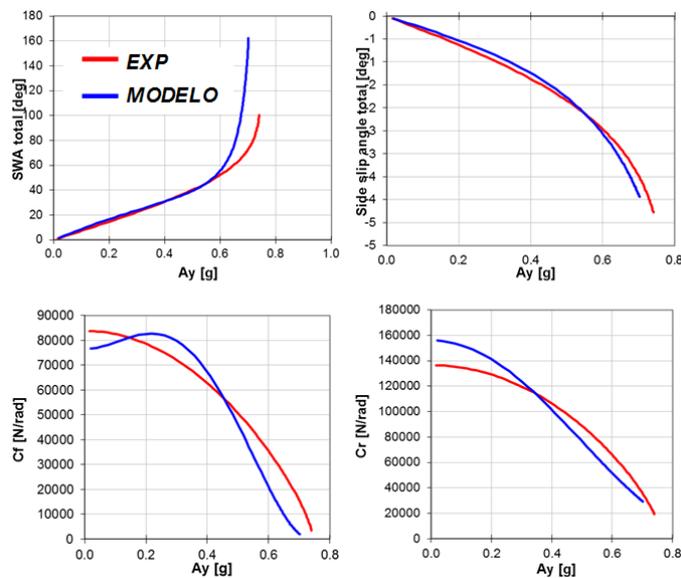
5.1 Resultados preliminares

Os resultados preliminares dizem respeito às correlações iniciais necessárias para dar prosseguimento ao trabalho.

5.1.1 Resultado da correlação do modelo ADAMS

Os resultados apresentados a seguir são frutos da realização das três manobras realizadas de maneira similar em pista de teste e em ambiente virtual, já mencionadas anteriormente na Tabela 4, descritas no item 4.3.1. Na Figura 29 são apresentados os resultados da correlação do ângulo de volante (SWA), ângulo de deriva (*Side Slip Angle*) e a rigidez de deriva do eixo dianteiro (C_f) e do eixo traseiro (C_r) na manobra de *slow ramp steering*. A comparação dos resultados dos parâmetros obtidos em pista (EXP) e à cálculo (MODELO) mostram um nível aceitável de correlação do modelo.

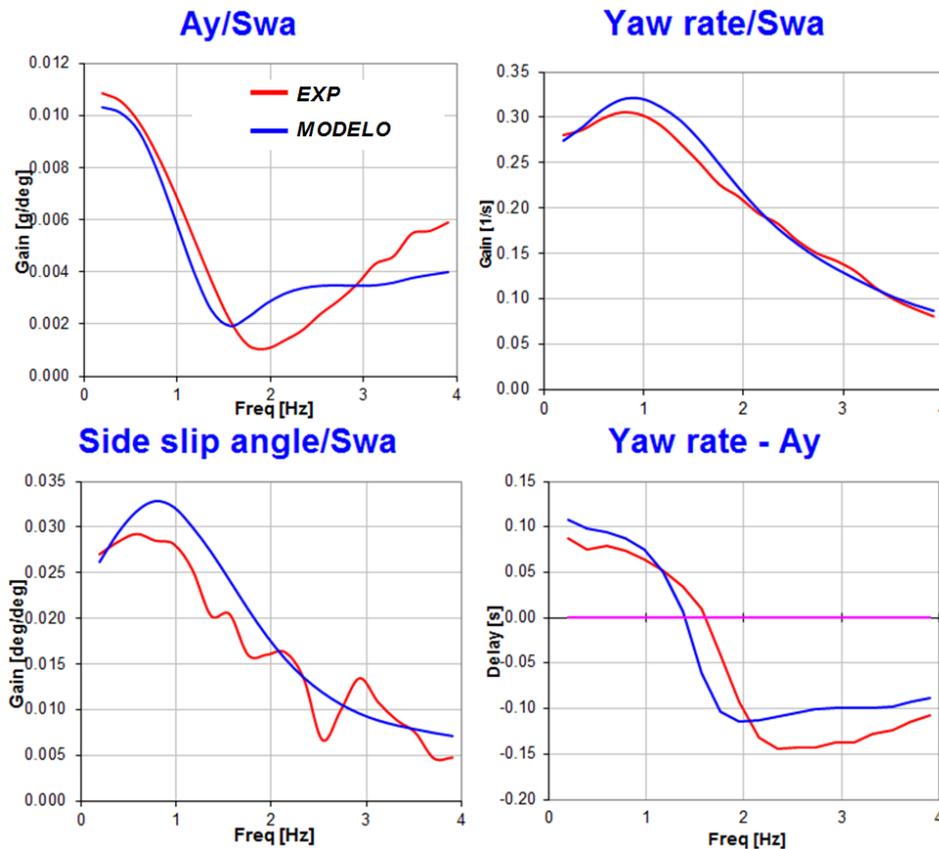
Figura 29 – principais resultados da correlação da manobra *slow ramp steering*



Fonte: elaborado pelo autor

Os próximos resultados apresentam os principais parâmetros a serem avaliados na manobra de *sweep frequency 0.3G*. Por se tratar de uma varredura de frequência estes dados são analisados através da FFT de funções entre as variáveis de interesse e são analisados os ganhos destas em função da frequência da manobra. Simplificando, o resultado pode ser interpretado como a variação que certa variável sofre em função da velocidade em que se esterça o volante de um lado para o outro numa amplitude constante. Em sentido horário a Figura 30 mostra o ganho em função da frequência da razão entre aceleração lateral e ângulo de volante (Ay/SWA), da velocidade de guinada e ângulo de volante (Yaw Rate/SWA), da diferença entre os tempos de resposta da velocidade de guinada e aceleração lateral (Yaw Rate – Ay) e do ângulo de deriva do veículo e ângulo de volante (Side slip angle/SWA).

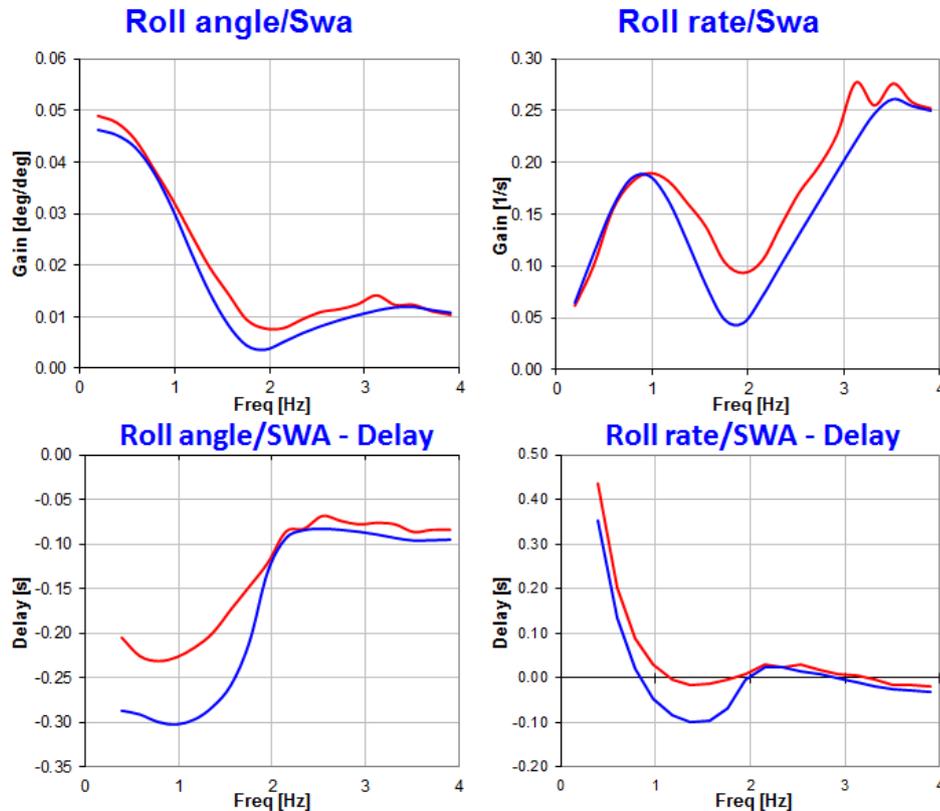
Figura 30 – principais resultados da correlação da manobra *sweep frequency 0.3G*



Fonte: elaborado pelo autor

Similarmente, a Figura 31 mostra o resultado da correlação do ângulo de rolamento (*Roll Angle*) e a variação deste ângulo (*Roll Rate*) em função da frequência de realização da manobra de *sweep frequency 0.5G*. Também aqui é avaliado o atraso existente entre o ângulo de volante imposto pela manobra e a variação no ângulo de rolamento.

Figura 31 – resultado da correlação do rolamento do veículo na manobra de *sweep frequency 0.5G*



Fonte: elaborado pelo autor.

De posse destes resultados, pode-se dizer que o resultado de correlação é suficiente para seguir com o trabalho conforme o planejado de forma a garantir que as conclusões posteriores não sejam afetadas por uma má correlação do modelo do veículo. Lembrando que, como o trabalho será realizado com um modelo derivado deste modelo original feito em ADAMS Car, a conversão do modelo em VI-CarRealTime deverá ser também validada antes de seguir com as análises virtuais.

5.1.2 Resultados da correlação do modelo VI-CarRealTime

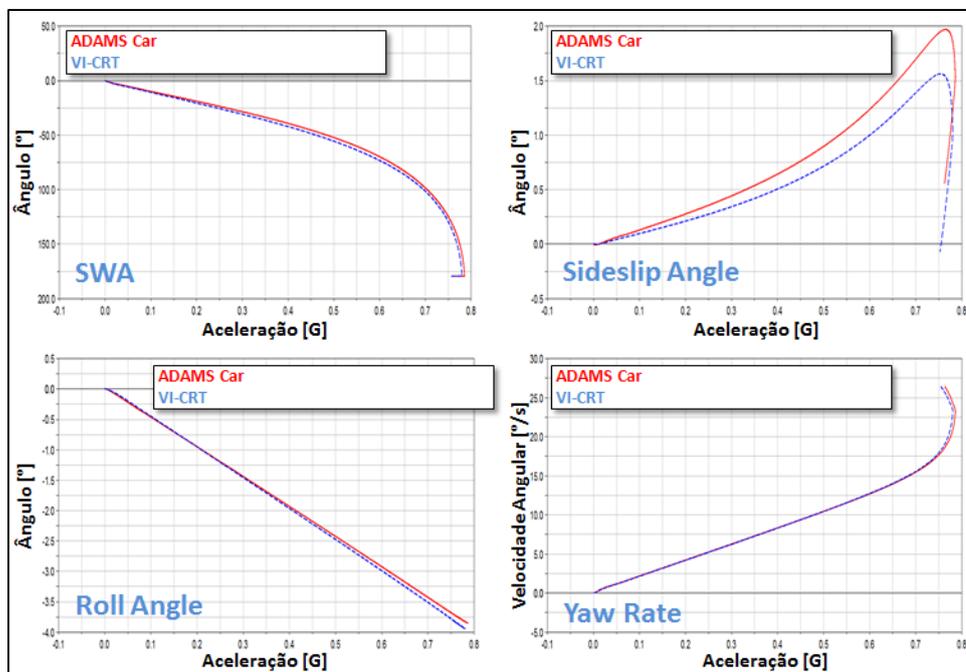
Os resultados apresentados aqui correspondem a atividade de correlação descrita no item 4.3.2, que diz respeito a conversão e validação do modelo para o software de análise em tempo real, VI-CarRealTime.

Para a manobra de *Slow Ramp Steering* foram comparados o ângulo de volante (SWA), o ângulo de deriva (*Sideslip Angle*), o ângulo de rolamento (*Roll Angle*) e velocidade de guinada (*Yaw Rate*) em relação a aceleração lateral (A_y). Este resultado pode ser visto na Figura 32. Na

Figura 33 também são mostrados os resultados da comparação entre os cursos de suspensão (dZ) e as cargas laterais nos eixos (F_y).

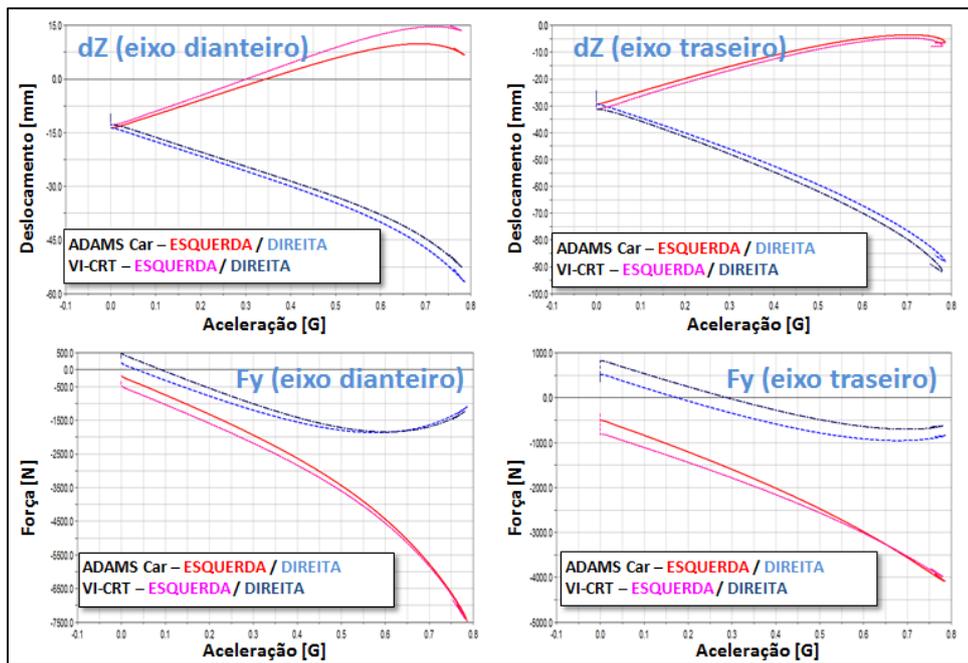
Na segunda manobra, *ATI reversed steer*, foram feitas comparações dos resultados durante a manobra de velocidade longitudinal (V_x), aceleração lateral (A_y), ângulo de deriva (*Sideslip Angle*), ângulo de rolagem da carroceria (*Roll Angle*) e velocidade de guinada (*Yaw Rate*), cujo resultado pode ser visto na Figura 34. Também foram comparados os dados de curso de suspensão (dZ) e cargas verticais (F_z) nos dois eixos que podem ser vistos na Figura 35.

Figura 32 – comparação dos resultados de parâmetros dinâmicos obtidos no VI-CarRealTime e ADAMS Car na manobra de *slow ramp steering*



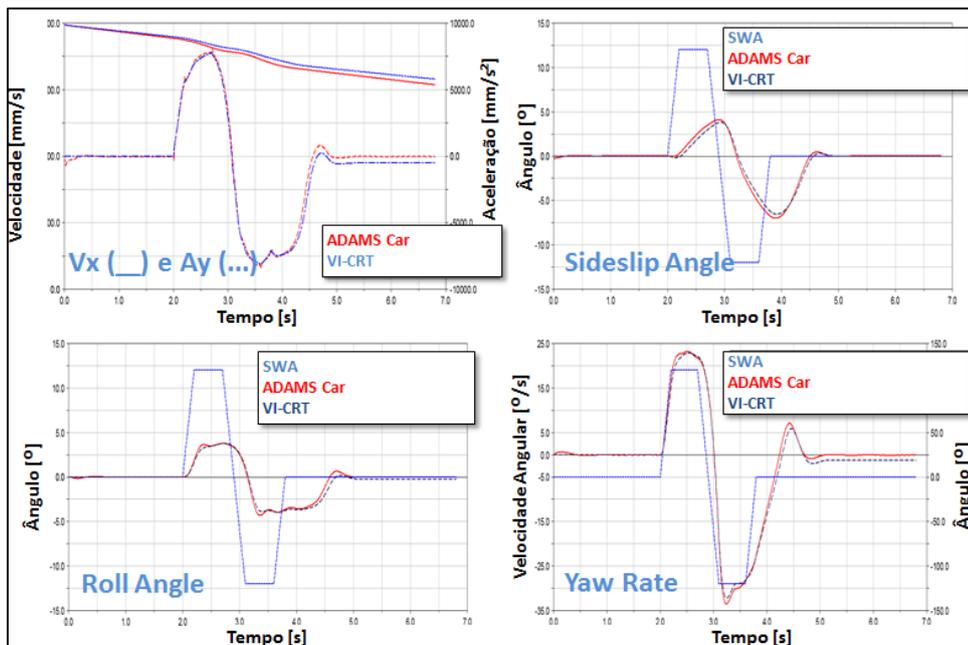
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 33 – comparação dos resultados de parâmetros da suspensão obtidos no VI-CarRealTime e ADAMS Car na manobra de *slow ramp steering*



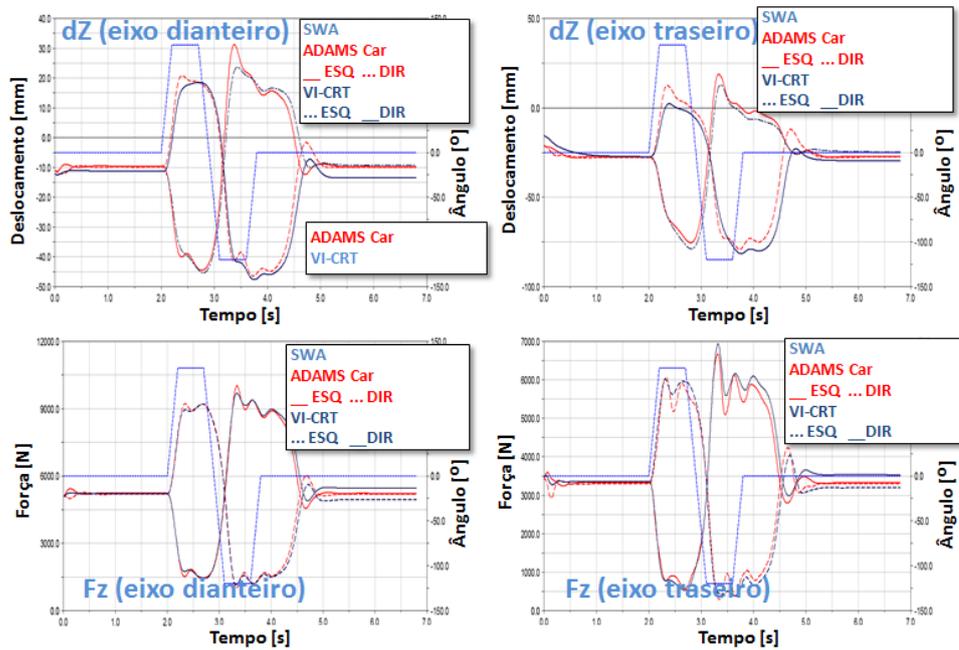
Fonte: elaborado pelo autor

Figura 34 – comparação dos resultados de parâmetros dinâmicos obtidos no VI-CarRealTime e ADAMS Car na manobra de ATI



Fonte: elaborado pelo autor

Figura 35 – comparação dos resultados de parâmetros de suspensão obtidos no VI-CarRealTime e ADAMS Car na manobra de ATI



Fonte: Elaborado pelo autor

Dessa forma pode-se dizer que o modelo convertido para o VI-CarRealTime está validado em relação ao modelo de origem e está apto a ser utilizado em análises em tempo real.

5.1.3 Resultados dos testes no Mega Space

Neste item serão apresentados os resultados dos testes principais, feitos no Mega Space, correspondentes aos itens 4.3.3 e 4.3.4.

Primeiramente tem-se na Figura 36 a ficha preenchida do veículo na condição de prova, isto é, com os equipamentos montados e o piloto sentado no banco do motorista. Estes dados serão utilizados para alimentar o modelo de veículo completo.

Figura 36 – ficha de conferência do veículo de testes

| Generali | | Motore | | Pneumatici | |
|----------------------|---|-------------------------------------|------------|-------------------------|--------------------------|
| Località: | | Alimentazione: | | Marca | Modello |
| Fondo stradale: | | Cilindrata: | | Tipo: | Good Year Cargo Marathon |
| Collaudatore: | | Posizione: | | Misura ant.: | 195/60 R16 |
| Nome progetto: | | Potenza: | | Misura post.: | 195/60 R16 |
| Data: | | Trazione | | Pres. ant.: | 2.7 |
| Nome Richiedente: | | Tipo: | Anteriore | Pres. post.: | 2.7 |
| Gruppo Richiedente: | | Cambio | | Tau | |
| Commissa: | | Tipo: | Manuale | Tau a progetto: | |
| | | N° Rapporti: | 5 | Tau medio: | 15.1 |
| | | Sterzo | | Tau a 30° volante: | |
| Marca | | Asservimento: | Idraulicco | Tau a 60° volante: | |
| Modello: | | Sospensioni | | Tau a 90° volante: | |
| Telaio: | | Anteriore: | MCPerson | Tau a 120° volante: | |
| Segmento: | | Posteriore: | 2Link 1/2 | Inerzia Volante | |
| Versione: | | | | 0 | |
| Tipo: | | | | | |
| Pesi / Misure | | | | | |
| % Ant: | 50 | Larghezza max. vettura | | Carreggiata Ant: 1.525 | |
| Peso asx | 502 | Peso adx | 494 | | |
| | | Distanza baricentro asse anteriore | | | |
| | | Distanza baricentro asse posteriore | | | |
| Peso psx | 522 | Peso pdx | 492 | | |
| Totale: | 2010 | | | Carreggiata Post: 1.545 | |
| Standard: | Pleno + strumentaz. + collaudatore + 300 kg nel cassone | | | | |
| Baricentro | | | | | |
| Sensore | Riferimenti X, Y, Z secondo Whands | X [m] | Y [m] | Z [m] | ritardo [sec] |
| Testa ottica - Post | | -2.456 | 0.035 | 0.350 | 0.050 |
| Piattaforma | | 0.594 | 0.245 | 0.670 | |

Fonte: FCA Laboratorio Misure

Como resultado das medições foram criados três arquivos em cada equipamento de aquisição de dados, totalizando seis arquivos binários a serem pós-processados posteriormente. A Tabela 7 mostra os arquivos que foram criados e seu conteúdo.

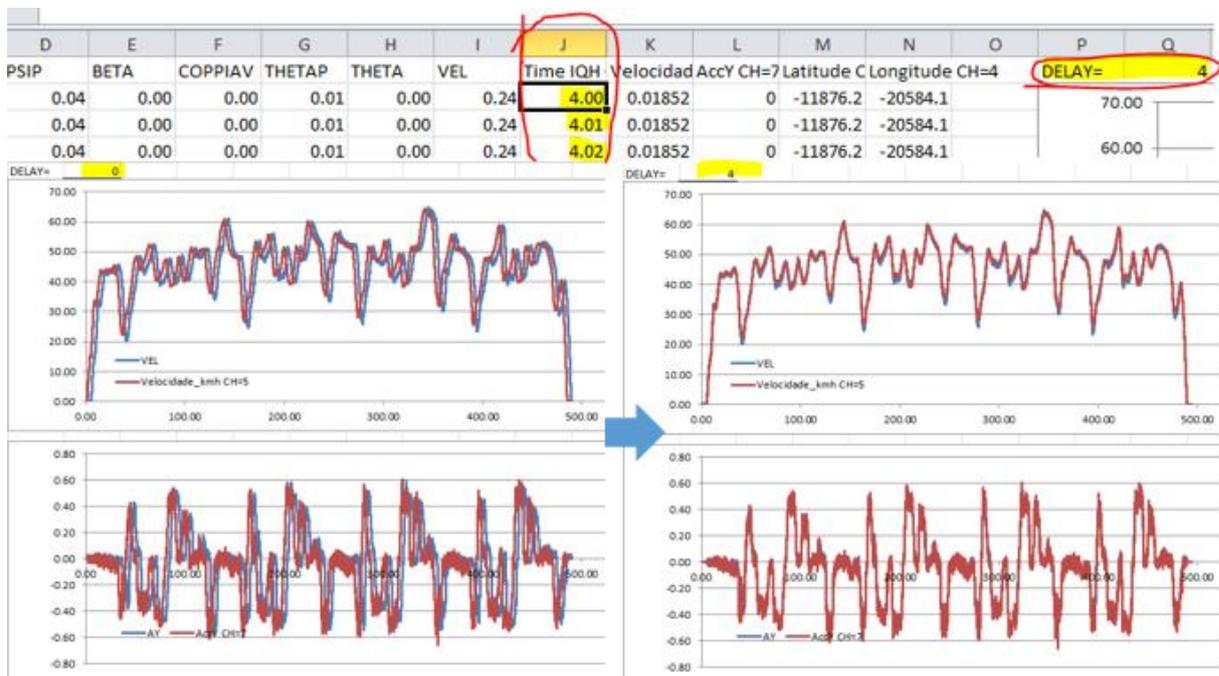
Tabela 7 – arquivos criados ao final das provas em pista

| Arquivo | Etapa | Conteúdo | Equipamento |
|-----------------|-------------------------------|--|-------------|
| DC1_1_04.acq | 1 – Linear | Tempo; | DEWETRON |
| DC1_1_05.acq | 2 – Início da não linearidade | Ângulo de volante; Aceleração lateral; | |
| DC1_1_06.acq | 3 - Limite | Velocidade de guinada; Ângulo de deriva; Ângulo de rolamento; Velocidade longitudinal | |
| 3_voltas_01.bin | 1 – Linear | Tempo; | VBOX |
| 3_voltas_02.bin | 2 – Início da não linearidade | Latitude e longitude; Aceleração lateral; | |
| 3_voltas_03.bin | 3 - Limite | Aceleração longitudinal; Velocidade longitudinal; Curso dos amortecedores traseiros | |

Fonte: elaborado pelo autor

Assim os arquivos podem ser unidos em um software genérico de tratamento de sinais onde, conforme mencionado anteriormente, será necessário o ajuste da base de tempo de uma das séries de canais de resposta. Para tanto foram utilizados os canais de respostas duplicadas, velocidade longitudinal e aceleração lateral, para parear os sinais de maneira que, aplicando um atraso em uma das séries de canais, a diferença entre os valores medidos nesses canais em ambas as séries tendesse a zero, conforme pode ser visto na Figura 39 que mostra o procedimento realizado no EXCEL. Os gráficos na parte esquerda da figura mostram o perfil de velocidade (acima) e aceleração lateral (abaixo) no DEWETRON (azul) e VBOX (vermelho) antes da aplicação do atraso e os da parte direita mostram os sinais após a aplicação do atraso de quatro segundos.

Figura 39 – procedimento de pareamento das cadeias de sinais



Fonte: elaborado pelo autor

Feito isso os dados dos dois instrumentos de medição se completam e podem ser analisados como uma só série de canais e servirão de base para comparação com os resultados da análise virtual e criação das trajetórias e perfis de velocidades a serem seguidos pelo piloto virtual nessas análises.

Para gerar o arquivo de entrada da simulação com a trajetória e perfil de velocidade também foram necessários alguns ajustes nos sinais coletados.

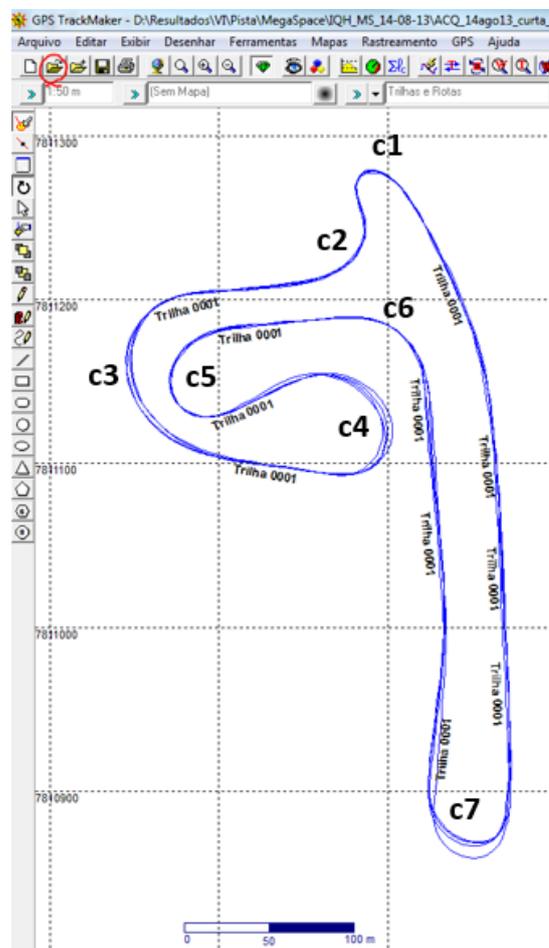
O primeiro passo é reduzir o número de pontos na criação da trajetória. Para tanto basta reduzir a frequência do sinal, por exemplo de 100 Hz para 2 Hz. Isto evita a sobrecarga de

informações na geração do arquivo de entrada além de aumentar a suavidade da trajetória, ficando o software responsável em interpolar o caminho entre um ponto e outro.

O segundo passo consiste na verificação da distância entre cada ponto e eliminação dos pontos duplicados na trajetória. Esses pontos acontecem no início e no final das provas onde o veículo esteve parado.

Por fim é necessário converter a trajetória descrita em latitude e longitude para o formato cartesiano. O método de conversão a ser aplicado consiste no abordado por Vicenty, T. (1975) que utiliza cálculos geodésicos e o elipsoide de referência da Terra na transformação das coordenadas. Para tanto serão utilizados os dados coletados de GPS no tempo e transferidos num formato apropriado para leitura em um software dedicado a criação de trajetórias em GPS. No caso foi utilizado o GPS Trackmaker que é capaz de fazer a conversão dos dados de trajetória conforme descrito de forma que ao fim do processo os dados estarão em metros e poderão ser utilizados no VI-CarReafTime. A Figura 40 mostra o resultado de um dos arquivos de trajetória gravados e abertos no GPS Trackmaker.

Figura 40 – Visualização de uma das trajetórias GPS coletadas no VBOX.



Fonte: elaborado pelo autor

De posse da trajetória em coordenadas cartesianas e do perfil de velocidade, é possível criar o arquivo de referência para o piloto virtual no VI-CarRealTime e iniciar as análises virtuais no modelo já preparado.

5.2 Resultados principais

Após o pós-processamento dos dados obtidos em análise virtual e da comparação destes com os resultados obtidos em pista das três etapas citadas na Tabela 2, os resultados serão apresentados neste item e dizem respeito aos objetivos principais do trabalho.

Serão mostrados os resultados para as três etapas das principais variáveis analisadas: A_y – aceleração lateral; DVOL – ângulo de volante; PSIP – velocidade de guinada; BETA – ângulo de deriva do veículo e ROLL – rolamento da carroceria, conforme Tabela 1. Para melhor compreensão, serão apresentados os resultados de apenas uma das voltas no circuito para cada etapa e em todas as figuras estarão marcadas as principais curvas do circuito de acordo com a Figura 40 para melhor visualização de onde ocorreram os eventos.

Antes, entretanto, vale discutir sobre os testes em si e verificar se o objetivo das três etapas foram atingidos.

5.2.1 Análise das etapas de testes

Foi planejado que o piloto perseguisse os objetivos de cada etapa de testes como designado no item 4.2.2, entretanto como foi mencionado anteriormente, seria difícil e não-natural observar a aceleração lateral máxima atingida durante as curvas e dessa forma foi estimada a velocidade média de ataque a cada curva, parâmetro de mais fácil controle por parte do piloto, e com isso estimada a velocidade média que seria obtida em cada etapa de testes.

Como dito, foi escolhida uma volta mais significativa em cada etapa de testes. Pós-processando curva a curva os resultados da primeira volta da primeira etapa de testes tem-se a Tabela 8. Nesta tabela é possível ver os resultados das principais variáveis analisadas bem como o raio mínimo atingindo em cada curva.

Tabela 8 – Resultados curva a curva, volta 1, etapa 1

| | | ETAPA 1 (V media = 42.5 km/h) | | | | | |
|----------|-----|-------------------------------|----------|-------------------|--------|------------|-----------------|
| | | curvatura [1/m] | raio [m] | DVOL [o] | AY [g] | PSIP [o/s] | ROLL (CALC) [o] |
| C1 | ESQ | 0.0954 | 10.48 | 222.8 | 0.377 | 28.778 | 1.768 |
| C2 | DIR | 0.0525 | 19.05 | 118.8 | 0.431 | 20.864 | 1.596 |
| C3 | ESQ | 0.0297 | 33.67 | 74.0 | 0.394 | 16.781 | 1.885 |
| C4 | ESQ | 0.0414 | 24.15 | 111.9 | 0.483 | 23.671 | 2.140 |
| C5 | DIR | 0.0464 | 21.55 | 137.2 | 0.521 | 26.106 | 2.215 |
| C6 | DIR | 0.0272 | 36.76 | 73.3 | 0.349 | 14.823 | 1.548 |
| C7 | ESQ | 0.0529 | 18.90 | 149.4 | 0.589 | 28.835 | 2.525 |
| MÉDIA | | 23.5 | 126.8 | 0.449 | 22.837 | 1.954 | |
| previsto | | V media = 45 km/h | | Ay máx = 0.4 g | | | |

Fonte: elaborado pelo autor

Analisando esta tabela verifica-se que a velocidade média de volta ficou próxima do objetivo, entretanto, em algumas curvas a aceleração lateral ultrapassou o limite pré-estabelecido.

Similarmente os resultados da segunda etapa de testes estão apresentados na Tabela 9. Para a segunda etapa foi escolhida a segunda volta no circuito.

Tabela 9 – Resultados curva a curva, volta 2, etapa 2

| | | ETAPA 2 (V media = 58.7 km/h) | | | | | |
|----------|-----|-------------------------------|----------|-------------------|--------|------------|-----------------|
| | | curvatura [1/m] | raio [m] | DVOL [o] | AY [g] | PSIP [o/s] | ROLL (CALC) [o] |
| C1 | ESQ | 0.0967 | 10.34 | 228.8 | 0.704 | 43.24 | 3.037 |
| C2 | DIR | 0.0438 | 22.83 | 123.2 | 0.650 | 25.62 | 2.295 |
| C3 | ESQ | 0.026 | 38.46 | 75.1 | 0.539 | 19.62 | 2.432 |
| C4 | ESQ | 0.0436 | 22.94 | 114.3 | 0.640 | 26.37 | 2.728 |
| C5 | DIR | 0.0495 | 20.20 | 141.2 | 0.651 | 29.38 | 2.814 |
| C6 | DIR | 0.0222 | 45.05 | 83.5 | 0.649 | 22.63 | 2.599 |
| C7 | ESQ | 0.0573 | 17.45 | 154.7 | 0.750 | 32.94 | 3.236 |
| MÉDIA | | 25.3 | 131.5 | 0.655 | 28.543 | 2.734 | |
| previsto | | V media = 55 km/h | | Ay máx = 0.6 g | | | |

Fonte: elaborado pelo autor

De forma similar ao que aconteceu na primeira etapa de testes, a velocidade média ficou dentro do previsto mas a aceleração lateral máxima superou o limite desejável em várias curvas.

Mais a frente será visto que, embora os limites de aceleração lateral tenham sido superados, não foi suficiente para interferir na interpretação dos resultados.

Para a terceira e última etapa tem-se os resultados pós-processados curva a curva presentes na Tabela 10. Para essa etapa foi escolhida a segunda volta de testes.

Tabela 10 – Resultados curva a curva, volta 2, etapa 3

| | | ETAPA 3 (V media = 67.7km/h) | | | | | |
|----------|-----|------------------------------|----------|----------------|--------|------------|-----------------|
| | | curvatura [1/m] | raio [m] | DVOL [o] | AY [g] | PSIP [o/s] | ROLL (CALC) [o] |
| C1 | ESQ | 0.0644 | 15.53 | 237.1 | 0.902 | 45.702 | 3.841 |
| C2 | DIR | 0.0362 | 27.62 | 131.4 | 0.736 | 28.811 | 2.773 |
| C3 | ESQ | 0.0232 | 43.10 | 92.1 | 0.761 | 23.421 | 3.027 |
| C4 | ESQ | 0.0407 | 24.57 | 139 | 0.817 | 30.279 | 3.192 |
| C5 | DIR | 0.0446 | 22.42 | 162 | 0.763 | 31.205 | 3.169 |
| C6 | DIR | 0.0186 | 53.76 | 91.6 | 0.774 | 22.026 | 2.878 |
| C7 | ESQ | 0.0545 | 18.35 | 177.9 | 0.771 | 35.852 | 3.529 |
| MÉDIA | | 29.3 | 147.3 | 147.3 | 0.789 | 31.042 | 3.201 |
| previsto | | V media = livre | | Ay máx = livre | | | |

Fonte: elaborado pelo autor

Como descrito anteriormente, esta etapa não tinha limites previstos de velocidade e aceleração lateral, mas era desejável que contemplasse o limite superior do veículo, de acordo com a Figura 18, e dessa forma acima de 0,6 g em cada curva e por consequência uma velocidade média superior. Dessa forma o objetivo dessa etapa foi cumprido.

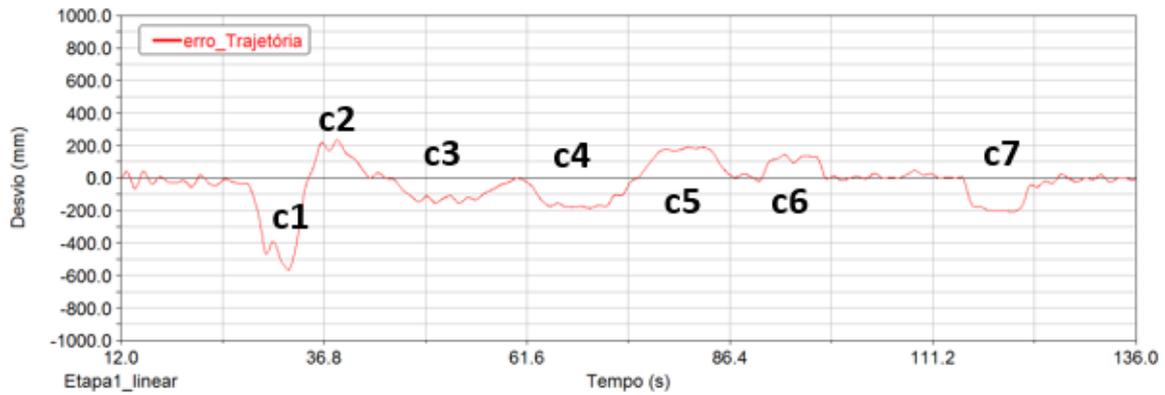
A seguir serão apresentados os controles de erro dos parâmetros de entradas de trajetória e velocidade longitudinal obtidos na simulação.

5.2.2 Erros de entrada: trajetória e velocidade longitudinal

A seguir serão apresentados os erros de entrada para as três etapas de testes descritas conforme o item 4.2.2. Como explicado anteriormente, o software utiliza como entrada para o piloto virtual as informações de trajetória e velocidade adquiridas durante os testes através de GPS e equipamentos de medição conforme descrito no item 4.2.5.

A Figura 41 apresenta a diferença entre a trajetória de referência e aquela realizada pelo piloto virtual na primeira volta completa da etapa 1 de testes. A primeira volta corresponde ao intervalo de tempo que vai dos 12 s aos 137 s da primeira etapa de testes que teve velocidade média de 42,48 km/h. O erro RMS de trajetória foi de 137,3 mm.

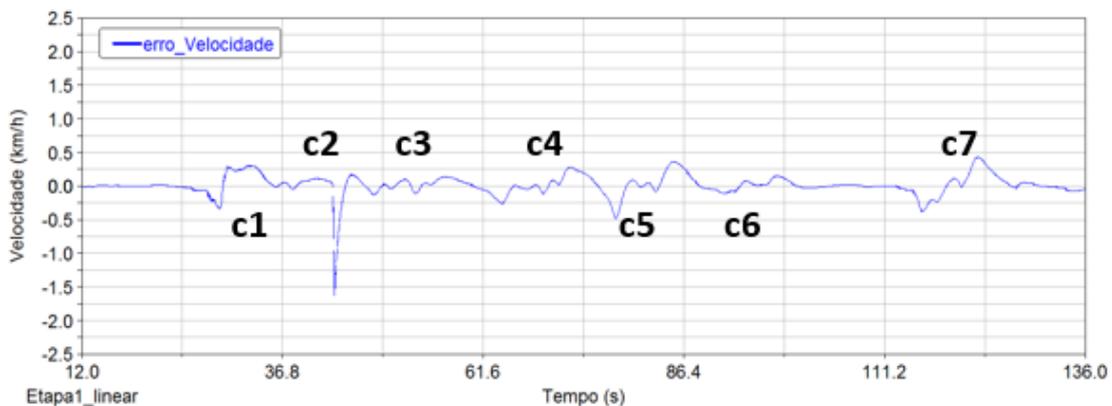
Figura 41 – Diferença entre as trajetórias de referência e realizada, volta 1, etapa 1



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 42 apresenta o erro referente a velocidade de referência e a velocidade obtida na análise virtual na primeira volta da primeira etapa de testes. O erro RMS foi de 1,18 km/h, equivalente a 2% de erro normalizado.

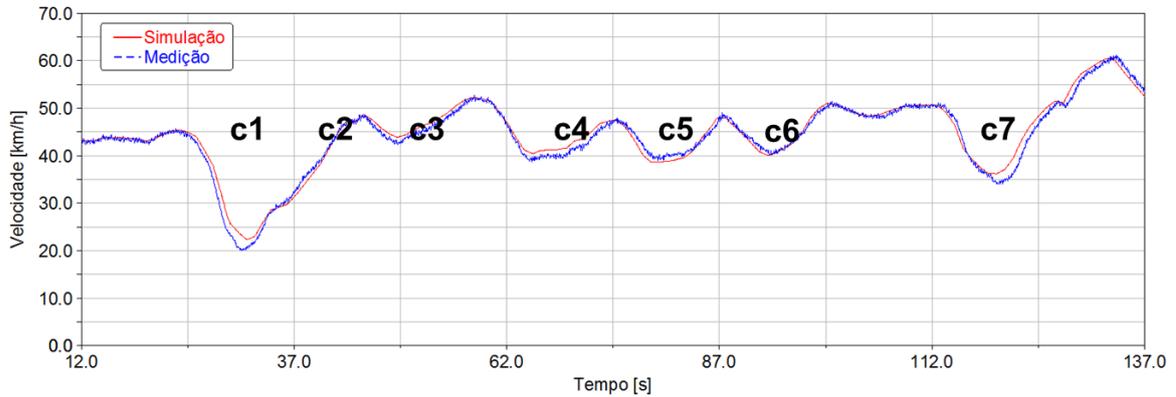
Figura 42 - Diferença entre as velocidades de referência e realizada, volta 1, etapa 1



Fonte: elaborado pelo autor

Na Figura 43 estão presentes a velocidade longitudinal obtida no teste e a velocidade resultante da simulação, referente a primeira volta da primeira etapa. A velocidade média medida foi de 42,48 km/h.

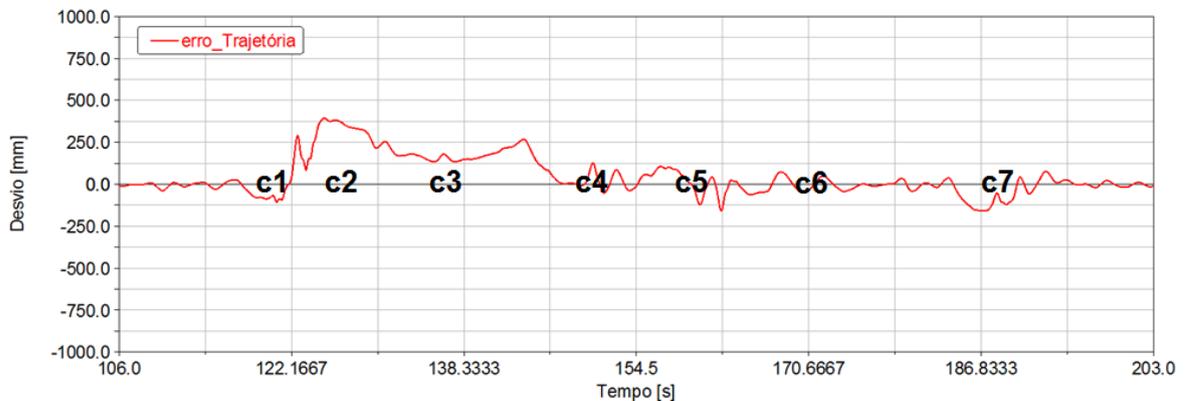
Figura 43 – Velocidade longitudinal, medida e simulada, volta 1, etapa 1



Fonte: elaborado pelo autor

A seguir a Figura 44 apresenta o erro referente a trajetória de entrada da segunda volta na segunda etapa de testes, o que equivale ao intervalo de tempo que vai de 106 s aos 203 s de aquisição da etapa 2 de testes. O erro RMS obtido referente a trajetória foi de 124,3 mm.

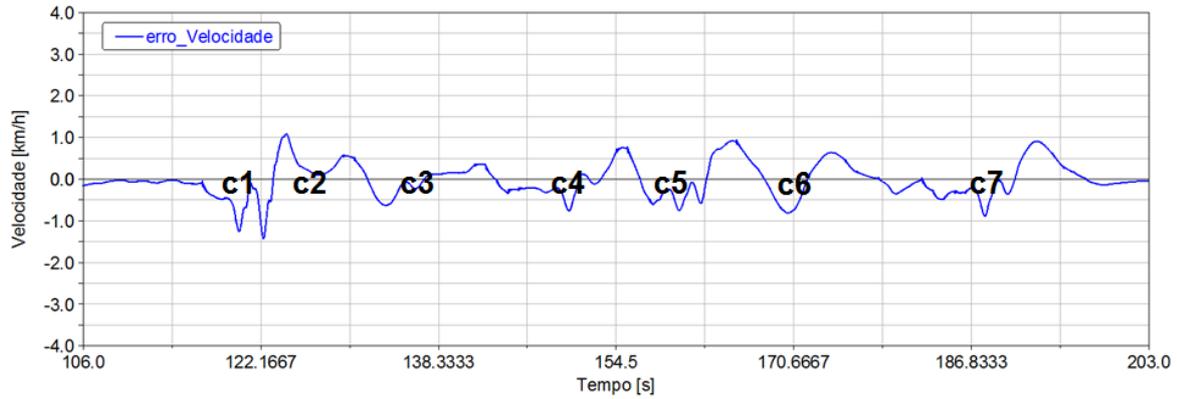
Figura 44 - Diferença entre a trajetória de referência e simulada, volta 2, etapa 2



Fonte: elaborado pelo autor

Na Figura 45 tem-se o erro obtido na velocidade longitudinal na segunda volta da segunda etapa. O erro RMS foi de 0,59 km/h, equivalente a 1% de erro normalizado.

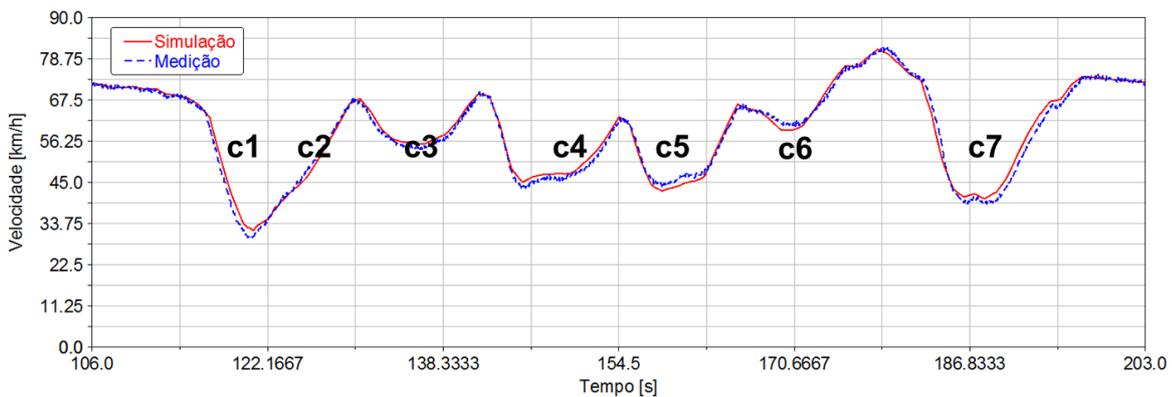
Figura 45 - Diferença entra a velocidade de referência e simulada, volta 2, etapa 2



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 46 mostra a velocidade longitudinal referente a segunda volta da segunda etapa de testes e o resultado da simulação dessa volta. A velocidade média medida foi de 58,66 km/h.

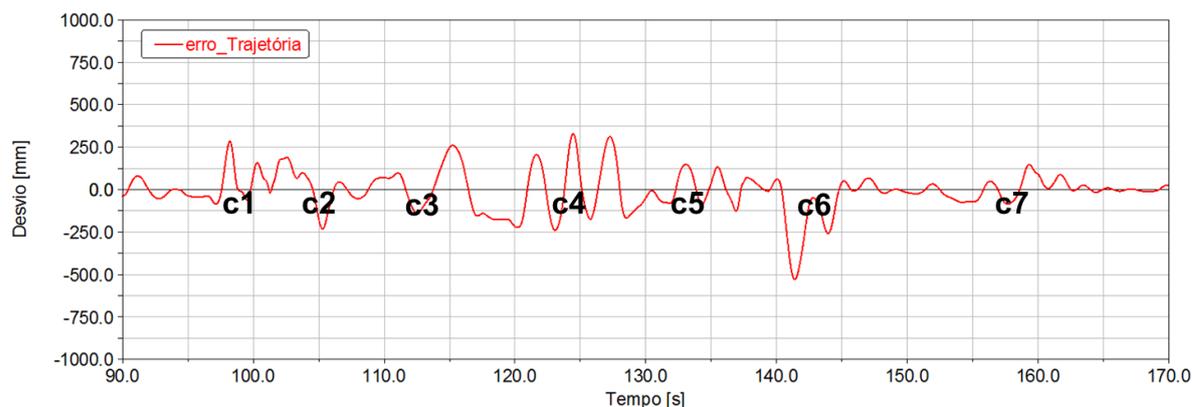
Figura 46 – Velocidade longitudinal, medida e simulada, volta 2, etapa 2



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 47 mostra a diferença entre a trajetória executada pelo piloto virtual e a trajetória de referência na segunda volta da terceira etapa. Esse resultado corresponde ao intervalo de tempo que vai dos 90 s aos 170 s de aquisição da terceira etapa. O erro RMS apresentado foi de 117,7 mm.

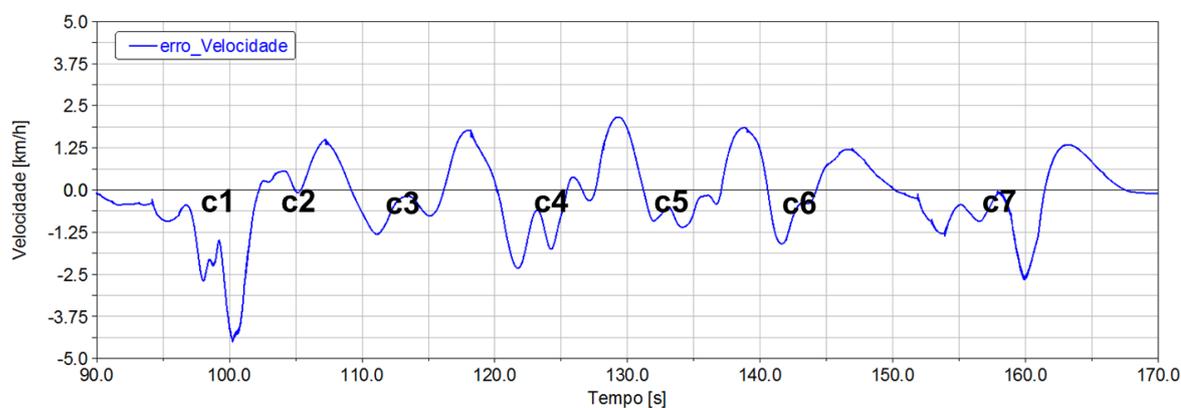
Figura 47 – Diferença entre a trajetória de referência e simulada, volta 2, etapa 3



Fonte: elaborado pelo autor

O erro obtido na velocidade longitudinal na segunda volta da terceira etapa de testes está mostrado na Figura 48. Para essa análise o erro RMS apresentado foi de 1,15 km/h, equivalente a 1% de erro normalizado.

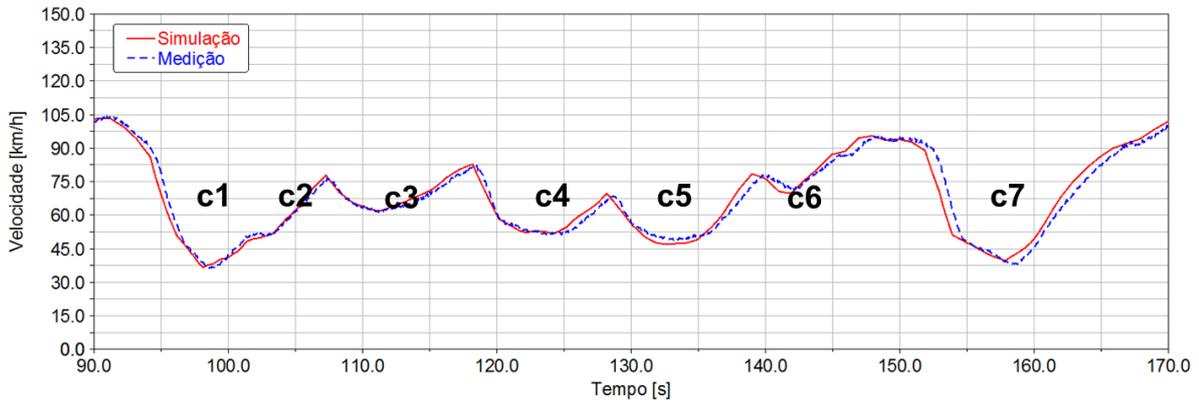
Figura 48 – Diferença entre a velocidade de referência e simulada, volta 2, etapa 3



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 49 apresenta as velocidades resultantes da segunda volta da terceira etapa de testes, medida e simulada. A velocidade média calculada no teste foi de 67,70 km/h.

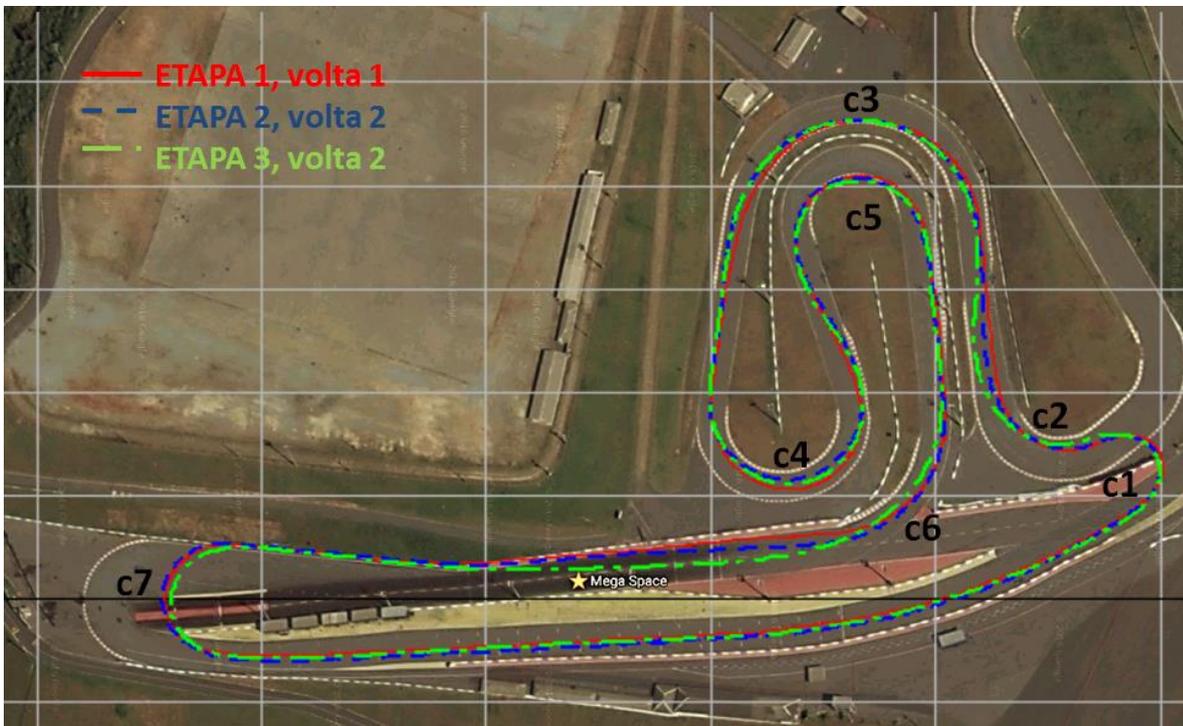
Figura 49 – Velocidade longitudinal, medida e simulada, volta 2, etapa 3



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 50 mostra um comparativo entre as trajetórias realizadas nas três voltas que foram escolhidas como referência para cada etapa. Foi utilizada para referência a foto área do circuito disponível no *Google Maps*. Embora a escala não tenha sido corretamente verificada devido a precisão da imagem, é possível ver a diferente utilização das pistas nas três etapas.

Figura 50 – Comparativo entre as trajetórias das três voltas de referência de cada etapa



Fonte: elaborado pelo autor

Nota-se pelos resultados que os erros de trajetória se concentram nas curvas, principalmente nas curvas 1 e 2 do circuito, sendo a primeira a de menor raio, maior variação de velocidade e de conexão direta com as curva 2 e 3, que têm curvaturas opostas, como é possível ver na Figura 40. Também se nota efeito similar, porém em menor grau, para as curvas 4 e 5. O erro é mais visível na volta 1 da primeira etapa (Figura 41), onde a velocidade média é menor e é praticamente proporcional a curvatura.

Quando nas etapas 2 e 3 a velocidade média foi aumentada, nota-se que o erro ainda é maior nas curvas da trajetória, porém é menos visível a relação com a curvatura, fato devido a característica menos linear entre a posição do volante e curvatura, conforme visto na relação entre ângulo volante (SWA) e aceleração lateral (A_y) da Figura 29. Nestes casos o erro relacionado a velocidade foi ligeiramente maior, dado também a maior variação de velocidade. Os erros presentes nas curvas 1, 2 e 3 ainda são mais visíveis.

De maneira geral os erros de entrada podem ser considerados baixos. Comparando com as velocidades médias, o erro médio RMS de velocidade fica abaixo de 2% por volta e comparando com o menor raio de curva, de 10,5 m, presente na curva 1, o erro médio RMS de trajetória fica abaixo de 1,5%. Mais adiante serão vistos as vantagens e desvantagens de manter baixos estes erros.

5.2.3 Análise dos parâmetros de saída

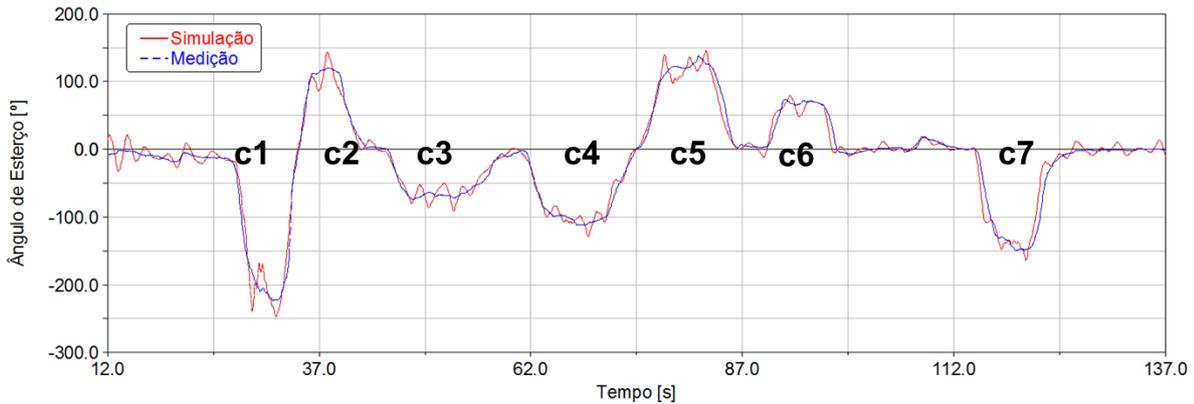
Aqui serão apresentados os resultados das principais variáveis de controle das análises a começar pela aceleração lateral. Serão mostrados e discutidos os resultados de cada parâmetro nas três etapas de análise relativos a uma das voltas escolhidas em cada etapa conforme mencionado previamente.

5.2.3.1 Ângulo de volante

O ângulo de volante é o parâmetro utilizado pelo piloto para controlar a trajetória e leva em conta o cinematiso do sistema de direção e da suspensão dianteira. Na simulação o piloto virtual utiliza o volante através de uma lógica de controle de previsão de erro utilizando o desvio atual para alterar o ângulo de volante no próximo passo de simulação.

A Figura 51 mostra a comparação entre o ângulo de volante medido na primeira volta da primeira etapa de testes e ângulo de volante imposto pelo piloto virtual durante a simulação. O erro RMS obtido para essa variável foi de 12,1 °, equivalente a 5% de erro normalizado.

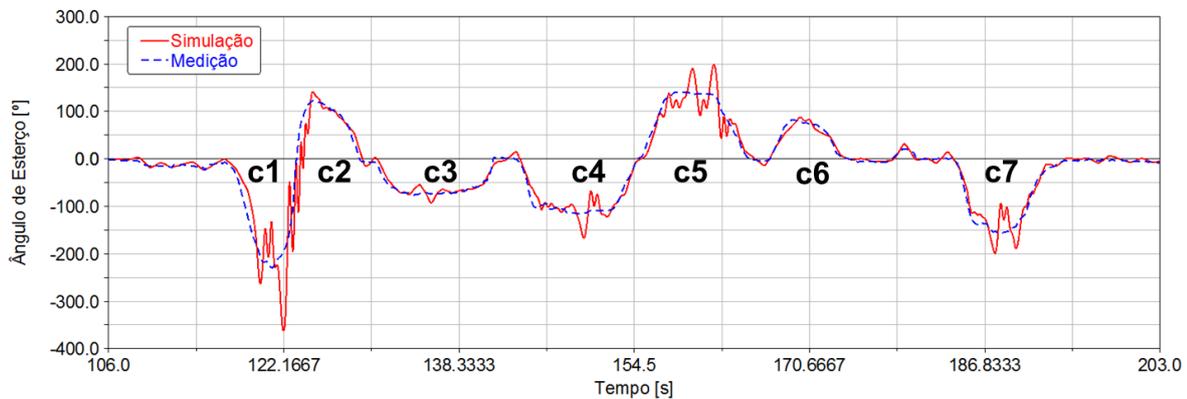
Figura 51 – Ângulo de volante, medido e simulado, volta 1, etapa 1



Fonte: elaborado pelo autor

Para a segunda etapa de testes, a comparação entre o ângulo de volante medido na segunda volta e o resultado encontrado na simulação pode ser visto na Figura 52. Para esta análise o erro RMS obtido da comparação foi de $15,8^\circ$, equivalente a 7% de erro normalizado.

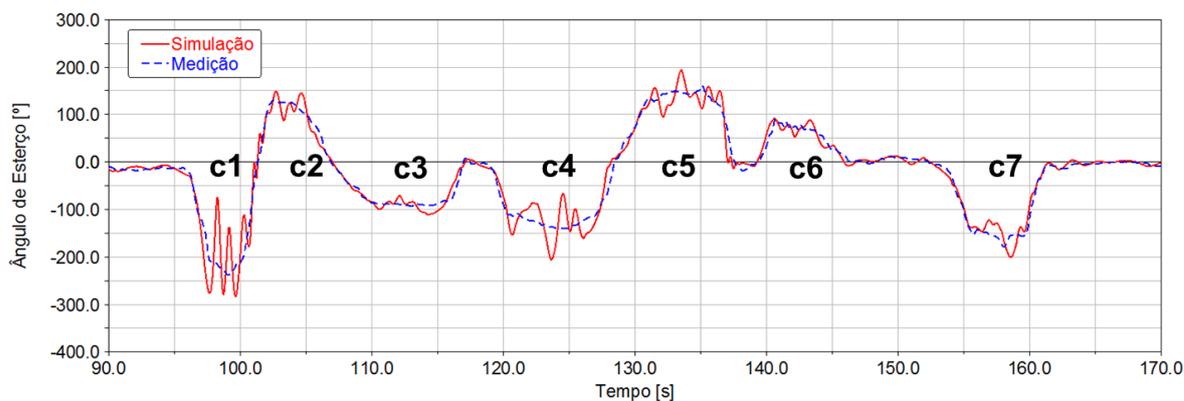
Figura 52 – Ângulo de volante, medido e simulado, volta 2, etapa 2



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 53 apresenta o resultado da comparação entre o ângulo de volante obtido na segunda volta da terceira etapa de testes e o equivalente simulado. O erro RMS obtido foi de $16,0^\circ$, equivalente a 7% de erro normalizado.

Figura 53 – Ângulo de volante, medido e simulado, volta 2, etapa 3



Fonte: elaborado pelo autor

Aqui tem-se a principal desvantagem de restringir excessivamente o erro de trajetória. Os resultados da simulação mostram que, embora o ângulo de volante médio em cada curva foi equivalente ao obtido na prática, o piloto virtual executou vários golpes rápidos durante as curvas para seguir a trajetória com o mínimo de erro possível.

Analogamente pode-se dizer que enquanto o piloto real teve a pista para escolher a trajetória que quisesse para realizar as voltas no circuito, ao piloto virtual foi imposto seguir uma trajetória predefinida com uma margem mínima de variação, como se observasse uma linha traçada no asfalto enquanto mantém a velocidade também predefinida.

Dessa forma a análise das variações do ângulo de volante resultante da simulação em cada curva fica comprometida e os golpes não podem ser levados em conta como parâmetros para definir a dificuldade que um piloto real teria em guiar este veículo nessas condições.

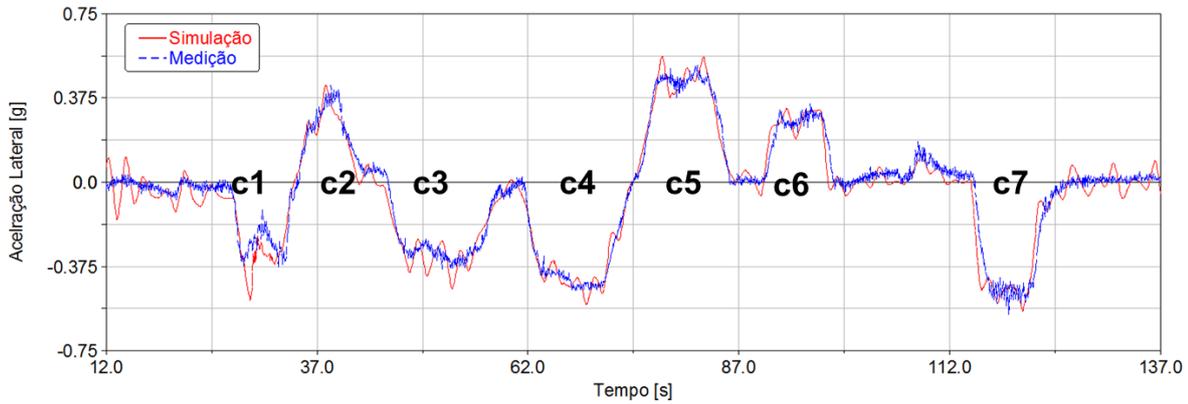
Entretanto, a forma como o piloto virtual corrige a trajetória não causa problemas em outras análises como será visto a seguir.

5.2.3.2 Aceleração lateral

A aceleração do veículo é um dos parâmetros de saída que não é controlado diretamente pela lógica de controle do piloto virtual e depende da velocidade e da curvatura da trajetória descrita pelo veículo durante o percurso.

A Figura 54 confronta a aceleração lateral resultante da primeira volta da primeira etapa de testes e a obtida na simulação. O erro RMS para essa análise foi de 0,056 G, equivalente a 10% de erro normalizado.

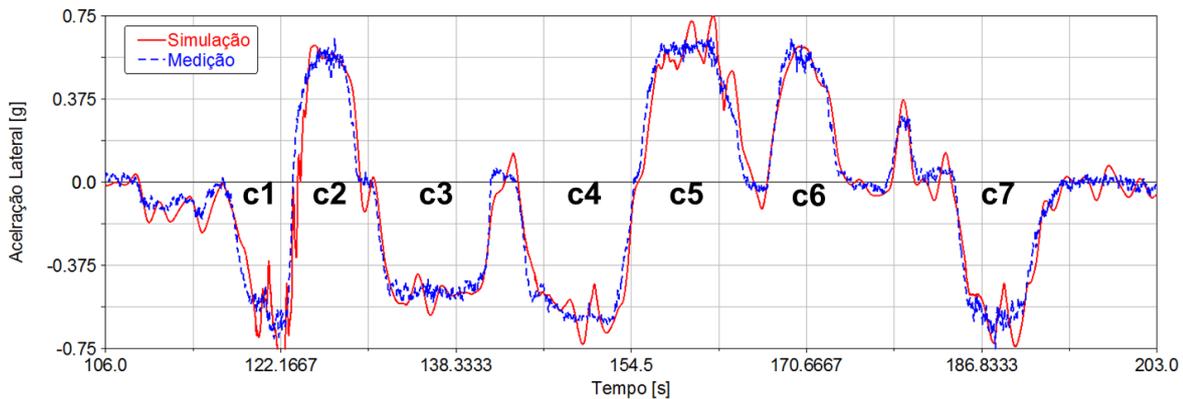
Figura 54 – Aceleração lateral, medida e simulada, volta 1, etapa 1



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 55 mostra o comparativo entre a aceleração lateral medida e simulada equivalente a segunda volta da segunda etapa de testes. O erro RMS obtido na simulação foi de 0,047 G, equivalente a 6% de erro normalizado.

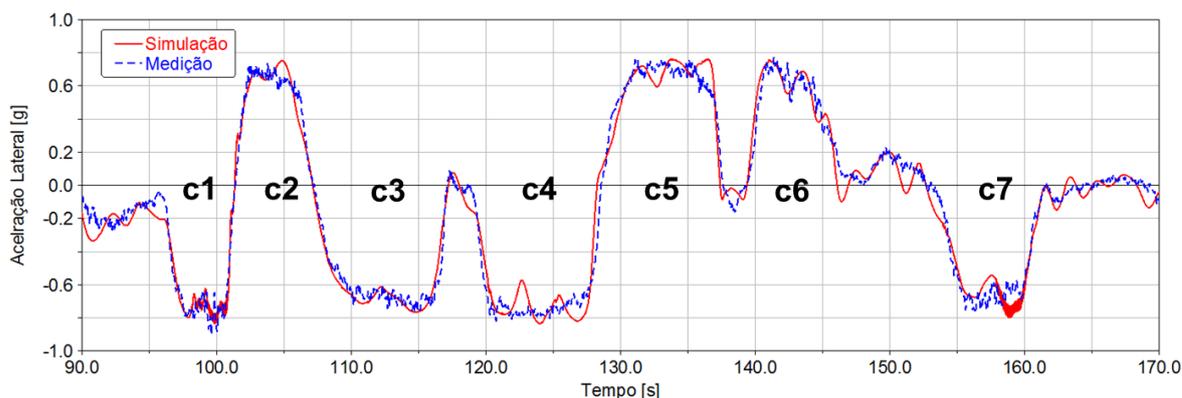
Figura 55 – Aceleração lateral, medida e simulada, volta 2, etapa 2



Fonte: elaborado pelo autor

Já a Figura 56 apresenta o resultado da comparação da aceleração lateral medida e resultante da simulação na segunda volta da terceira etapa. Para este caso o erro RMS encontrado foi de 0,050 G, equivalente a 6% de erro normalizado.

Figura 56 – Aceleração lateral, medida e simulada, volta 2, etapa 3



Fonte: elaborado pelo autor

Nota-se, de forma geral, um bom resultado da correlação de aceleração lateral resultante da simulação. Nesse ponto a estratégia de manter mínimos os erros de trajetória e velocidade apresenta aqui uma vantagem. Embora o resultado ainda apresente alguns picos e oscilações durante as curvas devido as correções bruscas de esterço por parte do piloto virtual durante a simulação, a correlação da velocidade longitudinal e da curvatura das trajetórias efetuadas pelo piloto real e virtual impactam diretamente na aceleração lateral obtida.

É interessante observar que embora o erro RMS tenha sido maior na simulação da terceira etapa e vale lembrar que nesta etapa o piloto pilotou de forma mais agressiva, levando o veículo mais próximo dos limites, variando mais a trajetória e velocidade e por consequência elevando o nível de acelerações laterais. Dessa forma, considerando o resultado do erro RMS normalizado, o erro para a terceira etapa foi o menor com cerca de 6%.

5.2.3.3 Velocidade de guinada

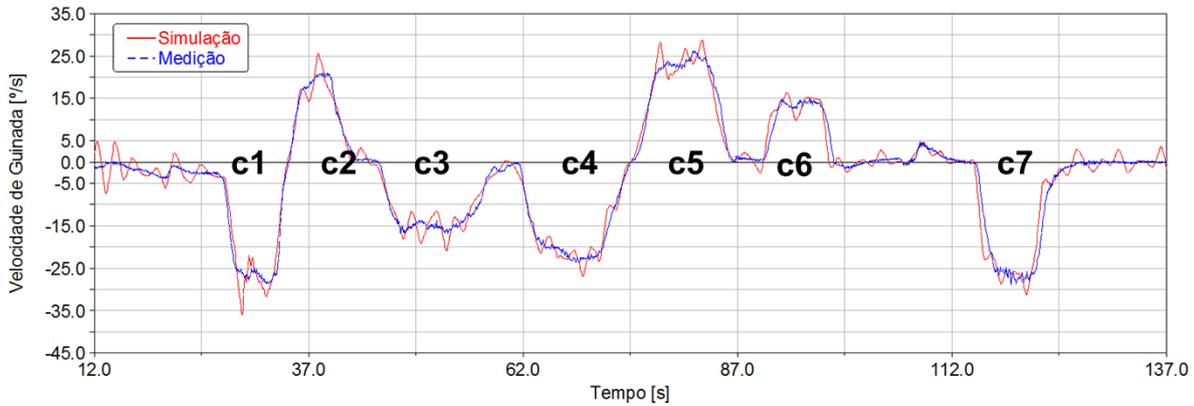
A velocidade de guinada é um importante parâmetro de controle da dinâmica do veículo pois mede a capacidade de o veículo realizar uma determinada curvatura em uma certa velocidade na medida em que descreve com que velocidade o veículo está girando no eixo vertical. Pode-se dizer que um veículo tem, em uma situação estabilizada, uma velocidade de guinada limite determinada por suas características dinâmicas e construtivas.

Assim como a aceleração lateral, a lógica de controle do piloto virtual não controla a velocidade de guinada.

A Figura 57 mostra o comparativo entre a velocidade de guinada medida na primeira volta da primeira etapa de testes e a obtida em simulação. O erro RMS para este parâmetro foi

de 2,34 %/s, equivalente a 8% de erro normalizado.

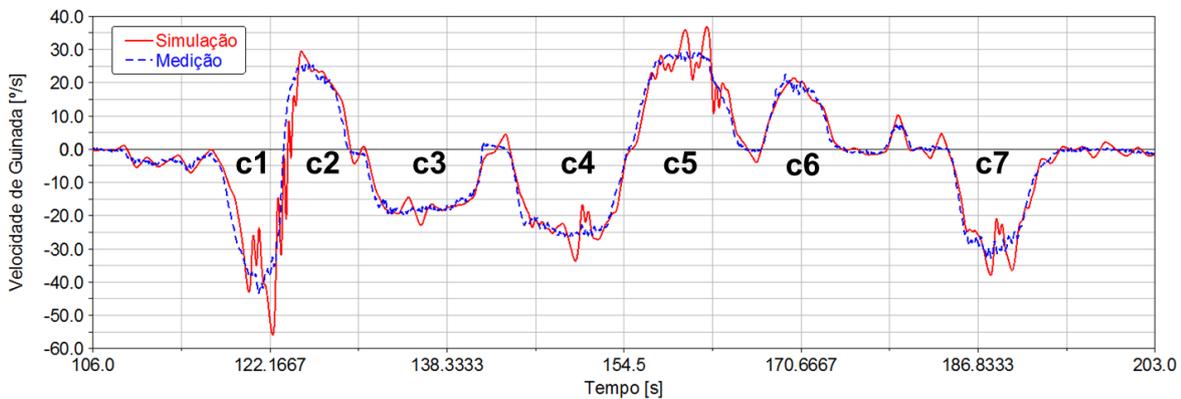
Figura 57 – Velocidade de guinada, volta 1, etapa 1



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 58 apresenta a velocidade de guinada medida na segunda volta da segunda etapa de testes e o resultado equivalente da simulação. O erro RMS encontrado foi de 2.65 %/s, equivalente a 6% de erro normalizado.

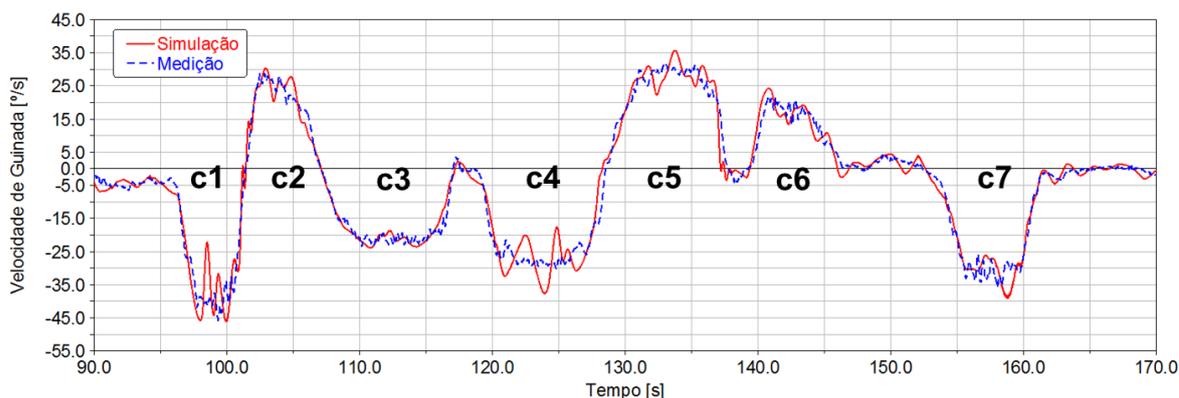
Figura 58 – Velocidade de guinada, volta 2, etapa 2



Fonte: elaborado pelo autor

Na Figura 59 tem-se o confronto entre a velocidade de guinada medida em pista e proveniente da simulação para a segunda volta da terceira etapa de testes. Neste caso o erro RMS foi de 2,51 %/s, equivalente a 5% de erro normalizado.

Figura 59 – Velocidade de guinada, volta 2, etapa 3



Fonte: elaborado pelo autor

Similar ao que aconteceu com a aceleração lateral, a correlação da velocidade de guinada também teve um bom resultado embora tenha apresentado picos mais evidentes devido às correções de trajetória, principalmente na segunda volta da segunda etapa de testes.

Comparando os resultados apresentados nas Figura 52 e Figura 58, os picos tem correlação significativa com as correções bruscas de trajetória efetuadas pelo piloto virtual através dos golpes de esterço como mencionado anteriormente. O fenômeno acontece de forma mais pronunciada na curva 1 onde tem-se a maior variação de velocidade e curvatura e onde há também a conexão com a curva 2 de curvatura oposta, similar ao que acontece entre as curvas 4 e 5 onde também se notam picos de velocidade de guinada, porém em menor escala.

5.2.3.4 Rolamento da carroceria

O ângulo de rolamento da carroceria é um importante indicador do balanço dinâmico do veículo, objetiva e subjetivamente pois é um parâmetro facilmente percebido pelo condutor e comumente correlacionado a estabilidade do veículo (Uys et al., 2006).

O rolamento depende das características dinâmicas e construtivas do veículo e também não é controlado diretamente pelo piloto virtual na simulação.

Para realizar o comparativo com os resultados obtidos em pista para esse parâmetro foi necessário utilizar um cálculo indireto devido a um problema encontrado após os testes de calibração do sensor de ângulo de rolamento. Como o veículo de testes contava com sensores que mediam o comprimento dos amortecedores traseiros, estes foram utilizados para se obter o deslocamento das rodas traseiras através da razão de instalação dos amortecedores e, considerando que as rodas não perdem contato com solo durante o percurso, pode-se utilizar a

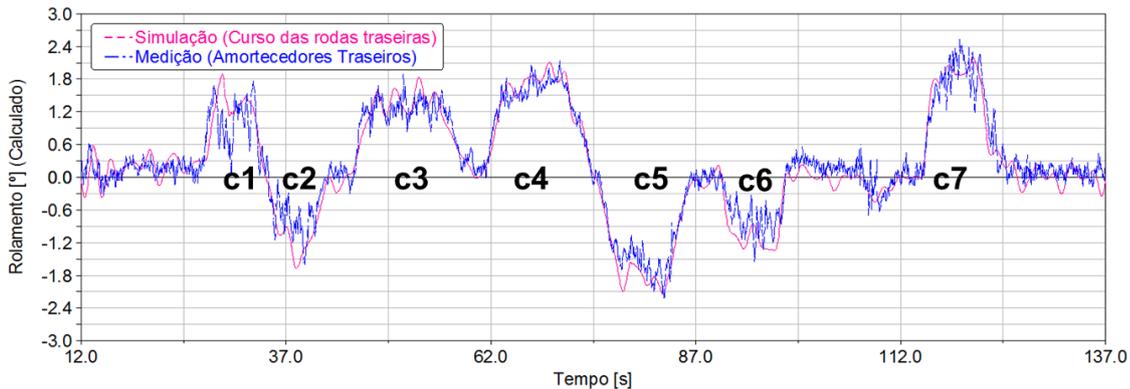
equação (42) para obter-se o ângulo de rolamento aproximado.

$$\theta \cong \tan \frac{(Ri_{AT} \cdot dAT_{esq} - Ri_{AT} \cdot dAT_{dir})}{t_r} \quad (42)$$

Sendo Ri_{AT} a razão de instalação do amortecedor traseiro, dAT_{esq} o curso do amortecedor traseiro esquerdo, dAT_{dir} o curso do amortecedor traseiro direito e t_r a bitola traseira do veículo.

Dessa forma, a Figura 60 mostra o comparativo entre o ângulo de rolamento calculado a partir dos cursos dos amortecedores traseiros medidos na primeira volta da primeira etapa de testes e o mesmo cálculo feito para o resultado da simulação. O erro RMS obtido do resultado simulado foi de $0,29^\circ$, equivalente a 11% de erro normalizado.

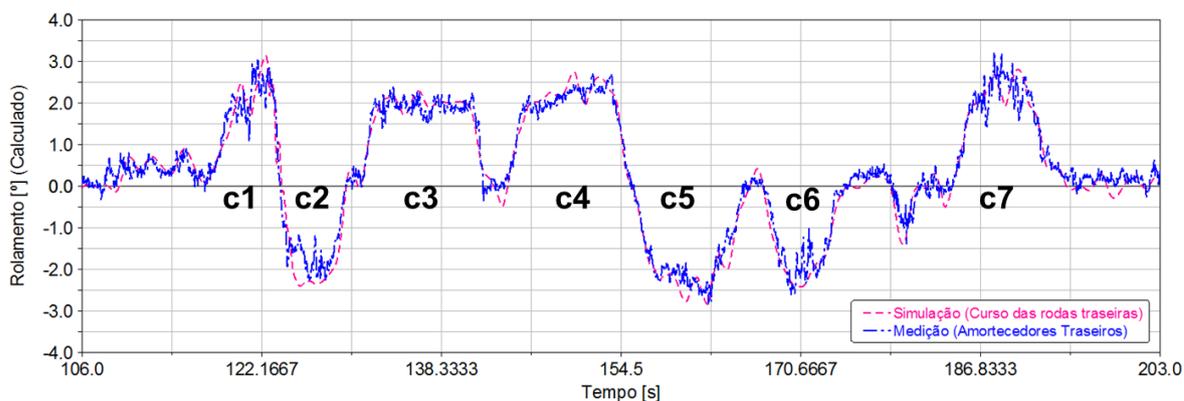
Figura 60 – Ângulo de rolamento calculado, volta 1, etapa 1



Fonte: elaborado pelo autor

A Figura 61 apresenta comparativo similar para o ângulo de rolamento obtido na segunda volta da segunda etapa de testes. Neste caso o erro RMS foi de $0,32^\circ$, equivalente a 10% de erro normalizado.

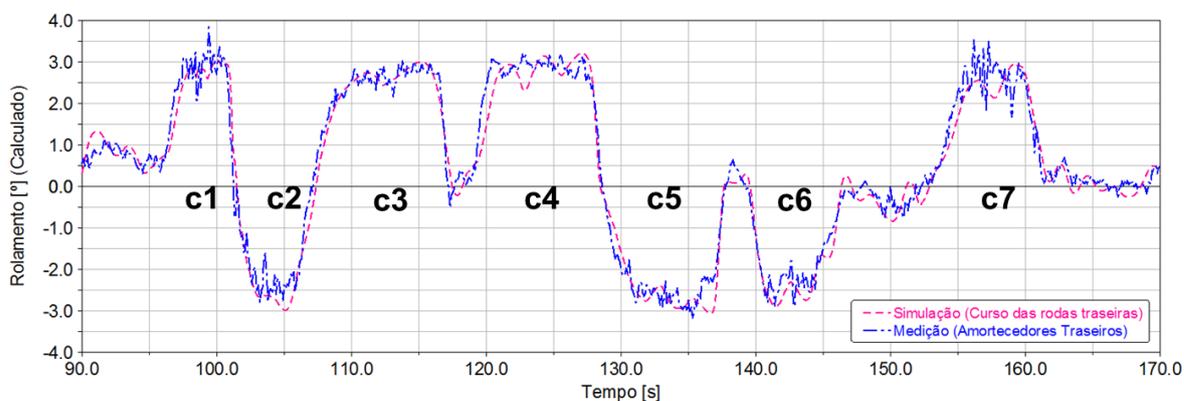
Figura 61 – Ângulo de rolamento calculado, volta 2, etapa 2



Fonte: elaborado pelo autor

Para a segunda volta da terceira etapa o confronto entre o ângulo de rolamento calculado através da medição dos cursos de amortecedores traseiros medidos em teste e obtidos da simulação está presente na Figura 62. O erro RMS da simulação para este parâmetro foi de 0,38, equivalente a 10% de erro normalizado.

Figura 62 – Ângulo de rolamento calculado, volta 2, etapa 3



Fonte: elaborado pelo autor

É possível observar que a correlação do ângulo de rolamento calculado obteve um bom resultado. A maior diferença encontrada se deve ao método usado para obter o ângulo de rolamento experimentalmente onde foram utilizados os comprimentos dos amortecedores traseiros sem nenhum filtro o que acarreta em uma perturbação em uma frequência mais alta devido a irregularidade encontrada na pista. Isto não se repete na simulação pois não foi imposta nenhuma informação referente a irregularidade do solo no modelo da pista.

Mesmo com essa diferença é possível ver que os picos alcançados em cada curva foram muito próximos e a estratégia de manter mínimos os erros de trajetória e velocidade funcionaram bem para este parâmetro.

6 CONCLUSÃO

Através dos resultados apresentados e dos comentários realizados foi possível responder as questões levantadas no objetivo geral do trabalho além de verificar cada um dos itens propostos como objetivos específicos.

6.1 Respostas aos objetivos secundários

Dadas as premissas iniciais é possível dizer que o trabalho foi concluído conforme proposto de forma que toda aquisição de dados foi feita em ambiente experimental com as características desejadas da pista de modo que a ausência do modelo digitalizado da pista não veio a influenciar significativamente nos dados coletados e nas manobras. Foi possível utilizar também de forma eficiente os dados de GPS e velocidade para reproduzir as manobras em ambiente virtual e a correlação destes dados de entrada foi muito boa, não superando 138 mm de erro RMS para trajetória e 2% de erro RMS normalizado para a velocidade.

Os parâmetros coletados durante as voltas na pista também foram suficientes para verificar o comportamento dinâmico do veículo mesmo com o problema no sensor de rolamento que foi suplantado pelos dados de deslocamento da suspensão traseira. De forma geral os dados tiveram resultados razoáveis de correlação, com erros RMS normalizados de aproximadamente 7% para ângulo de volante, aceleração lateral e velocidade de guinada e 10% para o ângulo de rolamento. Os resultados são suficientes para verificar o comportamento dinâmico geral do veículo percorrendo uma trajetória definida em uma determinada velocidade.

6.2 Análise da dinâmica do veículo

Dado o bom nível de correlação apresentado dos parâmetros pode-se dizer que sim, é possível analisar como o veículo se comporta quando pilotado da forma como foi proposto. A interação entre o veículo e a pista pode ser analisada e os valores dos parâmetros comumente analisados pela dinâmica podem ser considerados para avaliar o que esperar do comportamento do veículo real quando conduzido naquela pista, daquele determinado modo.

Entretanto deve ser levado em conta que, como foi proposto, o trabalho devia desconsiderar o efeito da pista e para tanto a análise foi feita em pista essencialmente plana, com atrito praticamente constante durante todo percurso. Este tipo de pista não é capaz de dizer sobre o comportamento dinâmico do veículo em situações de aclave, declive e irregularidades

de forma que para uma análise mais completa seria necessário que este tipo de análise fosse feito em uma pista mais completa coerente com a realidade e que tivesse disponível um modelo digitalizado para ser usado na análise virtual.

6.3 Análise do comportamento do piloto

Para responder a capacidade do método para prever as respostas de um piloto ao comportamento dinâmico do veículo deve-se ser analisado principalmente o ângulo de volante executado durante os testes, mostrado nas Figura 51, 52 e 53. Desta forma o resultado da simulação mostra que, devido a estratégia escolhida, é difícil concluir que houveram correções ou variações do modo de conduzir devido a dinâmica do veículo.

Embora seja possível ver que tanto o piloto real quanto o virtual aumentaram a amplitude de esterço a cada etapa, nos resultados do piloto real é possível perceber nuances da mudança de comportamento a cada etapa, como por exemplo o modo como contorna as curvas na primeira etapa mostra que não há variações ou correções e o ângulo de volante é praticamente mantido constante durante cada uma delas. Já na terceira etapa, que prevê um modo de condução próximo do limite do veículo, é visível a variação do ângulo de volante durante as curvas o que mostra um pequeno aumento da dificuldade do piloto em realizar a trajetória pretendida. Este tipo de análise fica prejudicado na simulação devido as muitas correções realizadas com golpes de direção pelo piloto virtual que usa uma estratégia que prioriza a redução do erro de trajetória.

Para contornar este tipo de erro seria necessário alterar o tipo de estratégia utilizado para realização das voltas na pista sendo um dos métodos possíveis a utilização do próprio piloto real no circuito, através de uma plataforma de simulação, aplicando então o método discutido anteriormente conhecido como DiL.

6.4 Conclusões gerais

Respondidas às duas principais perguntas, pode-se fazer uma síntese dos resultados do método e avaliar suas vantagens, desvantagens e como este poderia ser melhor aproveitado.

As principais vantagens do método se referem ao fato da análise da dinâmica do veículo poder ser feita de forma similar ao que é feita subjetivamente pelos pilotos e as conclusões gerais sobre o comportamento do veículo são similares nas três condições de uso aqui sugeridas, testadas e simuladas.

Para as análises foi utilizado um modelo de veículo correlacionado e as trajetórias e perfis de velocidade reais de um piloto, mas o método poderia ser adaptado para ser realizado sem a necessidade da correlação com resultados experimentais do mesmo veículo. O caminho seria seguir a atual recomendação de partir da correlação de um veículo similar, utilizando a metodologia do CRF para tal, e utilizar dados de trajetória e velocidade de testes neste veículo.

Por outro lado, o método apresentou desvantagens que atrapalham ou mesmo impossibilitam algumas análises que dizem respeito a interação do motorista com o veículo. O ponto mais importante diz respeito ao ângulo de volante dado pelo piloto virtual durante a simulação devido às correções bruscas de direção realizadas como foi dito anteriormente no item 6.3.

De maneira geral pode-se dizer que o comportamento do veículo e as conclusões sobre a sua dinâmica podem feitas por esse tipo de análise, complementando o método tradicional com manobras fechadas mencionado no item 4.1. Para análises mais detalhadas sobre a interação do piloto com o veículo seria conveniente uma outra abordagem para realização das manobras, podendo ser desde um aprimoramento do atual piloto virtual até a substituição do piloto virtual por um piloto real através de uma plataforma de simulação.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir das conclusões fica claro que para dar seguimento ao trabalho seria necessário tomar como ponto de partida os seus dois pontos fracos.

O primeiro diz respeito a se realizar análises similares com diferentes tipos de pistas que possuem irregularidades, oscilações, aclives e declives. Seria interessante que as simulações fossem realizadas com diferentes níveis de detalhamento para verificar a quantidade de informações ideais para uma correlação mais completa e eficaz.

O segundo ponto toca o piloto virtual. Sugere-se aqui alterar a estratégia com que este persegue a trajetória do piloto real ou ainda pode-se avaliar a compatibilidade das trajetórias reais com aquelas geradas por meios virtuais. Se disponível, um simulador completo do tipo DiL poderia ser utilizado para substituir o piloto virtual por um piloto real, dando continuidade ao objetivo principal do trabalho que é corroborar para que testes subjetivos possam se dar início na fase de projeto do veículo.

REFERÊNCIAS

- ADAMS, **The Multibody Dynamics Simulation Solution**. [S.l.]: MSC Software, 2016. Disponível em < <http://www.mscsoftware.com.br/product/adams> >. Acesso em: 23 jan. 2016.
- AQUINO, Pedro. **Desenvolvimento matemático e implementação numérica de um modelo half-car, incluindo banco, para análise da dinâmica vertical de um veículo**. 2014. 181 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014.
- ARMSTRONG, J. S., COLLOPY, F. Error Measures For Generalizing About Forecasting Methods: Empirical Comparisons. **International Journal of Forecasting**, v. 8, p 69-80, 1992
- AUTOMOTIVE TESTING, **Specification for the ATI Reverse-Steer Rollover Test Protocol**. [S.l.]: ATI Heitz, Jan. 2010. Disponível em < <http://www.atiheitz.com/> >. Acesso em: 10 out. 2015
- BLUNDELL, Michael & HARTY, Damian. **Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. 1 ed. Burlington: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004.
- BROWN, Matthew, FUNKE, Joseph, ERLIEN, Stephen, GERDES, J. Christian. Safe driving envelopes for path tracking in autonomous vehicles. **Control Engineering Practice**, v. 61, p. 307-316, Apr. 2017.
- CARVALHO, Glauber Diniz César. **Metodologia para avaliação do comportamento dinâmico de passageiro em veículo automotor usando modelagem numérica**. 2009. 180 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2014.
- CNT, Código Nacional de Trânsito. **Pesquisa CNT de Rodovias 2015: Relatório Gerencial**. Brasília: CNT : SEST : SENAT, 2015.
- CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Resoluções do CONTRAN 2015. [S.l.]: DENATRAN, 2015. Disponível em < <http://new.denatran.gov.br/resolucoes.htm> >. Acesso em: 15 nov. 2015
- CRF. **Handling & Ride**. Torino: Centro Ricerche FIAT, 2006.
- DEWETRON, **DEWE-2010 Manual**. [S.l.]: DEWETRON, 2015. Disponível em < http://www.dewamerica.com/downloads/manuals/benchtop/DEWE-2010_manual.pdf >. Acesso em: 25 jan. 2016.
- DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRAESTRUTURA DE TRANSPORTES. Anuário Estatístico de Acidentes 2010. [S.l.]: DNIT, 2010. Disponível em < <http://www.dnit.gov.br/rodovias/operacoes-rodoviaras/estatisticas-de-acidentes> >. Acesso em: 02 abr. 2014.
- ELS, P. S.; THERON, N.J.; UYS, P.E.; THORESSON, M.J. The ride comfort vs. handling

compromise for off-road vehicles, **Journal of Terramechanics**, v. 44, p. 303-317, 2007

ESMAILZADEH, E., GOODAZI, A., VOSSOUGH, G.R. Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling. **Mechatronics**, v. 13, p. 659-675, 2003.

FENICI, Prof. R. Analyzing vehicle traditional telemetry and driver physiological telemetry to correlate human stress with vehicle transient dynamics. In: VI-GRADE USERS CONFERENCE, 5., 2013, Marburg. **Anais eletrônicos...** Marburg: VI-GRADE, 2013. Disponível em: <http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=5th_vigrade_conference>. Acesso em: 23 out 2015.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992.

HARRISON, I. & EWBANK, D. Delivering race-winning performance with VI-Motorsport and HEEDS MDO. In: VI-GRADE USERS CONFERENCE, 5., 2013, Marburg. **Anais eletrônicos...** Marburg: VI-GRADE, 2013. Disponível em: <http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=5th_vigrade_conference>. Acesso em: 23 out 2015.

HOLZMANN, Henning. WURSTER, Uwe. HiL Simulation of closed-loop driving maneuvers. **Vehicle Dynamics International – Annual Showcase 2012**, Dorking: UKIP Media & Events, p. 32-35, 2012.

KRITAYAKIRANA, Krisada & GERDES, J. Christian. Autonomous vehicle control at the limits of handling. **Int. J. Vehicle Autonomous Systems**, v. 10, n. 4, p. 271-296, 2012.

LEAL, Vinícius. **Estudo cinemático de suspensões veiculares do tipo eixo de torção**. 2007. 174 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2007.

HOWE, J. Gavin, GARROT, W. Riley, FORKENBROCK, Garrick. **An Experimental Examination of Selected Maneuvers That May Induce On-Road Untripped, Light Vehicle Rollover: Phase I-B of NHTSA's 1997-1998 Vehicle Rollover Research Program**, East Liberty: National Highway Traffic Safety Administration, 2002.

OGILVIE L. Closing the loop - offline and online simulations in racing car development. In: VI-GRADE USERS CONFERENCE, 5., 2013, Marburg. **Anais eletrônicos...** Marburg: VI-GRADE, 2013. Disponível em: <http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=5th_vigrade_conference>. Acesso em: 23 out 2015.

ORGANIZAÇÃO MUNDIAL DE SAÚDE. **Global status report on road safety 2015**. Genebra: World Health Organization, 2015. Disponível em < http://www.who.int/violence_injury_prevention/road_safety_status/2015/en/ >. Acesso em: 8 nov. 2015

PACEJKA, H. B. **Tyre and Vehicle Dynamics**. 2 ed. Butterworth Heinemann, 2002.

PASCALI, L. Integration of Tire and Chassis Development: Method and Tools. In: VI-GRADE USERS CONFERENCE, 5., 2013, Marburg. **Anais eletrônicos...** Marburg: VI-GRADE, 2013. Disponível em: <http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=5th_vigrade_conference>. Acesso em: 23 out 2015.

REGH, Fabian. BÖHM, Christoph DIEBOLD, Luc. WEIST, Udo. Kinesthetic perception of the handling behavior of digital prototypes based on multibody simulation in closed-loop testing. **Vehicle Dynamics International – Annual Showcase 2014**, Dorking: UKIP Media & Events, p. 18-21, 2014.

REIMPELL, J.; STOLL, H.; BETZLER, J. W.. **The automotive chassis: Engineering Principles**. 2 ed. Woburn: Butterworth-Heinemann, 2001.

TAVOOSI, V., KAZEMI, R., HOSSEINI, S. M. Vehicle Handling Improvement with Steer-by-Wire System Using Hardware in the Loop Method. **Journal of Applied Research and Technology**, v. 12, p 769-781, 2014.

UYS, P. E., ELS, P. S., THORESSON, M.J. Criteria for handling measurement. **Journal of Terramechanics**, v. 43, p 43-67, 2006.

VBOX, **RLVB3i Manual**. [S.l.]: Racelogic, 2016. Disponível em < http://www.racelogic.co.uk/downloads/vbox/Manuals/Data_Loggers/RLVB3i_Manual%20-%20English.pdf >. Acesso em: 25 jan. 2016.

VI-GRADE, **Car Real Time**. [S.l.]: VI-GRADE, 2016. Definição do produto em < http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=vehicle_dynamics_carrealtime >. Acesso em: 23 jan. 2016.

VINCENTY, T. Direct and Inverse Solutions of Geodesics on the Ellipsoid with application of nested equations. **Survey Review**, Tolworth, v. 23, n. 173, p. 88-91, Apr. 1975.

WILHELM, H. & UHLMANN, R. Advanced steering model in VI-CarRealTime for realistic force feedback. In: VI-GRADE USERS CONFERENCE, 5., 2013, Marburg. **Anais eletrônicos...** Marburg: VI-GRADE, 2013. Disponível em: <http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=5th_vigrade_conference>. Acesso em: 23 out 2015.

WU, Jianyong, WANG, Qingping, TANG, Houjun. Studies on improving vehicle handling and lane keeping performance of closed-loop driver–vehicle system with integrated chassis control. **Mathematics and Computers in Simulation**, v. 80, p 2297-2308, 2010.