



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**PROPOSIÇÃO DE CIRCUITOS VIRTUAIS PARA
ESTUDO DA DINÂMICA TRANSVERSAL DE UM
VEÍCULO SUV**

**Autor: Jorge Eduardo Gomes Santana
Orientador: Dra. Rita de Cássia Silva**

**Brasília, DF
2018**



JORGE EDUARDO GOMES SANTANA

**PROPOSIÇÃO DE CIRCUITOS VIRTUAIS PARA ESTUDO DA DINÂMICA
TRANSVERSAL DE UM VEÍCULO SUV**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Dra. Rita de Cássia Silva

**Brasília, DF
2018**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

G. Santana, Jorge E.

Proposição de circuitos virtuais para estudo da dinâmica transversal de um veículo SUV: Jorge Eduardo Gomes Santana. Brasília: UnB, 2018.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2018. Orientação: Dra. Rita de
Cássia Silva

1. Dinâmica de veículos. 2. SUV. 3. Circuito Fechado. I. Cássia
Silva, Rita. II. Dra.

CDU Classificação

**PROPOSIÇÃO DE CIRCUITOS VIRTUAIS PARA ESTUDO DA DINÂMICA
TRANSVERSAL DE UM VEÍCULO SUV**

Jorge Eduardo Gomes Santana

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 03 de Julho de 2018 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Profa. Dra.: Rita de Cássia Silva, UnB/ FGA
Orientadora

Prof. Dr.: Alessandro B. de S. Oliveira, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr.: Mateus Rodrigues Miranda, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2018

Esse trabalho é dedicado à minha família e àqueles que dedicam suas vidas à educação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha mãe, Geralda do Rosário Gomes, que me ensinou valores como o do trabalho, honestidade e o da família, e ao meu pai, João Gualberto Santana, pelo suporte incondicional e amizade.

Agradeço aos meus irmãos, Regiane e Elias, e ao meu padrinho Edson, por serem sempre a base e exemplos para meu crescimento profissional e pessoal. Agradeço também ao meu sobrinho, Luís Antônio, por alegrar e trazer vida a nossa família.

Agradeço a todos os professores e funcionários da Faculdade do Gama, UnB, que contribuíram de alguma forma para minha formação. Agradeço aos professores: Dr. Alessandro B. de S. Oliveira e Dr. Mateus Rodrigues Miranda, que gentilmente aceitaram o convite para participarem da banca e, em especial, à minha orientadora, Professora Dra. Rita de Cássia Silva pela orientação e apoio nesse momento crucial em minha vida.

Agradecimento especial: ao querido amigo Arthur Neme, pelo apoio e trabalho durante este estudo; aos companheiros que de alguma maneira marcaram minha vida durante a graduação e durante meu intercâmbio.

Agradecimentos Institucionais

UNB – Universidade de Brasília

*“A vida me ensinou a nunca desistir.
Nem ganhar, nem perder, mas procurar evoluir.
Podem me tirar tudo que eu tenho,
só não podem me tirar as coisas boas que eu já fiz pra quem eu amo.”*

Charlie Brown Jr.

RESUMO

Esse trabalho consiste no estudo do comportamento de um veículo SUV em circuitos virtuais desenvolvidos em ambiente multicorpos, com curvas de diferentes raios, estabelecidos segundo as normas do Departamento Nacional de Estradas de Rodagem (DNER) ou no manual de desenho de ruas de San Diego, com enfoque em seu desempenho em dinâmica transversal. Automóveis desse segmento estão cada vez mais presentes no mercado automotivo, apresentados ao público como veículos versáteis. Recentemente, uma frota de veículos dessa categoria foi adquirida pela polícia militar e houve relatos de capotamento ou perda de controle em casos de perseguições em altas velocidades, principalmente em curvas. Com grandes investimentos em aparato e nas vidas desses policiais, se torna de grande importância conhecer o desempenho de viaturas utilizadas por eles. As características desse tipo de veículo, como centro de gravidade, comprimento, largura e peso, em geral, maiores quando comparadas à sedãs e aos hatches, implicam em um comportamento especial, principalmente em curvas mais fechadas e em altas velocidades. Ao submeter o modelo de SUV a um traçado projetado de acordo com as normas do DNER, é possível observar quais são os principais fatores em situações reais do usuário brasileiro que afetam a estabilidade desses veículos. Foi feita uma simulação preliminar utilizando um veículo da biblioteca do software comercial ADAMS/Car® no circuito com curvas normatizadas pelo DNER. A simulação e análise do veículo SUV no traçado será conduzida na segunda etapa desse trabalho, na qual será evidenciado os principais fatores que geram os problemas e será proposto possíveis soluções.

Palavras-chave: Dinâmica transversal. Veículo utilitário esportivo (SUV). Comportamento em curva. Rolagem em curvas.

ABSTRACT

This work consists of the study of the behavior of an SUV vehicle in virtual circuits developed in multi-body environment, with curves of different radius established according to the norms of the National Department of Roads (DNER) or to the Street Design Manual of San Diego, focusing on its performance in transverse dynamics. Automobiles of this segment are increasingly present in the automotive market, presented to the public as versatile vehicles. Recently, a fleet of vehicles of this category was acquired by the military police and there were reports of rollover or loss of control in cases of pursuit at high speeds, especially in curves. With big investments in the apparatus and in the lives of police officers, it becomes very important to know the performance of vehicles used by them. The characteristics of this type of vehicle, such as center of gravity, length, width and weight, are generally greater when compared to sedans and hatches, implying in a special behavior, especially in curves with small radius and high speeds. By subjecting the SUV model to a track designed in accordance with the DNER standards, it is possible to observe what are the main factors in real brazilian user situations that affect the stability of these vehicles. A preliminary simulation was performed using a vehicle from the ADAMS Car® commercial software library in the circuit with curves standardized by the DNER. The simulation and analysis of the SUV in the route will be conducted in the second stage of this work, in which the main factors that generate the problems will be evidenced and solutions will be proposed.

Keywords: Transversal dynamics. SUV. Curve behavior. Roll in curves.

Sumário

1.	INTRODUÇÃO	17
1.1.	MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA	18
1.2.	OBJETIVOS	19
1.3.	ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	19
2.	ASPECTOS GERAIS SOBRE A DINÂMICA VEICULAR	20
2.1.	COMPORTAMENTO DE UM VEÍCULO EM CURVA: UMA ABORDAGEM À DINÂMICA TRANSVERSAL	21
2.1.1.	Curvas em baixa velocidade	22
2.1.2.	Curvas em alta velocidade	23
2.1.3.	Efeitos da Suspensão em Curvas.....	34
3.	PROJETO DE CURVAS SEGUNDO O DEPARTAMENTO NACIONAL DE ESTRADAS DE RODAGEM (DNER)	37
3.1.	CLASSIFICAÇÃO DE RODOVIAS SEGUNDO O DNER	37
3.2.	FATORES QUE INFLUENCIAM A ESCOLHA DO TRAÇADO	39
3.3.	ELEMENTOS GEOMÉTRICOS DAS ESTRADAS DE RODAGEM	39
3.3.1.	Elementos planimétricos.....	39
3.4.	FAIXA DE ROLAMENTO	40
3.5.	VELOCIDADE DE PROJETO E DE OPERAÇÃO	41
3.6.	Veículos de Projeto	41
3.6.1.	Veículo teórico de passeio leve (SUV).....	42
3.7.	CONCORDÂNCIA HORIZONTAL COM CURVAS CIRCULARES	42
3.7.1.	Geometria da curva circular simples.....	42
3.7.2.	Curvas circulares compostas com transição e sem transição.....	44
3.8.	CIRCUITO NORMALIZADO SEGUNDO DNER	45
4.	CIRCUITOS DE BAIXO TRÁFEGO E MENOR DIRIGIBILIDADE	49
5.	VEÍCULOS UTILIZADOS.....	51
5.1.	VEÍCULO IDEAL	51
5.2.	VEÍCULO SUV	52
6.	RESULTADOS	54
6.1.	SIMULAÇÕES	54
6.2.	ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO	56
6.3.	ACELERAÇÃO LATERAL	59
6.4.	ÂNGULO DE ROLAGEM	61

6.5. TRANSFERÊNCIA DE CARGAS VERTICAIS.....	63
6.6. VEÍCULO ACELERADO	65
7. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	68
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema de coordenadas convencionado pela SAE (Jazar, 2008).	20
Figura 2 - Um Nissan GT-R fazendo uma curva rápida: forças longitudinais, laterais e verticais em ação (Marco de Bari/Quatro Rodas).....	21
Figura 3 – Ilustração de um sistema de malha fechada.....	22
Figura 4 - Ilustração de um sistema de Malha aberta	22
Figura 5 - Geometria de um veículo em curva	22
Figura 6- Força Lateral	23
Figura 7 – Ilustração de um veículo sob efeito de uma força centrada em seu CG e as consequentes forças laterais que surgem para balancear o veículo	24
Figura 8 - Propriedades da força de um pneu em curva (Gillespie, 1992).....	24
Figura 9 - Modelo de bicicleta em curva (Gillespie, 1992).....	25
Figura 10 - Trajetórias de um veículo neutro “1”, subesterçante “3” e sobreesterçante “2” (Fonte: Nicolazzi, 2012).....	28
Figura 11 - Os três comportamentos característicos de um veículo	29
Figura 12- Mudança do ângulo de esterçamento em relação à velocidade (Gillespie, 1992) ..	29
Figura 13 - Ganho na velocidade de guinada em função da velocidade longitudinal (Gillespie, 1992).....	31
Figura 14 - Ângulo de desvio lateral para curvas de baixa velocidade (Gillespie, 1992)	32
Figura 15 - Ângulo de desvio lateral em curvas de alta velocidade (Gillespie, 1992).....	32
Figura 16 - Linha de esterçamento neutro em um veículo (Gillespie, 1992)	33
Figura 17 - Força lateral absorvida, em função da carga normal sobre a roda, para um ângulo de deriva de 8°	35
Figura 18 - Análise de forças de um veículo em curva (Gillespie, 1992)	36
Figura 19 - Curvas de raio longo concordadas com tangentes curtas (Fonte: DER-SC, 2000).....	39
Figura 20 - Eixo de um trecho de estrada	40
Figura 21 - Curva horizontal circular simples (Fonte: Macedo, 2010)	43
Figura 22- Invasão da faixa adjacente	44
Figura 23- Principais elementos da transição em espiral (Fonte: Macedo, 2010)	45
Figura 24 - Traçado do circuito segundo as normas DNER.....	46
Figura 25 - Circuito fechado normalizado segundo as normas do DNER.....	46
Figura 26 - Concepção de reta no Road Builder	47
Figura 27 - Concepção de curvas no Road Builder	47
Figura 28 - Traçado do circuito de área residencial.....	50
Figura 29 - Circuito fechado com curvas	50
Figura 30 - Veículo MDI.....	52
Figura 31 - Modelo RAV4, 1997.....	52
Figura 32 - Veículo SUV modelado	53
Figura 33 - Ângulo de esterçamento das rodas para realização das curvas a 60 km/h	56
Figura 34 – Ângulo de esterçamento das rodas para realização das curvas a 80 km/h	56
Figura 35 - Ângulo de esterçamento das rodas para realização das curvas a 100 km/h.....	57

Figura 36 - Veículo MDI (superior) e SUV (inferior) percorrendo as curvas 6 e 8 nas simulações.....	57
Figura 37-Ângulo de esterçamento a 30 km/h no circuito residencial	58
Figura 38 - Ação da aceleração lateral no veículo a 60 km/h	59
Figura 39 - Ação da aceleração lateral no veículo a 80 km/h	59
Figura 40- Ação da aceleração lateral no veículo a 100 km/h	60
Figura 41 - Aceleração lateral a 30 km/h no circuito residencial	60
Figura 42 - Ângulo de rolagem do chassi a 60 km/h	61
Figura 43- Ângulo de rolagem do chassi a 80 km/h	61
Figura 44-Ângulo de rolagem do chassi a 100 km/h	62
Figura 45 - Ângulo de rolagem do chassi a 30 km/h no circuito residencial.....	62
Figura 46 - Transferência de cargas entre as rodas internas e externas a 60 km/h	63
Figura 47 - Transferência de cargas entre as rodas internas e externas a 80 km/h	64
Figura 48 - Transferência de cargas entre as rodas internas e externas a 100 km/h.....	64
Figura 49 - Transferência de cargas entre as rodas internas e externas a 30 km/h no circuito residencial.....	65
Figura 50- Mudança do ângulo de esterçamento em relação à velocidade (Gillespie, 1992) ..	66
Figura 51 - Mudança do ângulo de esterçamento em relação à velocidade (curva 6).	66

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 - Tendência de esterçamento de um veículo em movimento para frente.....	27
Tabela 2 - Relação entre o comportamento do veículo e a margem estática	34
Tabela 3 - Classificação de estradas segundo o (DNER, 1973)	38
Tabela 4 - Largura das faixas de rolamento, em tangente, em função do relevo e da classe de projeto (m)	40
Tabela 5- Velocidades de projeto (km/h)	41
Tabela 6 - Veículos de projeto.....	42
Tabela 7- Valores-limite dos raios R acima dos quais podem ser dispensadas curvas de transição (Fonte: DNER, 1973)	44
Tabela 8 - Características das curvas do circuito (Fonte: DNER, 1973).....	46
Tabela 9 - Raios de retorno do meio-fio para áreas residenciais	49
Tabela 10 - Raios de curvas para o circuito residencial.....	50
Tabela 11 - Características do modelo MDI.....	51
Tabela 12 - Características do modelo SUV.....	52
Tabela 13 - Entradas fornecidas para as simulações.....	55

LISTA DE SÍMBOLOS

a_y	-	Aceleração lateral
b	-	Distância do CG ao eixo dianteiro
c	-	Distância do CG ao eixo traseiro
CCa	-	Coeficiente de esterço do pneu
Ca	-	Rigidez lateral de esterço do pneu
Ca_f	-	Rigidez lateral de esterço dos pneus dianteiros
Ca_r	-	Rigidez lateral de esterço dos pneus traseiros
e	-	Distância do CG à linha de esterçamento neutro
F_y	-	Força lateral
F_{yf}	-	Força lateral no eixo dianteiro (esterçamento)
F_{yr}	-	Força lateral no eixo traseiro (esterçamento)
F_z	-	Força vertical
g	-	Constante da aceleração gravitacional = 9,81 m/sec ²
h	-	Altura do CG
K	-	Gradiente de sub-esterçamento
L	-	Distância Entre eixos
M	-	Massa do veículo
R	-	Raio da curva
r	-	Velocidade de guinada
t	-	Bitola
V	-	Velocidade à frente
v_x	-	Velocidade longitudinal
W	-	Peso total
W_f	-	Carga sobre o eixo dianteiro
W_r	-	Carga sobre o eixo traseiro
α	-	Ângulo de deriva do pneu

α_f	-	Ângulo de deriva médio dos pneus dianteiros
α_r	-	Ângulo de deriva médio dos pneus traseiros
β	-	Ângulo de escorregamento lateral
δ	-	ângulo de esterço médio nas rodas dianteiras
δ_i	-	Ângulo de esterçamento da roda interna em uma curva
δ_o	-	Ângulo de esterçamento da roda externa em uma curva
φ	-	Ângulo de Rolagem do veículo
ψ	-	Ângulo de guinada

CAPÍTULO 1

Este capítulo traz a apresentação do trabalho, objetivos, motivação e justificativa do trabalho

1. INTRODUÇÃO

Os veículos utilitários esportivos (*Sport Utility Vehicle - SUV*) conhecidos atualmente, são fruto da evolução de dois segmentos automotivos. O primeiro é o segmento das camionetas com carroceria de aço, projetadas para o trabalho no campo ou cidades. Um dos primeiros modelos foi o utilitário americano *Chevrolet Suburban*, inspiração para as versões brasileiras *Chevrolet Amazonas* e *Veraneio*. O segundo segmento é dos veículos leves com tração nas quatro rodas, criados para a segunda guerra mundial, os jipes. Dentre eles pode-se citar o *Jeep Willys* e o primeiro *Land Rover*. Veículos robustos e com bom torque em baixas rotações, antes pensados para o trabalho pesado, evoluíram. Atualizações de estilo, visuais mais imponentes, mudanças visando ao maior conforto e à dirigibilidade fizeram com que esses veículos passassem a fazer parte do mercado de automóveis de passeio e até mesmo de luxo (Hyundai, 2016).

Na história brasileira, SUVs foram e são muito utilizados por forças policiais, empresas e também como ambulância. Sua altura e tamanho sempre foram atrativos para situações de trabalho, além de ser funcional tanto em cidades, com pistas e rodovias pavimentadas, quanto em estradas de difícil acesso. Também se tornaram atrativos para o usuário comum, de forma que em 2017 suas vendas superaram pela primeira vez na história o consumo de carros de entrada, segmento muito forte no mercado brasileiro. Isso se deu pela vasta gama de opções hoje existentes, que varia desde o tradicional SUV de grande porte aos utilitários pequenos de baixo custo.

Com o sucesso do segmento também vem a preocupação com a segurança desses veículos. Segundo a organização americana *Insurance Institute for Highway Safety* (IIHS), capotamentos são muito mais comuns em SUVs, quando comparadas às *pickups* e, especialmente, aos carros. Além de mais comuns, o capotamento de utilitários foi responsável por 48% das mortes em acidentes com esse tipo de veículo no ano de 2015.

Segundo (Robertson, 1988), o fato de SUVs serem maiores que carros comuns e terem maior distância entre seu assoalho e a pista faz com que seu centro de gravidade se concentre em um ponto mais alto da estrada em relação à largura do veículo. Ao se adicionar passageiros e carga o centro de gravidade do veículo pode se tornar ainda mais alto. Se outros fatores que afetam a estabilidade em veículos forem os mesmos, um veículo com centro de gravidade mais alto é mais propenso a capotar do que veículos com centro de gravidade mais baixos.

Esse trabalho submeterá primeiramente um veículo de características esportivas, como base de comparação, às pistas virtuais desenvolvidas em ambiente multicorpos. Em seguida, será submetido um veículo SUV, foco principal desse estudo, com intuito de identificar quais são os principais fatores de influência no comportamento do veículo em curvas que o fazem ter um histórico de capotamentos.

1.1. MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

O histórico de perda de controle e, conseqüente, capotamento dos veículos utilitários é antigo. Lançado em 1991, o *Ford Explorer* se tornou um dos grandes exemplos de falta de segurança para o mercado moderno de SUVs. Segundo o autor (Jalonetsky, 2016), uma série de acidentes com o modelo resultaram em mais de 100 ocorrências fatais e centenas de feridos graves pelo mundo, em especial nos Estados Unidos e Venezuela, maiores mercados do modelo. Segundo (Viotto, 2010), pelo menos um caso foi registrado no Brasil, sem fatalidades. A montadora Ford acusou sua fornecedora de pneus Firestone, uma vez que eles estouravam quando suas camadas de borracha descolavam. A fornecedora levantou outro ponto, ao alegar que por ter um centro de gravidade muito alto e problemas na suspensão, o carro perdia o controle nas curvas. Esse acontecimento se tornou motivação para maior vigor nas regras de segurança desse segmento.

Em 2016, o Tribunal de Contas do Distrito Federal decidiu investigar a aquisição, pela Polícia Militar do DF, de 378 veículos utilitários esportivos. A realização da inspeção teria como objetivo verificar se o modelo adquirido – *Mitsubishi Pajero Dakar* – teria mais propensão em se envolver em acidentes. Além disso, também seria investigado se havia justificativa para a escolha desse segmento e modelo para uso das forças policiais. A motivação para essa investigação se deu após vários casos de acidentes envolvendo os SUVs recém adquiridos. Esses veículos foram até restringidos quanto ao uso enquanto maiores estudos eram feitos. Quando questionado pelo TCDF, a PM informou que “não há nenhum precedente de estudo de veículo apropriado à atividade da polícia militar, uma vez que nenhum fabricante de veículos o faz de forma específica para o policial”. Outros órgãos, como Polícia Civil, e civis também fazem uso do mesmo modelo ou de outros do mesmo segmento, e a falta de informação apropriada sobre o comportamento e uso correto destes veículos pode levar a situações de risco.

Em busca de melhorias para essa problemática, foi proposto um estudo do comportamento de veículos SUV em curvas normatizadas pelo Departamento Nacional de Estradas e Rodagens (DNER) e em um circuito que simule uma área residencial. Essa análise, feita com o uso de simulação numérica em ambientes multicorpos, visa a conhecer os principais fatores que podem colocar em risco a vida de ocupantes de utilitários em estradas brasileiras.

1.2. OBJETIVOS

Analisar o comportamento em dinâmica transversal de um veículo utilitário esportivo (SUV) modelado em ambiente virtual multicorpos, em um traçado de pista comum, projetado em ambiente virtual multicorpos de acordo com as normas nacionais. No caso, serão privilegiadas as curvas com raios de 110, 200, 340 e 430 metros, conforme consta no artigo 8º das normas para o projeto das estradas de rodagem. Em seguida, analisou-se também o comportamento do veículo em um circuito de curvas menores, que simulam uma área residencial, de menor acesso.

Esse estudo propiciará a verificação sobre o comportamento do veículo, como transferência de carga em curvas, gradiente de subesterçamento, aceleração lateral, efeitos da suspensão no comportamento do veículo, ângulos de esterçamento e de rolagem do veículo. Com esses dados será possível inferir a respeito da ação mais apropriada para a continuidade em serviço desses veículos no âmbito da força policial.

1.3. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Esse trabalho é composto por 6 capítulos, que introduzem ao leitor a motivação do trabalho, o conhecimento base para entendimento sobre dinâmica transversal e para concepção de curvas segundo o DNER. Em seguida, apresenta-se os resultados preliminares, conclusões e trabalhos futuros.

O capítulo 2 deste trabalho versa sobre a dinâmica veicular, com enfoque na dinâmica lateral. Os principais conceitos envolvidos na dirigibilidade e estabilidade de um veículo submetido a curvas serão apresentados.

O capítulo 3 trata sobre projeto de curvas segundo o Departamento Nacional de Estradas de Rodagem (DNER), de forma a mostrar como são projetadas as rodovias brasileiras, exemplificando as situações as quais nossos veículos são submetidos.

O capítulo 4 mostra o desenvolvimento de um circuito secundário, com curvas de raios menores, mais curtas, e de menor largura, que simula uma área residencial. Os valores utilizados para a realização desse traçado se basearam no manual de desenho de ruas da cidade de San Diego, EUA.

O capítulo 5 apresenta os veículos utilizados no trabalho, com suas principais características.

O capítulo 6 apresenta os resultados das simulações de um veículo esportivo da biblioteca do software comercial multicorpos submetido ao traçado estabelecido e de um veículo SUV modelado pelo Grupo de Modelagem e Simulação de Sistemas Automotivos. Esses resultados foram comparados com o intuito de evidenciar as diferenças de comportamento que um veículo SUV possui em altas velocidades.

O capítulo 7 apresenta as conclusões que podem ser obtidas através da análise dos resultados.

Por fim, o capítulo 8 versa sobre possíveis estudos de soluções e trabalhos futuros para continuação desse trabalho.

CAPÍTULO 2

Esse capítulo traz a abordagem teórica sobre o comportamento de veículos em curva, denominada dinâmica transversal.

2. ASPECTOS GERAIS SOBRE A DINÂMICA VEICULAR

Segundo (Rill, 2005), a dinâmica veicular trata sobre a interação entre o motorista, o veículo, os esforços envolvidos no sistema e o ambiente. O intuito principal da dinâmica veicular é aumentar a segurança e o conforto dos ocupantes de um automóvel e diminuir os danos causados à pista pelo tráfego.

Um sistema de coordenadas ortogonais fixado ao centro de gravidade do veículo e ao ponto de contato pneu-solo são usados para descrever os movimentos de um veículo. Por convenção, as coordenadas fixas ao veículo são: para o eixo x positivo, a direção longitudinal para frente; para o eixo y a direção lateral ou transversal para a esquerda; e para o eixo z a direção vertical para baixo do modelo. A partir dessas direções base, desenvolvem-se as três grandes áreas de estudo da dinâmica veicular.

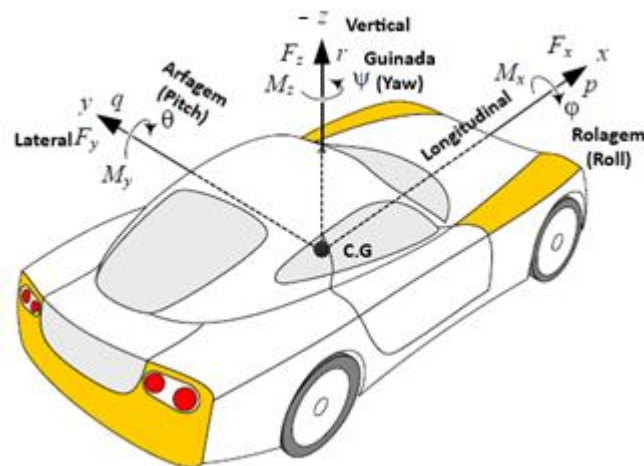


Figura 1 - Sistema de coordenadas convencionado pela SAE (Jazar, 2008).

A primeira delas, a dinâmica longitudinal, versa sobre o comportamento do veículo, quando submetido à aceleração ou à frenagem, levando-o ao que é conhecido como movimento de arfagem (*pitch*). Os sistemas analisados nessa área normalmente são: trem de força (motor, caixa de marcha), aerodinâmica, freios, suspensão e pneu.

A dinâmica vertical estuda a influência de excitações verticais aplicadas ao veículo, normalmente geradas por vibrações provenientes da suspensão, motor, rodas e do pavimento. Os efeitos dessas interações estão diretamente ligados ao conforto dos tripulantes do veículo.

Neste estudo, a dinâmica lateral ou transversal será o foco. Nela, procura-se conhecer o comportamento do veículo sujeito à rolagem (*roll*) e guinada (*yaw*). A guinada está relacionada ao movimento em torno do eixo 'z' de um corpo rígido que mude a direção para a qual ele aponta. A rolagem ocorre também em mudanças de direção ou curvas, mas está relacionada à rotação do corpo rígido em torno do eixo 'x'. A rolagem tem relação direta com a estabilidade do veículo, quando submetido a curvas.



Figura 2 - Um Nissan GT-R fazendo uma curva rápida: forças longitudinais, laterais e verticais em ação (Marco de Bari/Quatro Rodas)

2.1. COMPORTAMENTO DE UM VEÍCULO EM CURVA: UMA ABORDAGEM À DINÂMICA TRANSVERSAL

Segundo (Gillespie apud Good, 1992), o comportamento de um automóvel em curva, tratado como *Handling*, é um fenômeno muito importante na dinâmica veicular. “*Handling*”, traduzido como dirigibilidade, é a capacidade do veículo de responder à entrada imposta pelo motorista, ou sua facilidade de ser controlado. Assim sendo, a dirigibilidade é uma medida geral da combinação veículo-condutor. Esses dois formam um sistema de malha fechada (Figura 3), o que significa que o motorista observa a posição ou a direção do veículo, bem como as condições de estrada e outros fatores externos, e corrige sua entrada para alcançar o movimento desejado, com o uso do volante ou acelerador, por exemplo. Caso seja caracterizado apenas o automóvel, um sistema de malha aberta é usado (Figura 4). Essa se refere à resposta do veículo para entradas específicas de esterçamento e é mais precisamente definida como comportamento da resposta direcional.

A medida mais comumente utilizada em um sistema de malha aberta é o gradiente de subesterçamento (*understeer gradient*). O gradiente de subesterçamento é a medida do desempenho do sistema submetido às condições de estado estacionário, apesar de poder ser usada para inferir propriedades da performance sob condições que não estão totalmente em estado estacionário (*quasi-steady-state conditions*).

Para melhor entender o comportamento da resposta direcional ou curvas em malha aberta, será analisado o comportamento de um veículo em curva com baixa velocidade. Em seguida, se analisará as diferenças que surgem sob a condição de alta velocidade. Com isso, será visto que as propriedades dos pneus utilizados em um

veículo são de suma importância para veículos em curvas de alta velocidade. Também será levantado a influência das propriedades da suspensão em um veículo esterçante.

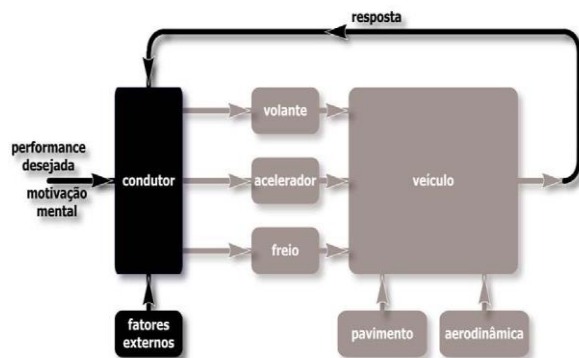


Figura 3 – Ilustração de um sistema de malha fechada

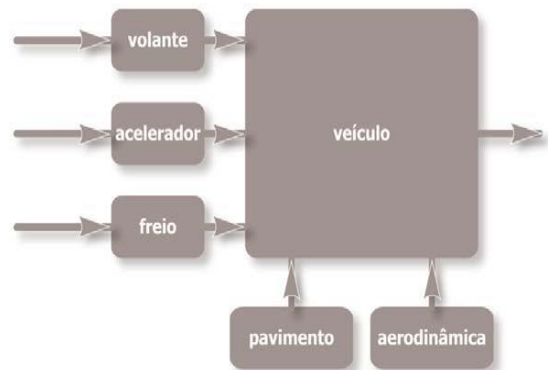


Figura 4 - Ilustração de um sistema de Malha aberta

(Fonte: Leal, 2008)

2.1.1. Curvas em baixa velocidade

Quando se estuda veículos em curvas, o primeiro passo costuma ser a análise em baixa velocidade, por sua simplicidade. Essa condição pode ser vista, por exemplo, em manobras de estacionamento e tem como característica principal o fato de não haver necessidade de desenvolvimento de forças laterais por parte dos pneus. Em outras palavras, a rolagem dos pneus ocorrerá sem um ângulo de escorregamento e o veículo contornará seguindo a geometria apresentada na Figura 5. Essa situação é conhecida como condição de Ackerman.

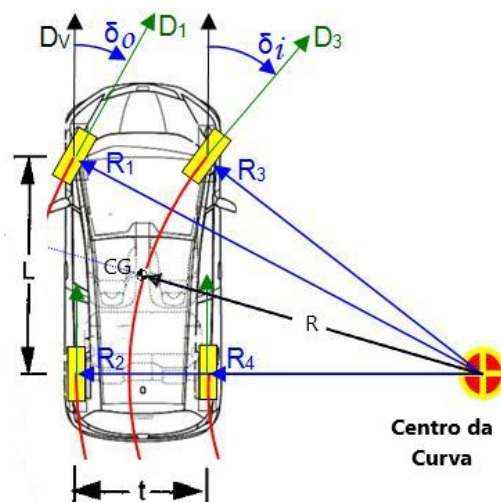


Figura 5 - Geometria de um veículo em curva

Se não houver ângulo de escorregamento nas rodas traseiras, o centro da curva estará alinhado com a projeção do eixo das rodas (R2 e R4). Da mesma maneira, as linhas perpendiculares a cada roda dianteira (R1 e R3) devem passar por esse ponto. Se essa coincidência não existir, haverá um confronto de direções que gerará atrito, ou escorregamento lateral, na curva (Gillespie, 1992).

A partir dessa geometria, assumindo pequenos ângulos na curva, podemos dizer que os ângulos de esterçamento são dados por:

$$\delta_o \cong \frac{L}{\left(R + \frac{t}{2}\right)} \quad (1)$$

$$\delta_i \cong \frac{L}{\left(R - \frac{t}{2}\right)} \quad (2)$$

Onde:

- δ_o e δ_i são os ângulos de esterçamento externo (*out*) e interno (*in*);
- L é o comprimento entre eixos do veículo no sentido longitudinal;
- R é a distância entre o centro da curva e o centro de gravidade do veículo (CG);
- t é a bitola, comprimento do eixo do veículo;

A média dos ângulos das rodas dianteiras (novamente assumindo pequenos ângulos) é definida como ângulo de Ackerman:

$$\delta_a = \frac{L}{R} \quad (3)$$

Os termos “Esterçamento de Ackerman” ou “Geometria de Ackerman” são comumente utilizados para nomear a geometria exata das rodas dianteiras. O desgaste excessivo dos pneus pode ser uma consequência caso não se respeite essa geometria.

2.1.2. Curvas em alta velocidade

Para altas velocidades, o equacionamento de um veículo em curva se difere, uma vez que uma aceleração lateral aparece. Uma força lateral, desenvolvida pelo pneu, irá surgir como forma de equilibrar o movimento e ângulos de deriva estarão presentes em cada roda.

2.1.2.1. As forças laterais

Segundo (Reimpell, 2001), as forças laterais em um pneu rolando podem ser causadas pela rolagem diagonal do pneu em relação à direção de movimento. Se uma força age transversalmente ao centro de gravidade de um veículo (por exemplo, a força do vento), forças laterais são necessárias para balancear o veículo (Figura 6). Para surgir essas forças, o veículo deve alterar sua direção de viagem em um ângulo α , o ângulo de deriva (Figura 7). A dimensão do ângulo de deriva depende das propriedades de transmissão de força do pneu e da força que causa o distúrbio.



Figura 6- Força Lateral

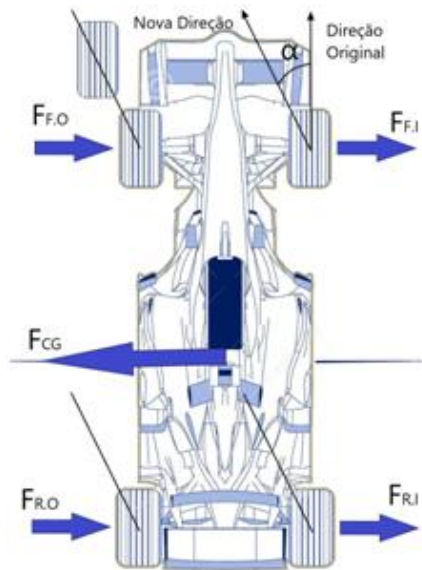


Figura 7 – Ilustração de um veículo sob efeito de uma força centrada em seu CG e as consequentes forças laterais que surgem para balancear o veículo

Pneus só podem transferir forças laterais a um veículo se eles estiverem rolando com um ângulo em relação a ele. As forças laterais devem ser consideradas como sendo perpendiculares ao centro do plano da roda.

Segundo (Gillespie, 1992), para pequenos ângulos de deriva ($\alpha = 5$ graus ou menos) a relação é linear e a força lateral pode ser descrita por:

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (4)$$

A constante de proporcionalidade, C_α , é conhecida como rigidez lateral, e é definida como a inclinação da curva entre a força lateral e o ângulo de deriva, quando $\alpha = 0$ (Figura 8). Um ângulo de deriva positivo produz uma força negativa (para a esquerda) no pneu, implicando que C_α seja negativo.

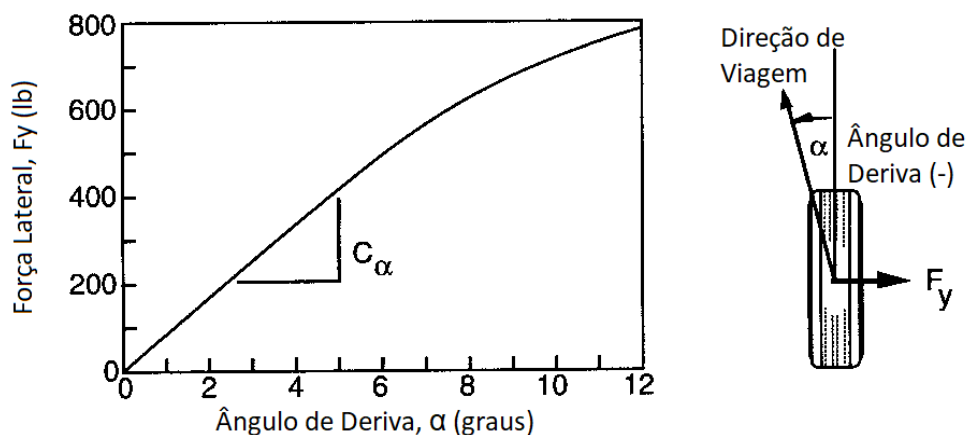


Figura 8 - Propriedades da força de um pneu em curva (Gillespie, 1992)

As propriedades de um pneu em curva também podem ser descritas pelo coeficiente lateral (CC_α), que é a rigidez lateral dividida pelo carregamento vertical, apresentado a seguir:

$$CC_\alpha = \frac{C_\alpha}{F_Z} \quad (5)$$

2.1.2.2. Equacionamento para Curvas em Regime Permanente

As equações que descrevem um veículo em curva em regime permanente são derivadas da aplicação da Segunda lei de Newton juntamente com a equação que descreve a geometria de um automóvel em curva. É conveniente utilizar o que se chama de modelo de bicicleta (Figura 9) para analisar um veículo nessas condições. Segundo (Gillespie, 1992), em altas velocidades o raio da curva é muito maior do que o entre eixos de um veículo. Logo, pequenos ângulos podem ser assumidos, e a diferença entre ângulos de esterçamento internos e externos (δ_i e δ_o - figura 5) das rodas frontais podem ser negligenciados, como mostrado na equação (3).

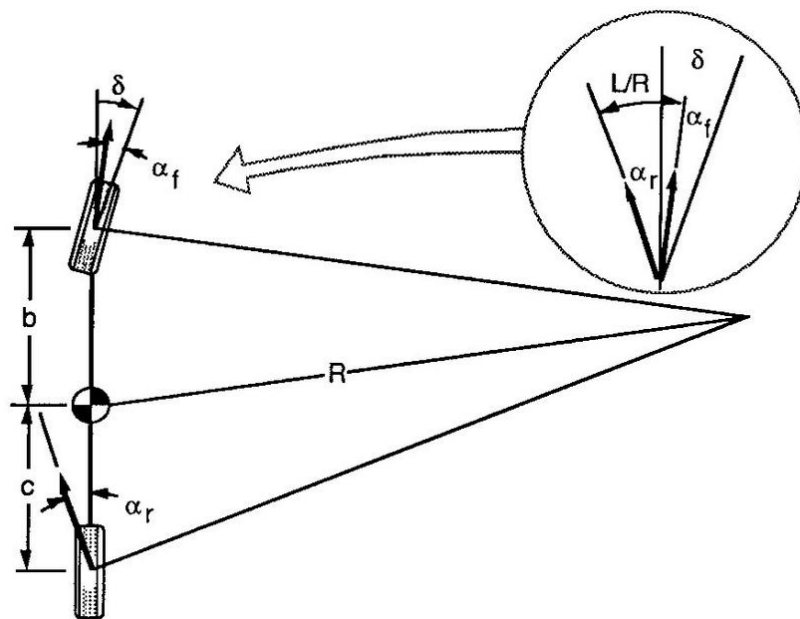


Figura 9 - Modelo de bicicleta em curva (Gillespie, 1992)

Um veículo se movendo com velocidade V em uma curva terá como a soma das forças laterais a massa vezes a aceleração centrípeta.

$$\sum F_y = F_{yf} + F_{yr} = MV^2/R \quad (6)$$

Onde:

- F_{yf} é a força lateral no eixo frontal

- F_{yr} é a força lateral no eixo traseiro
- M é a massa do veículo
- V é a velocidade longitudinal
- R é o raio da curva

A resultante dos momentos das forças laterais, dianteira e traseira, deve ser nula para que o veículo esteja em equilíbrio em torno do centro de gravidade. Pode-se equacionar esse equilíbrio, conforme a equação (7).

$$F_{yf} \cdot b - F_{yr} \cdot c = 0 \quad (7)$$

Onde:

- b é a distância entre o CG e o centro da roda dianteira
- c é a distância entre o CG e o centro da roda traseira

Isolando F_{yf} e substituindo na equação (6):

$$MV^2/R = F_{yr}(c/b + 1) = F_{yr}(b + c)/b = F_{yr}L/b \quad (8)$$

$$F_{yr} = Mb/L(V^2/R) \quad (9)$$

O termo Mb/L é simplesmente a porção da massa do veículo que carrega o eixo traseiro, logo a Eq. (9) nos diz que a força lateral desenvolvida no eixo traseiro deve ser o peso no eixo traseiro pela gravidade (W_r/g) vezes a aceleração lateral naquele ponto. Isso também vale para a força lateral no eixo dianteiro (F_{yf}), utilizando a massa no eixo dianteiro (W_f/g).

Conhecendo as forças laterais, é possível estabelecer a equação para os ângulos de deriva (α_f e α_r), utilizando a Eq. (4):

$$\alpha_f = \frac{W_f V^2}{(C_{\alpha f} R g)} \quad (10)$$

$$\alpha_r = \frac{W_r V^2}{(C_{\alpha r} R g)} \quad (11)$$

Ao analisar a geometria do modelo de bicicleta (Figura 9) pode-se dizer que:

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r \quad (12)$$

Substituindo as equações (10) e (11) em (12):

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{L}{R} + \frac{W_f V^2}{(C_{\alpha f} R g)} - \frac{W_r V^2}{(C_{\alpha r} R g)} \quad (13)$$

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{L}{R} + \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right) \frac{V^2}{gR} \quad (14)$$

Onde:

- δ é o ângulo de esterçamento das rodas frontais (graus)
- L é o comprimento entre eixos
- R é o raio da curva
- V é a velocidade longitudinal
- g é a constante de aceleração da gravidade
- W_f é o carregamento no eixo frontal
- W_r é o carregamento no eixo traseiro
- $C_{\alpha f}$ é a rigidez lateral dos pneus frontais
- $C_{\alpha r}$ é a rigidez lateral dos pneus traseiros

2.1.2.3. Gradiente de Subesterçamento

Segundo (Rill, 2006), o ângulo de esterçamento de Ackerman fornece uma boa aproximação para um veículo em baixa velocidade, uma vez que o segundo termo da Eq. (14) se torna muito pequeno para $V \rightarrow 0$.

Dependendo da rigidez lateral nos eixos e da direção de movimento do veículo (para frente: $V > 0$, para trás: $V < 0$), o ângulo de esterçamento (δ) necessário para manter o veículo no percurso irá diferir do ângulo de Ackerman (Eq. 3) em altas velocidades. Essa diferença é proporcional à aceleração lateral. A Equação (14) muitas vezes é aplicada em sua forma mais curta (Gillespie, 1992), apresentada a seguir:

$$\delta = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{L}{R} + K a_y \quad (15)$$

Onde:

- K é o Gradiente de Subesterçamento (graus/g)
- a_y é a aceleração lateral (g)

Essa equação é de suma importância para análise do comportamento do veículo em curva. Ela descreve como o ângulo de esterçamento (δ) do veículo varia com o raio da curva (R) ou com a aceleração lateral (V^2/gR). O gradiente de subesterçamento (K), que consiste na razão do carregamento de cada eixo pela rigidez lateral dos pneus no eixo (Parcela que multiplica a aceleração lateral na equação 14), determina a magnitude e direção do ângulo de esterçamento requerido. As várias tendências de esterçamento são apresentadas na Tabela a seguir.

Tabela 1 - Tendência de esterçamento de um veículo em movimento para frente

Comportamento	Razão carregamento/rigidez	Gradiente de subesterçamento	Ângulo de deriva
Subesterçante	$\frac{W_f}{C_{\alpha f}} > \frac{W_r}{C_{\alpha r}}$	$K > 0$	$\alpha_f > \alpha_r$
Neutro	$\frac{W_f}{C_{\alpha f}} = \frac{W_r}{C_{\alpha r}}$	$K = 0$	$\alpha_f = \alpha_r$
Sobresterçante	$\frac{W_f}{C_{\alpha f}} < \frac{W_r}{C_{\alpha r}}$	$K < 0$	$\alpha_f < \alpha_r$

2.1.2.3.1. Comportamento Neutro

Um veículo neutro ($K=0$) em uma curva de raio constante não precisa de mudanças no ângulo de esterçamento, mesmo que a velocidade se altere. O ângulo necessário para fazer a curva será equivalente à primeira parcela da equação (15), o ângulo de Ackerman (δ_a).

Para que o comportamento neutro ocorra, deve haver um balanço no veículo de tal forma que a aceleração lateral no CG implique em um aumento do ângulo de deriva (α) idêntico em ambas as rodas, frontais e traseiras.

A trajetória 1 (Figura 10), realizada por um veículo neutro, é considerada ideal, uma vez que o comportamento do carro estará completamente sob controle do piloto e é considerado estável. No entanto, há dificuldades de se obter essa configuração. O equilíbrio ideal de distribuição de peso entre dianteira e traseira e a possibilidade de o usuário variar essa distribuição (malas, passageiros, quantidade de combustível) são problemas que normalmente interferem criticamente nessa condição.

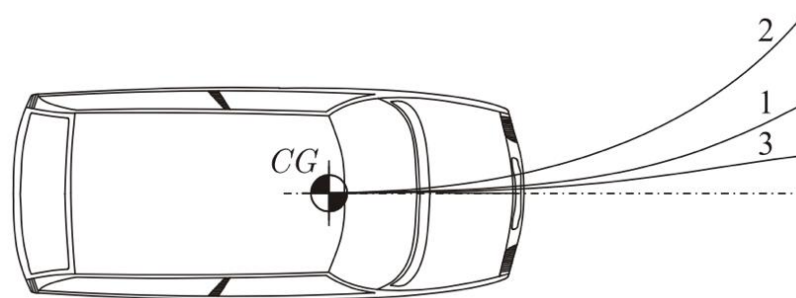


Figura 10 - Trajetórias de um veículo neutro “1”, subesterçante “3” e sobresterçante “2” (Fonte: Nicolazzi, 2012)

2.1.2.3.2. Comportamento Subesterçante

Um automóvel em curva de raio constante que necessite de um ângulo de esterçamento, δ , maior que o ângulo de Ackerman (δ_a) é considerado subesterçante. Esse aumento será dado proporcionalmente pelo gradiente de subesterçamento (K), ou seja, quanto maior K , maior a tendência de o veículo sair do percurso de frente.

Esse comportamento é caracterizado pelo maior ângulo de deriva (α), da roda dianteira em relação à traseira, o que traça um percurso de raio maior do que a curva real, demonstrado pela trajetória 3 (Figura 10). Para manter o veículo na trajetória desejada será necessário um giro adicional no volante no mesmo sentido da curva. Essa manobra é de fácil realização, instintiva, e, portanto, esse comportamento também é considerado estável (Nicolazzi, 2012).

2.1.2.3.3. Comportamento Sobresterçante

Esse comportamento será caracterizado pela necessidade de decréscimo do ângulo de esterçamento (δ) à medida que a velocidade aumenta. Isso se deve pelo fato de a aceleração lateral provocar um maior ângulo de deriva nas rodas traseiras em relação as dianteiras.

Isso faz com que o automóvel reduza o raio do percurso, como representado pela trajetória 2 (Figura 10). Para manter o percurso da curva real, o giro adicional ao volante deve ser no sentido contrário ao da curva. Esse comportamento é considerado instável, uma vez que a manobra para correção exige certa experiência do piloto, que deve girar o volante no sentido contrário ao inicialmente dado para manter o veículo na curva (Nicolazzi, 2012).

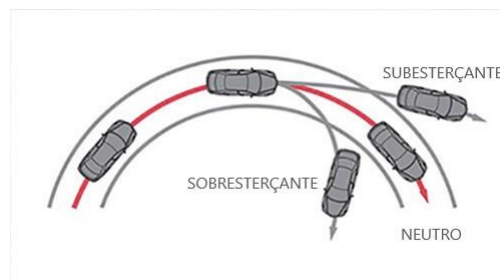


Figura 11 - Os três comportamentos característicos de um veículo

A figura (11) exemplifica os três tipos de comportamento de um veículo e o que ocorreria em uma curva de raio constante sem a correção do ângulo de esterçamento (δ).

2.1.2.4. Velocidade Característica e Velocidade Crítica

A forma como o ângulo de esterçamento (δ) se relaciona com a velocidade em uma curva de raio constante é ilustrada pelo gráfico a seguir (Figura 12).

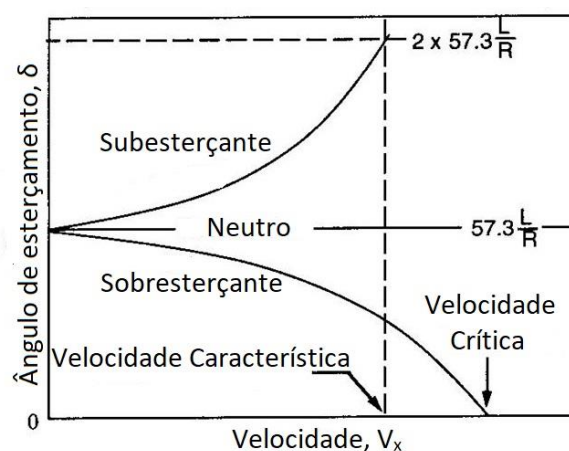


Figura 12- Mudança do ângulo de esterçamento em relação à velocidade (Gillespie, 1992)

Como citado anteriormente, para um veículo neutro, o ângulo de giro para seguir a curva em qualquer velocidade será simplesmente o ângulo de Ackerman. Para o caso subesterçante surge um parâmetro que quantifica o nível de subesterçamento, a velocidade característica (V_{car}). Essa pode ser definida como a velocidade na qual o giro requerido para realizar a curva é o dobro do Ângulo de Ackerman.

$$V_{car} = \sqrt{\frac{180}{\pi} \cdot \frac{gL}{K}} \quad (16)$$

Para o caso sobresterçante, o ângulo de giro decai com o quadrado da velocidade e se torna zero para o valor da velocidade crítica (V_{crit}). Acima dessa velocidade o veículo se tornará instável. A Equação (17) para a velocidade crítica é apresentada a seguir:

$$V_{crit} = \sqrt{-\frac{180}{\pi} \cdot \frac{gL}{K}} \quad (17)$$

Deve ser lembrado que K é negativo, para o caso sobresterçante, de modo que a expressão sob a raiz quadrada é positiva e tem um valor real.

2.1.2.5. Ganho na Aceleração Lateral

O ganho na aceleração lateral se dá pela razão entre a aceleração lateral (a_y) e o ângulo de esterçamento (δ).

$$\frac{a_y}{\delta} = \frac{\frac{V^2}{57,3Lg}}{1 + \frac{KV^2}{57,3Lg}} \quad (18)$$

Essa equação é de grande importância para análise da influência do comportamento do veículo em curva na aceleração lateral que ele produz.

Pode-se ver que, quando K é zero (comportamento neutro), o ganho na aceleração lateral dependerá apenas da velocidade do veículo, sendo proporcional ao quadrado dela.

Quando K é maior que zero (subesterçante), o ganho decai de acordo com o segundo termo no denominador e sempre será menor do que um veículo de comportamento neutro. Por fim, quando K é menor que zero (sobresterçante), o denominador é menor que 1 e o ganho na aceleração lateral aumenta. A magnitude do termo no denominador é dependente do quadrado da velocidade e quando alcança o valor de 1 torna o denominador nulo. Esse momento é caracterizado pela velocidade crítica, quando o ganho na aceleração lateral tende a infinito.

2.1.2.6. Ganho na Velocidade de Guinada

O ganho na velocidade de guinada também é importante por mudar o ângulo de direção do veículo pelo desenvolvimento de uma velocidade de guinada. A velocidade de guinada (r) é a taxa de rotação do ângulo de direção, e é dada por:

$$r = 57,3 \frac{V}{R} \quad (19)$$

Pode-se substituir essa expressão na Equação 15 e resolver para a razão da velocidade de guinada pelo ângulo de giro, que representa o ganho na velocidade de guinada:

$$\frac{r}{\delta} = \frac{\frac{V}{L}}{1 + \frac{KV^2}{57,3Lg}} \quad (20)$$

Pode-se destacar algumas características ao analisar a equação em relação ao comportamento do veículo em curvas. Quando K é 0 (comportamento neutro), ganho é proporcional à velocidade. Para K negativo (sobresterçante), o ganho se torna infinito quando a velocidade atinge a velocidade crítica. Por fim, para k positivo (substerçante), a velocidade de guinada aumenta com o quadrado da velocidade até a velocidade característica. Após esse valor, o ganho começa a decair. Em outras palavras, a maior resposta do veículo à guinada ocorre quando ele atinge a velocidade característica. Essa análise é ilustrada pelo gráfico a seguir:

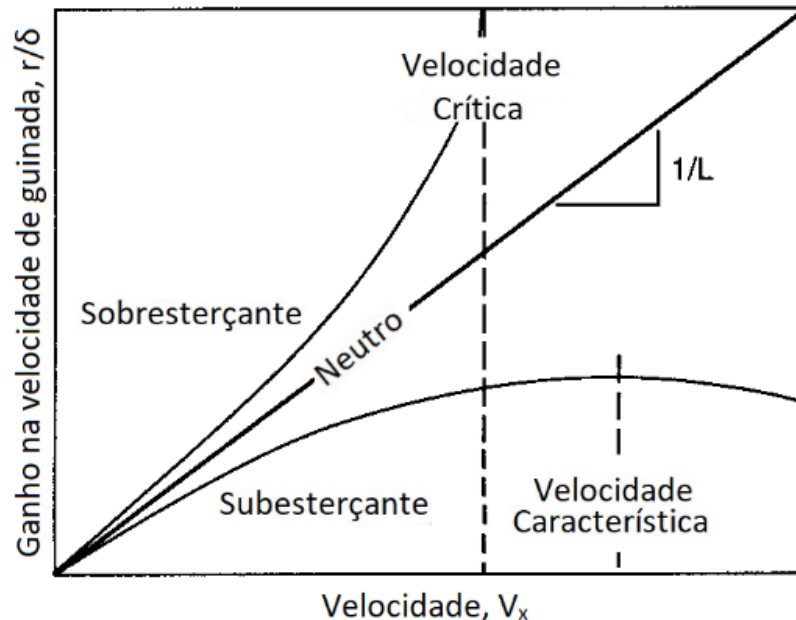


Figura 13 - Ganho na velocidade de guinada em função da velocidade longitudinal (Gillespie, 1992)

2.1.2.7. Ângulo de desvio lateral

Como pôde ser visto, um veículo em curva tem seu comportamento dependente da aceleração lateral. Quando essa tende a zero (velocidades baixas), o traçado da roda traseira segue internamente o da roda dianteira. Na medida em que essa aceleração cresce, a parte de trás do veículo deve derivar para fora no sentido de desenvolver os ângulos de escorregamento necessários nos pneus traseiros (α_r). Segundo (Gillespie,1992), em qualquer ponto no veículo um ângulo de desvio lateral (β) pode ser definido como sendo o ângulo entre o eixo longitudinal e a direção do movimento local. Na prática, o ângulo de desvio lateral será diferente a cada ponto para um veículo durante a execução de uma curva.

Pela convenção da SAE, e partindo do centro de gravidade do veículo, podemos definir o ângulo de desvio lateral como positivo uma vez que a direção do movimento seja orientada no sentido horário a partir do eixo longitudinal, conforme a figura a seguir:

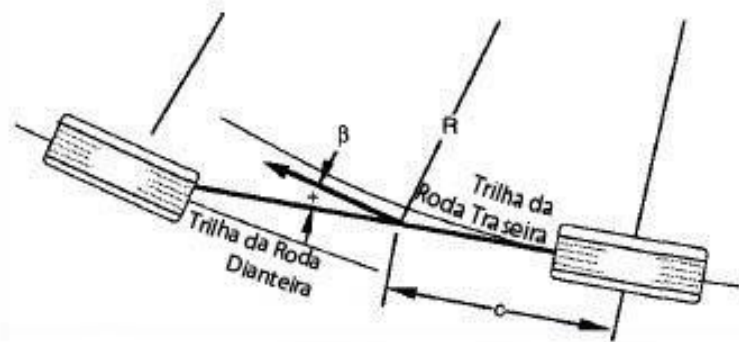


Figura 14 - Ângulo de desvio lateral para curvas de baixa velocidade (Gillespie, 1992)

Em altas velocidades, o ângulo de escorregamento das rodas traseiras faz com que o ângulo de desvio lateral no CG se torne negativo, conforme pode ser visto a seguir:

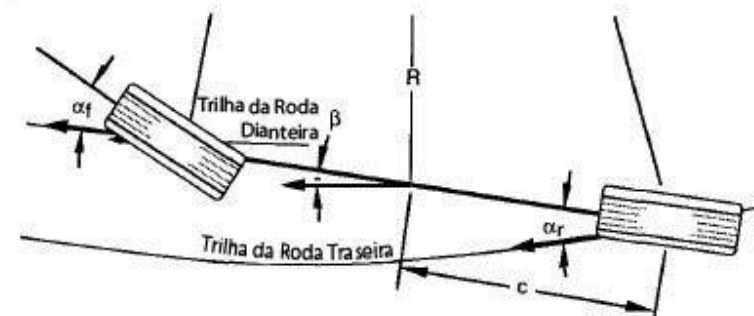


Figura 15 - Ângulo de desvio lateral em curvas de alta velocidade (Gillespie, 1992)

Para qualquer velocidade o ângulo de desvio lateral (β), no CG, será:

$$\beta = 57,3 \frac{c}{R - \alpha_r} \quad (20)$$

$$\beta = 57,3 \frac{c}{R} - \frac{W_r V^2}{(C_{\alpha r} R g)} \quad (22)$$

Pode-se também utilizar a equação da velocidade quando o ângulo de desvio lateral se torna zero:

$$V_{\beta=0} = \sqrt{57,3 g c \frac{C_{\alpha r}}{W_r}} \quad (23)$$

E independe do raio da curva.

2.1.2.8. Margem estática

Além do coeficiente de subesterçamento e da velocidade característica, outro termo fornece uma medida do comportamento da dirigibilidade em regime permanente, a margem estática. Ela é definida como a distância do ponto de esterçamento neutro até o CG, normalizada pelo entre eixos.

O ponto de esterçamento neutro pode ser localizado onde forças laterais não produzem velocidade de guinada em regime permanente. Pode-se também definir uma linha de esterçamento neutro ao longo da qual as forças laterais externas não produzem a velocidade de guinada em regime permanente. Essa linha pode ser traçada no plano x-z, como mostrado na Figura 16.

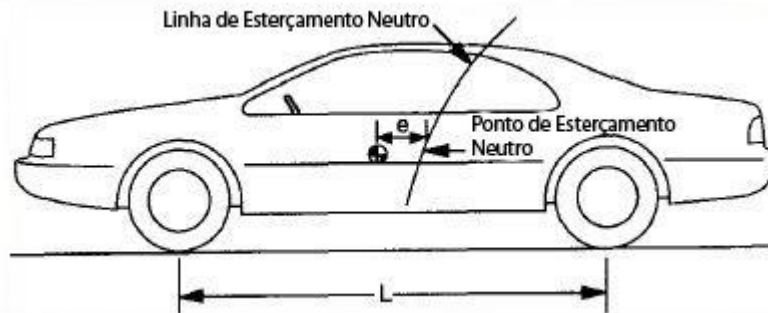


Figura 16 - Linha de esterçamento neutro em um veículo (Gillespie, 1992)

$$\text{Margem estática} = e/L \quad (24)$$

Pode-se utilizar a margem estática como forma de se determinar o comportamento do veículo, conforme a Tabela 2. Para veículos atuais, essa margem gira em torno de 0,05 a 0,07 para trás do CG.

Tabela 2 - Relação entre o comportamento do veículo e a margem estática

PONTO DE ESTERÇAMENTO	MARGEM ESTÁTICA	COMPORTAMENTO
Atrás do CG	Positiva	Subesterçante
No CG	Nula	Neutro
À frente do CG	Negativa	Sobresterçante

2.1.3. Efeitos da Suspensão em Curvas

O sistema de suspensão tem atuação em todos os movimentos possíveis de um veículo. No eixo vertical, a suspensão suporta o peso do carro e os estímulos da pista, tema de estudo na dinâmica vertical. No eixo longitudinal, o sistema trabalha quando o automóvel sofre aceleração ou frenagem, transferindo carga, e se torna alvo da dinâmica longitudinal. Lateralmente, o conjunto também recebe transferência de peso nas curvas e é o principal contribuinte para o chamado momento de rolagem e outros fatores que influenciam na dinâmica transversal veicular.

Como tratado anteriormente, qualquer fator que altere a forma de variação dos ângulos de escorregamento com a aceleração lateral será refletido no comportamento ou balanço do veículo. Também é de grande importância para a dinâmica lateral as modificações da carga e da posição das rodas que um veículo sofre, uma vez que ambos fatores influem nas reações laterais dos pneus, reações essas que mantêm o veículo na pista (Niccolazzi, 2012).

2.1.3.1. Distribuição do Momento de Rolagem

De uma forma geral, para todo pneu as forças laterais são dependentes do carregamento e se relacionam de forma não linear (Gillespie, 1992). Quando em curva, um veículo sofre ação da aceleração centrípeta que gera uma força de inércia no centro de gravidade das massas suspensas. Com a distância do centro de gravidade ao solo e a atuação dessa força, surge um momento que tende a incliná-lo lateralmente.

Essa inclinação leva a uma transferência de carga, que aumenta nas rodas externas e decai nas internas. Com isso, surge uma diferença na carga normal entre as rodas, uma vez que uma estará mais carregada que a outra. Como citado anteriormente, o carregamento em um eixo, e conseqüentemente, em um pneu, interfere no valor de seu ângulo de deriva e isso influenciará na estabilidade do veículo.

A Figura 17 a seguir ilustra como a força lateral pode variar com o carregamento vertical.

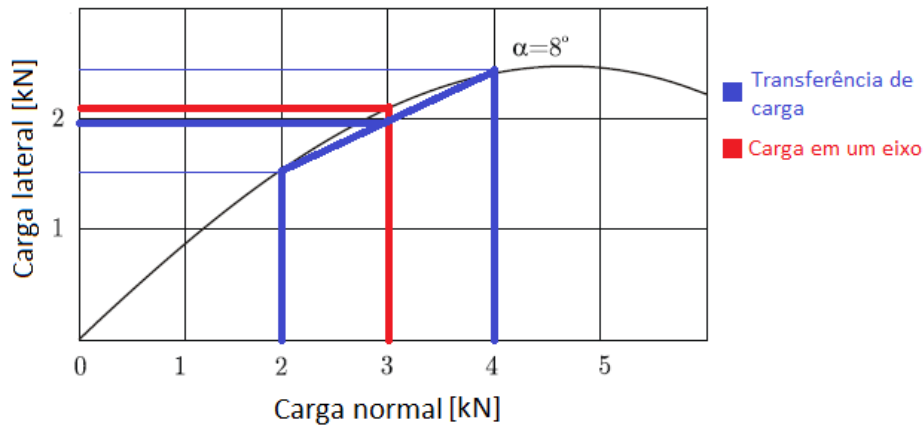


Figura 17 - Força lateral absorvida, em função da carga normal sobre a roda, para um ângulo de deriva de 8°

Segundo (Nicolazzi, 2012), quando um eixo sofre maior variação da carga normal em suas rodas, ele passa a absorver menos força lateral para um mesmo ângulo de deriva. Pode-se ver pela figura 17, que um eixo, quando carregado de 3 kN em cada roda, absorve 2,25 kN de força lateral. Com uma transferência de carga de 1 kN entre as rodas, passou-se a absorver menos carga lateral para um ângulo de deriva de 8 graus. Consequentemente, os pneus terão de assumir maior ângulo de deriva para manter a força lateral necessária para fazer uma curva. Se essa maior variação ocorrer nas rodas frontais, o veículo irá subesterçar. Caso ocorra nas rodas traseiras, o veículo irá sobreesterçar.

Os carros atuais sofrem com esse fenômeno a todo momento. A forma como a distribuição do momento de rolagem é feita para os eixos traseiro e dianteiro decide como o veículo irá se comportar. Se o momento de rolagem no eixo dianteiro for maior, ele subesterça. Se o momento de rolagem maior for no eixo traseiro, ele sobreesterça. Barras estabilizadoras que aumentam a rigidez ao rolamento podem alterar a performance do veículo atuando contra esse acontecimento, sendo aplicado no eixo frontal ou traseiro.

O funcionamento do momento de rolagem aplicado a um eixo é ilustrado na figura 18. Toda a suspensão é simulada como 2 molas equivalentes. A separação lateral (s) entre elas desenvolve um momento resistente ao rolamento proporcional à diferença entre o ângulo de rolagem do corpo e o eixo. A rigidez é dada por:

$$K_\phi = \frac{1}{2} K_s s^2 \quad (24)$$

Onde:

- K_ϕ é a rigidez de rolamento da suspensão
- K_s é a taxa vertical de cada mola
- s é a separação lateral entre as molas

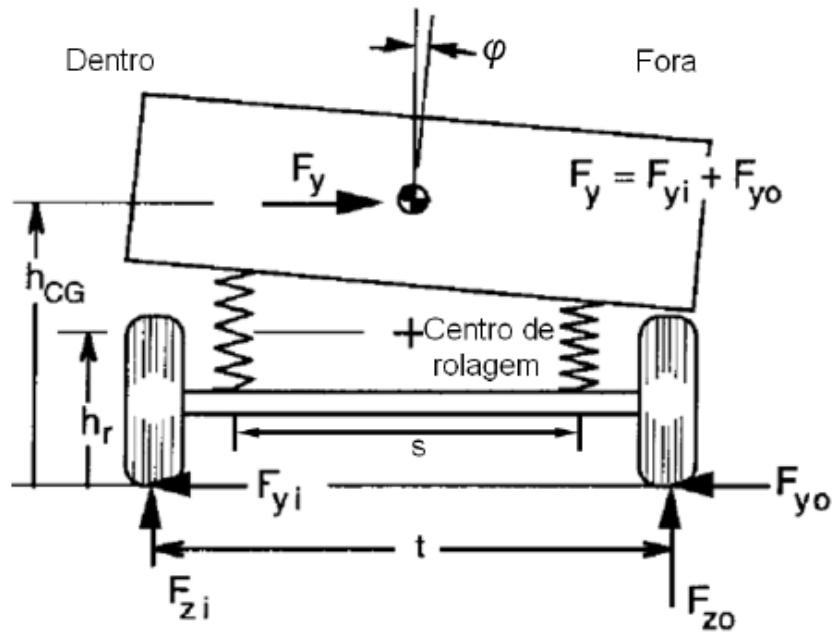


Figura 18 - Análise de forças de um veículo em curva (Gillespie, 1992)

Alguns fatores interferem na taxa de transferência de carga nas rodas de um eixo, como a rigidez das molas, o tipo de suspensão utilizado, do uso ou não de estabilizadores e das massas não suspensas.

Aplicando a Segunda Lei de Newton para os momentos no eixo de um veículo em curva, pode-se determinar a relação entre os carregamentos, a força lateral e o ângulo de rolagem, dados por:

$$F_{zo} - F_{zi} = \frac{2 F_y h_r}{t} + \frac{2 K_\phi \phi}{t} = 2\Delta F_z \quad (24)$$

Onde:

- F_{zo} é o carregamento nas rodas externas a curva
- F_{zi} é o carregamento nas rodas internas a curva
- F_y é a força lateral Total
- h_r é a altura do centro de rolagem
- t é a bitola, comprimento do eixo do veículo

Toda a teoria apresentada até aqui será utilizada no capítulo 5 deste trabalho. Gráficos apresentando ângulos de esterçamento, aceleração lateral, transferência de carga vertical, ângulos de rolagem, entre outros, exemplificarão a literatura até aqui e servirão de base para futuro estudo do veículo SUV.

CAPÍTULO 3

Esse capítulo traz a abordagem teórica sobre o projeto de curvas normatizado pelo DNER.

3. PROJETO DE CURVAS SEGUNDO O DEPARTAMENTO NACIONAL DE ESTRADAS DE RODAGEM (DNER)

Durante um projeto de estradas de rodagem, seguem-se normas técnicas estabelecidas pelo Departamento Nacional de Estradas de Rodagem (DNER). Para tal, estuda-se as diversas características geométricas do traçado, principalmente em função das leis de movimento, características de operação dos veículos, reação dos motoristas, segurança e eficiência das estradas e volume de tráfego. Visa-se com essas regras a garantia de estradas seguras, eficientes, de custo acessível e que proporcionem conforto ao usuário. O desenvolvimento do projeto de forma inadequada acarreta em acidentes de tráfego, baixa eficiência e obsolescência precoce das estradas (Macedo, 2010).

3.1. CLASSIFICAÇÃO DE RODOVIAS SEGUNDO O DNER

Há várias formas para se classificar rodovias, mas o critério mais comumente utilizado para a classificação técnica de rodovias é o volume de tráfego. Esse é estipulado com base no ano-horizonte do projeto, encontrado através de uma estimativa de uso da rodovia no 10^o ano após sua abertura ao tráfego. Esse tráfego previsto é o principal condicionador para um projeto geométrico de vias. Ele permite o estabelecimento da Classe da Estrada e o adequado dimensionamento de todos os seus elementos.

As Normas para Projeto das Estradas de Rodagem foram aprovadas originalmente pelo DNER em 1949 e atualizadas com o tempo. Elas classificam as estradas pelo tráfego, pela importância e pela função da rodovia, como mostrado na Tabela 3.

Os níveis, que variam de A à F, dizem respeito a estabilidade do fluxo de veículos em uma rodovia. Um trecho em escoamento livre, acompanhado por baixos volumes de tráfego e altas velocidades representa o Nível A. O nível B também apresenta fluxo estável, com velocidades de operação a serem restringidas pelas condições de tráfego. Os motoristas possuem razoável liberdade de escolha da velocidade e ainda têm condições de ultrapassagem. O nível C é caracterizado por um fluxo ainda estável, porém as velocidades e as ultrapassagens já são controladas pelo alto volume de tráfego. Portanto, muitos dos motoristas não têm liberdade de escolher a faixa de trânsito e velocidade. O nível D representa um trânsito próximo à zona de fluxo instável, com velocidades de operação toleráveis, mas consideravelmente afetadas pelas condições de operação, cujas flutuações no volume e as restrições temporárias podem causar quedas substanciais na velocidade de operação. Os níveis E e F representam

uma via em plena carga, com seu nível de capacidade no máximo, ou acima de sua capacidade, respectivamente.

Tabela 3 - Classificação de estradas segundo o (DNER, 1973)

CLASSES DE PROJETO		CARACTERÍSTICAS	CRITÉRIO DE CLASSIFICAÇÃO TÉCNICA
0		- Via expressa - Controle total do acesso	Decisão administrativa
I	A	- Pista dupla - Controle parcial de acesso	Se os volumes de tráfego previstos ocasionarem níveis de serviço em rodovia de pista simples inferiores aos níveis C ou D
	B	- Pista simples - Controle parcial de acesso	Volume Médio Horário (VMH) > 200 Volume Médio Diário (VMD) > 1400
II		- Pista simples	$700 \leq VMD \leq 1400$ veículos
III		- Pista simples	$300 \leq VMD \leq 700$ veículos
IV	A	- Pista simples	$50 \leq VMD \leq 300$ veículos
	B	- Pista simples	$VMD < 50$ veículos

- **Classe 0 (via expressa)**: rodovia do mais elevado padrão técnico, com controle total de acesso. O critério de seleção dessas rodovias será o de decisão administrativa dos órgãos competentes.

- **Classe I**: as rodovias integrantes desta classe são subdivididas em estradas de Classe I-A (pista dupla) e Classe I-B (pista simples). A rodovia classificada na Classe I-A possui pista dupla e controle parcial de acesso. Sua necessidade decorrerá quando os volumes de tráfego causarem níveis de serviço inferiores aos níveis C ou D, numa pista simples.

O número total de faixas será função dos volumes de tráfego previstos para o ano-horizonte de projeto. Já as estradas pertencentes a Classe I-B são caracterizadas por rodovias de alto padrão, suportando volumes de tráfego, conforme projetados para o 10º ano após a abertura ao tráfego, com Volume Médio Horário (VMH) > 200 veículos, bidirecionais, ou VMD > 1400 veículos, bidirecionais.

- **Classe II**: rodovia de pista simples, suportando volumes de tráfego (10º ano) compreendidos entre os seguintes limites: $700 \leq VMD \leq 1400$ veículos, bidirecionais.

- **Classe III**: rodovia de pista simples, suportando volumes de tráfego (10º ano) compreendidos entre os seguintes limites: $300 \leq VMD \leq 700$ veículos, bidirecionais.

- **Classe IV**: rodovia de pista simples, as quais podem ser subdivididas em estradas Classe IV-A ($50 \leq VMD \leq 300$ veículos, bidirecionais) e estradas Classe IV-B ($VMD < 50$ veículos, bidirecionais). Os volumes de tráfego também se referem ao 10º ano.

Para o traçado desenvolvido para esse trabalho, foram utilizadas curvas de classes, 0, 1, 2 e 3, como poderá ser visto na seção (3.8) deste capítulo.

3.2. FATORES QUE INFLUENCIAM A ESCOLHA DO TRAÇADO

Vários fatores podem influenciar na definição de um traçado de pista. A topografia da região, quando desfavorável, acarreta em grandes movimentos de terra, elevando substancialmente os custos de construção. As condições geológicas e geotécnicas do terreno, assim como a hidrologia e hidrografia de uma região podem inviabilizar um projeto, uma vez que contornar problemas como rios, rochas e aterros sobre solos moles exigem grande investimento e mão de obra. A presença de benfeitorias ao longo do percurso da estrada também é um fator de importância, uma vez que o custo para desapropriação ou para contornar essa região pode se tornar inviável.

3.3. ELEMENTOS GEOMÉTRICOS DAS ESTRADAS DE RODAGEM

A geometria de uma estrada é definida pelo traçado do seu eixo em planta e pelos perfis longitudinal e transversal. Como o foco do trabalho é a análise de um veículo em curvas em um terreno plano, elementos geométricos altimétricos e transversais não serão abordados. A seguir serão apresentados os elementos que compõem geometrias planimétricas.

3.3.1. Elementos planimétricos

O estudo de um traçado rodoviário é feito com base no alinhamento longitudinal de uma estrada. Nas estradas de rodagem, esse eixo se localiza na região central da pista de rolamento. Um projeto em planta para traçados consiste em uma série de alinhamentos retos, concordados pelas curvas de concordância horizontal. Muitas vezes esses alinhamentos retos são também denominados como tangentes, uma vez que se busca uma combinação entre curvas de raio longo com pequenas retas tangentes a essas curvas, conforme mostrado na Figura 19.

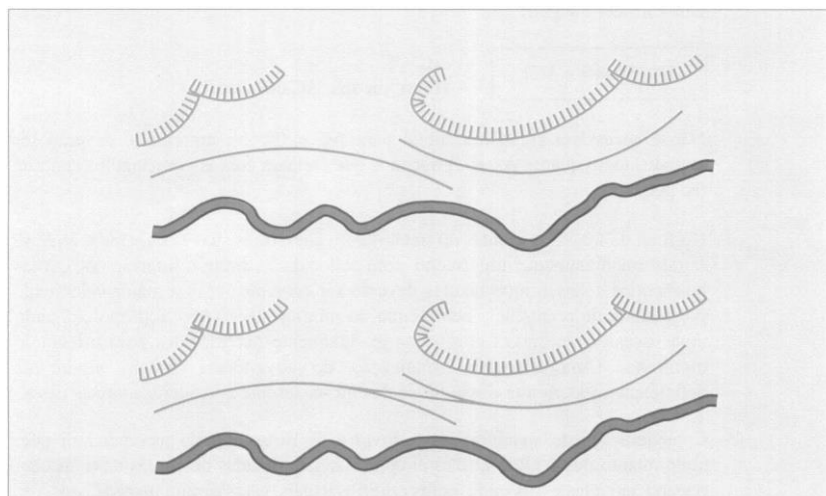


Figura 19 - Curvas de raio longo concordadas com tangentes curtas (Fonte: DER-SC, 2000)

Um alinhamento é caracterizado por sua extensão (comprimento) e pela sua posição relativa ou absoluta. A posição absoluta se refere ao azimute (β), ângulo formado pela reta e o norte magnético de uma bússola. A posição relativa se refere ao ângulo formado entre o alinhamento precedente e um procedente (θ). A figura a seguir mostra o eixo de um trecho de estrada de rodagem:

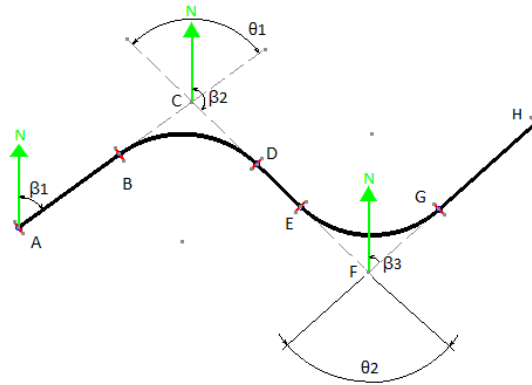


Figura 20 - Eixo de um trecho de estrada

Onde:

- $\beta_1, \beta_2, \beta_3 \Rightarrow$ São os azimutes dos alinhamentos.
- $\theta_1, \theta_2 \Rightarrow$ São os ângulos de deflexão.
- AB, DE, GH \Rightarrow São as Tangentes.
- BC, CD, EF, FG \Rightarrow São as Tangentes Externas.
- BD, EG \Rightarrow Desenvolvimentos das curvas de concordância.

3.4. FAIXA DE ROLAMENTO

A faixa de rolamento ou faixa de tráfego é o espaço dimensionado para a passagem de um veículo por vez. Essa dimensão pode ser encontrada adicionando à largura do veículo de projeto uma faixa de segurança. A largura dessa distância de segurança está relacionada com a velocidade de projeto da via e do nível de conforto que se deseja proporcionar ao condutor. O DNER recomenda os seguintes valores básicos para a largura de uma faixa de rolamento pavimentada em tangente:

Tabela 4 - Largura das faixas de rolamento, em tangente, em função do relevo e da classe de projeto (m)

CLASSES DE PROJETO	RELEVO		
	PLANO	ONDULADO	MONTANHOSO
0	3,60	3,60	3,60
I	3,60	3,60	3,50
II	3,60	3,50	3,30
III	3,50	3,30	3,30
IV-A	3,00	3,00	3,00
IV-B	2,50	2,50	2,50

Posteriormente, também foi incluída na classificação de relevos a região escarpada. Segundo as normas técnicas, o critério adotado para definição de terreno se dá pela declividade. Relevos planos são definidos por uma declividade de até 8%, definição essa que enquadra o perfil de pista desse trabalho, uma vez que o estudo se dá em curvas horizontais, sem inclinação.

3.5. VELOCIDADE DE PROJETO E DE OPERAÇÃO

Segundo a *American Association of State Highway and Transportation Officials* (AASHTO), a velocidade de projeto (ou velocidade diretriz) é a máxima velocidade que um veículo pode manter, em determinado trecho, em condições normais, com segurança. A maioria das características geométricas, como raios de curvatura e distância de visibilidade, dependem da velocidade diretriz. A Tabela 5 resume os valores das velocidades diretrizes a serem adotadas para diferentes classes de projeto, destacando-se as velocidades para terrenos planos.

Em alguns casos é fixada uma velocidade inferior à de projeto para um trecho, por motivos especiais. Essa é a velocidade de operação, definida como sendo a mais alta velocidade permitida aos veículos, sem atingir a velocidade de projeto, estabelecida por condições locais. A velocidade de operação é utilizada nos estudos de capacidade e níveis de serviço da via.

Tabela 5- Velocidades de projeto (km/h)

CLASSES DE PROJETO		RELEVO		
		PLANO	ONDULADO	MONTANHOSO
0		100	100	80
I	A	100	80	60
	B	100	80	60
II		80	70	50
III		70	60	40
IV	A	60	40	30
	B	60	40	30

3.6. Veículos de Projeto

Durante um projeto de pistas, utilizam-se modelos de veículos teóricos de uma certa categoria, denominados veículos de projeto. Suas propriedades físicas e operacionais representam um conjunto das características da maioria dos veículos existentes nessa categoria. Esses traços condicionam diversos aspectos do dimensionamento geométrico de uma via.

A partir dos quatro grupos básicos de veículos de projeto, apresentados a seguir, adota-se um, conforme as características predominantes do tráfego:

- VP: Veículos de passeio leves, física e operacionalmente assimiláveis ao automóvel, incluindo utilitários (SUV), pick-ups, furgões e similares;

- CO: Veículos comerciais rígidos, compostos de unidade tratora simples. Abrangem os caminhões e ônibus convencionais, normalmente de 2 eixos e 6 rodas;
 - SR: Veículos comerciais articulados, compostos normalmente de unidade tratora simples e semirreboque;
 - O: Representa os veículos comerciais rígidos de maiores dimensões que o veículo CO básico, como ônibus de longo percurso e de turismo, e caminhões longos.
- No Brasil, normalmente é utilizado o veículo de projeto CO. Para esse trabalho, optou-se pelo veículo de projeto de passeio leve (VP), condizente com o veículo utilizado (SUV).

3.6.1. Veículo teórico de passeio leve (SUV)

As principais dimensões para veículos de projeto se encontram na tabela a seguir, com destaque para o veículo de passeio leve (VP):

Tabela 6 - Veículos de projeto

CARACTERÍSTICAS DO VEÍCULO	VEÍCULO DE PROJETO			
	VP	CO	O	SR
Largura total	2,1	2,6	2,6	2,6
Comprimento total	5,8	9,1	12,2	16,8
Raio mínimo da roda externa dianteira	7,3	12,8	12,8	13,7
Raio mínimo da roda interna dianteira	4,7	8,7	7,1	6,0

3.7. CONCORDÂNCIA HORIZONTAL COM CURVAS CIRCULARES

Nessa seção será apresentado a geometria de uma estrada. Por definição, essa será o traçado do seu eixo em planta e pelos perfis longitudinais e transversais da pista. Em outras palavras, o traçado em planta é composto por trechos retos, ou tangentes, concordados por curvas horizontais.

Para esse trabalho, utilizou-se traçados com perfis longitudinais e transversais nulos, de forma a focar o estudo na relação entre raios de curvaturas, velocidade e o comportamento do veículo, sem a interferência de vibrações provenientes de perfis variáveis.

3.7.1. Geometria da curva circular simples

A curva circular simples é muito utilizada para concordar dois alinhamentos retos por ter simples projeto e ser facilmente locada. Esse tipo de curva é fundamental, uma vez que dele partem as variações possíveis de curvas com transições.

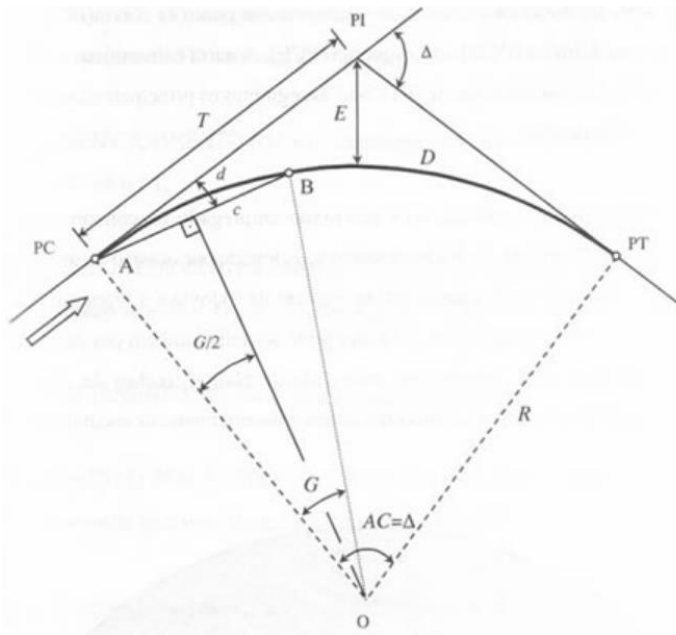


Figura 21 - Curva horizontal circular simples (Fonte: Macedo, 2010)

Os elementos apresentados são:

- PC = ponto de curva ou ponto de curvatura;
- PT = ponto de tangente ou ponto de tangência;
- PI = ponto de interseção das tangentes;
- D = desenvolvimento da curva;
- Δ = ângulo de deflexão;
- AC = ângulo central da curva;
- R = raio da curva circular;
- T = tangente externa;
- O = Centro da curva;
- E = afastamento;
- G = grau da curva;
- c = corda;
- d = deflexão sobre a tangente.

Uma Curva Circular Simples de concordância horizontal ficará perfeitamente definida:

- pelo seu raio R (ou pelo seu Grau "G");
- pelo Ângulo Central (AC).

Para determinação dos demais elementos de uma curva circular simples utiliza-se do seguinte roteiro, tendo conhecido o raio e o ângulo central:

- a) Determinação do valor da Tangente (T);
- b) Deduzindo o valor da tangente "T" da estaca do "PI", tem-se a estaca do ponto de curvatura (PC);
- c) Cálculo do Desenvolvimento (D), que é a extensão do trecho em curva;

- d) Determinação da estaca do ponto de tangência (PT) somando-se ao valor da estaca do ponto de curvatura (PC), o valor do Desenvolvimento (D);
- e) Cálculo da deflexão por metro (dm).

3.7.2. Curvas circulares compostas com transição e sem transição

A atuação da força centrífuga em um veículo que transita para uma curva tende a desviá-lo da trajetória ideal, representando um perigo ou desconforto para os usuários da estrada. No ponto de vista de projeto, a partir da passagem pelo ponto de curva (PC), o veículo segue uma trajetória de “transição intermediária” entre a tangente e a curva, que varia de acordo com a velocidade, o raio de curvatura e a superelevação (inclinação da curva). Quando se aumenta a velocidade e se reduz o raio de curvatura, esse problema se acentua, de forma que o automóvel invada faixas adjacentes ou mesmo saia da pista, ilustrado a seguir.

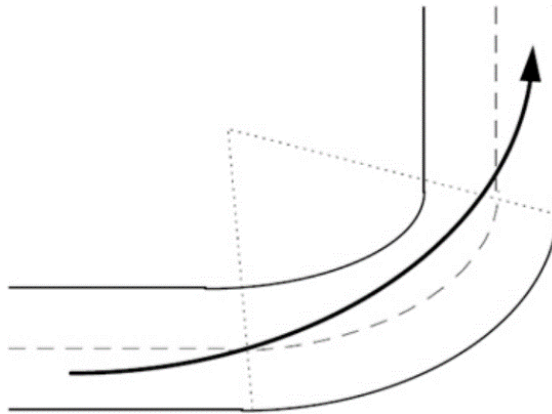


Figura 22- Invasão da faixa adjacente

Para que essa transposição ocorra com conforto e segurança, projetistas de rodovias alinham seus projetos de forma a acompanhar essa tendência dos veículos que por ela irão circular. O que se busca é limitar a ação da força centrífuga sobre o veículo, limitando-a até um determinado valor. Isso pode ser feito com o emprego de uma curva de transição entre o trecho reto (tangente) e a curva circular. Desta forma distribui-se gradativamente o incremento da aceleração centrífuga.

O critério recomendado pelo DNER para definição da necessidade de curvas de transição ou não se baseia na velocidade diretriz, resumido pela tabela a seguir. Esse critério permite a dispensa de curvas de transição quando a aceleração centrífuga a que o veículo é submetido for inferior ou igual a $0,4 \text{ m/s}^2$.

Tabela 7- Valores-limite dos raios R acima dos quais podem ser dispensadas curvas de transição (Fonte: DNER, 1973)

V (km/h)	30	40	50	60	70	80	90	100
R (m)	170	300	500	700	950	1200	1550	1900

Existem quatro tipos de curvas auxiliares ou de transição. Para esse trabalho será exemplificado o tipo de transição mais utilizado no Brasil, a clotóide.

Por definição, a clotóide ou espiral é uma curva tal que os raios de curvatura em qualquer de seus pontos são inversamente proporcionais aos desenvolvimentos de seus respectivos arcos. A lei de curvatura da espiral é dada a seguir:

$$R_c \cdot L_e = K^2 \quad (24)$$

Onde:

- R_c é o raio da curva circular
- L_e é o comprimento da espiral ou comprimento da transição, que é o desenvolvimento entre os pontos de TS e SC
- K é o parâmetro da espiral

A imagem a seguir ilustra os elementos da transição em espiral

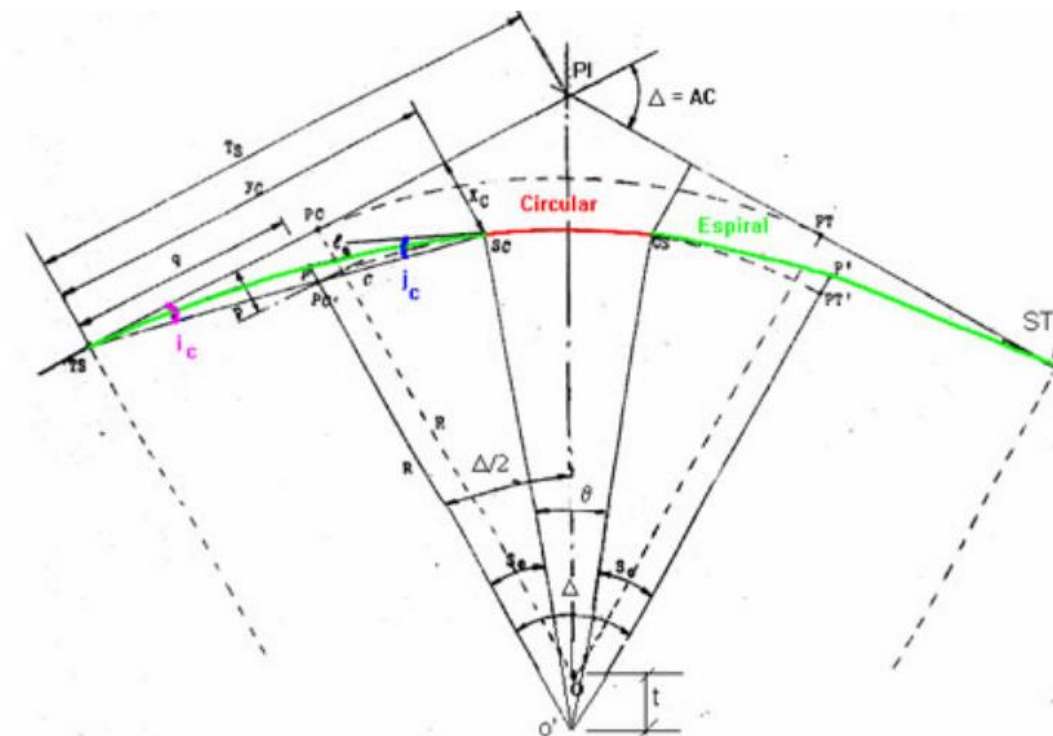


Figura 23- Principais elementos da transição em espiral (Fonte: Macedo, 2010)

3.8 CIRCUITO NORMALIZADO SEGUNDO DNER

Para realização desse trabalho, será utilizado um circuito desenvolvido pelo estagiário do Grupo de Modelagem e Simulação de Sistemas Automotivos (GMSSA-FGA), Florian Grimaud. O traçado teve todas as suas curvas projetadas segundo as normas do Departamento Nacional de Estradas de Rodagem (DNER) e foi desenvolvido em ambiente virtual multicorpos. Composta por oito curvas, a pista tem curvas circulares simples e curvas compostas com e sem transição. Dentre elas há variações do ângulo de deflexão e do raio de curvatura, de forma a diferenciar curvas

fechadas ou abertas. A vista superior do traçado, bem como a identificação de cada curva pode ser vista a seguir:

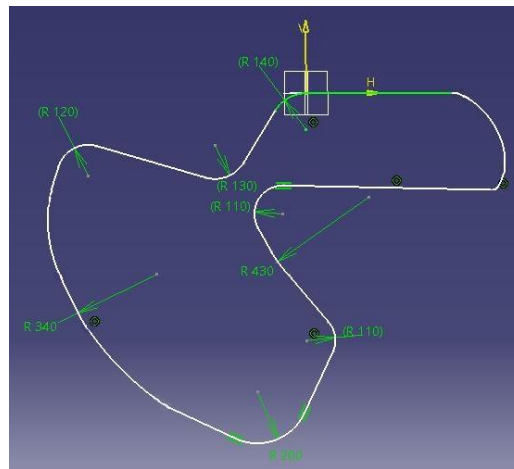


Figura 24 - Traçado do circuito segundo as normas DNER

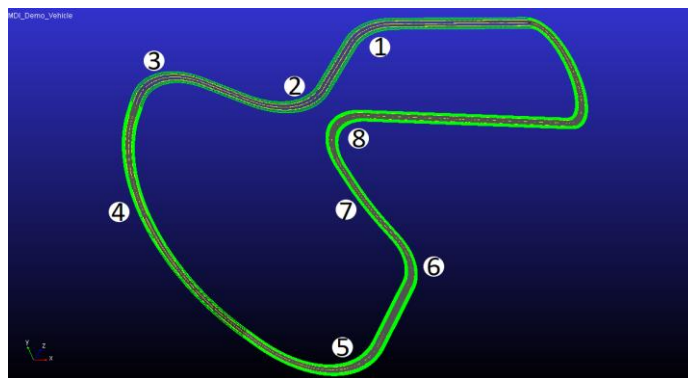


Figura 25 - Circuito fechado normalizado segundo as normas do DNER

Será estudado o comportamento do veículo em cada curva, comparando transferências de carga, aceleração lateral, ângulos de deriva, gradientes de subesterçamento e outros dados importantes para conhecimento e aprimoramento da segurança, conforto e estabilidade de um veículo SUV em curva. Também espera-se entender como curvas consecuentes com classes diferentes influenciam na resposta do veículo. A seguir será apresentado algumas características de cada curva analisada.

Tabela 8 - Características das curvas do circuito (Fonte: DNER, 1973)

IDENTIFICAÇÃO	CLASSE	VELOCIDADE	RAIO (m)
Curva 1	Sem classe	-	140
Curva 2	Sem classe	-	130
Curva 3	Sem classe	-	120
Curva 4	DNER 1	100	340
Curva 5	DNER 2	80	200
Curva 6	DNER 3	70	110
Curva 7	DNER 0	100	430
Curva 8	DNER 3	70	110

A primeira parte do circuito, identificada como as curvas 1, 2 e 3, foram desenvolvidas sem nenhum cálculo prévio. Pode-se considerar esse primeiro trecho como representação de partes remotas do Brasil, nas quais a concepção de pistas é feita por terceiros, como fazendeiros e outros interessados.

A partir da curva 4, seguiu-se as determinações do DNER, respeitando raios de curvatura e velocidades diretrizes para cada classe, mostradas na tabela 8. Após a curva 8 há uma reta e uma curva que leva ao ponto inicial do percurso. Essa curva final não será levada em consideração nas análises, uma vez que tem como único objetivo fechar o circuito.

O circuito original sofreu algumas alterações para esse trabalho. Todas as elevações da pista foram retiradas, de forma a todo o circuito ficar plano ($z = 0$). Além disso, alterou-se também o traçado das 3 primeiras curvas, que não tinham dimensão definidas anteriormente.

Para concepção de traçados, utiliza-se a função *road buider* do software ADAMS/Car. A construção é feita a partir de retas e curvas, como pode ser visto nas figuras a seguir:

<input checked="" type="radio"/> Linear <input type="radio"/> User Function	
<input type="radio"/> Curvature <input type="radio"/> Transition	
<input type="radio"/> User Defined Points	
Number of Points	200
Start Point	853.6, 295.329, 0.0
End Point	716.5924, 251.268918, 0.0
Width	5.0
Bank	0.0
mu Left	1.0
mu Right	1.0

Figura 26 - Concepção de reta no *Road Builder*

<input type="radio"/> Linear <input type="radio"/> User Function	
<input checked="" type="radio"/> Curvature <input type="radio"/> Transition	
<input type="radio"/> User Defined Points	
Number of Points	200
Start Point	716.5924, 251.268918, 0.0
Center Point	760.1848, 150.2, 0.0
Tangent Point	715.5924, 250.9689, 0.0
Radius	110.0
Arc Length	-120.0
Width	5.0
Bank	0.0
mu Left	1.0
mu Right	1.0

Figura 27 - Concepção de curvas no *Road Builder*

Para se construir retas ou tangentes, é necessário informar o número de pontos que se deseja ter na reta, um ponto inicial e um ponto final, a largura, o tamanho do banco nas laterais da pista e os coeficientes de atrito. Para se obter curvas, além do número de pontos, o ponto inicial, a largura, o banco e os coeficientes de atrito, também é necessário inserir o ponto de centro da curva e o ponto tangente a curva, o raio e o comprimento do arco. É necessário que essas retas e curvas sejam desenhadas no software de forma contínua, partindo do ponto inicial 0,0,0 (coordenadas da origem). Todos esses pontos podem ser obtidos no desenho CAD, de forma a facilitar a concepção da pista.

CAPÍTULO 4

Nesse capítulo será apresentado a concepção de um circuito que represente regiões residenciais, áreas nas quais o nível de dificuldade de dirigibilidade aumenta, com ruas menores e curvas de raios menores.

4. CIRCUITOS DE BAIXO TRÁFEGO E MENOR DIRIGIBILIDADE

Segundo (Jin Xu, 2012), quase todas as pesquisas desenvolvidas na área de dinâmica veicular são baseadas em perfis de pistas conhecidas, como circuitos de competição, autódromos, ou em rodovias. Quase nenhuma simulação é feita com pistas de menor tráfego ou mais complexas, como ruas de áreas residenciais ou de centros urbanos. Isso se deve à um fator: não há regras gerais, normas que regulem o projeto de pistas nessas áreas. Há muitas peculiaridades entre cada região de um centro urbano, como áreas de difícil acesso, ruas que se encontram de formas diferentes, ruas sem saída, pouco espaço para o desenvolvimento de uma rua adequada. Com isso em vista, cada projeto de pista deve ser desenvolvido por um arquiteto, engenheiro civil ou de tráfego, respeitando a diversidade do local.

Com o intuito de analisar o comportamento dos modelos em um perímetro urbano, foi desenvolvido um circuito com curvas menores, utilizadas comumente em retornos na cidade de San Diego, EUA. Apesar de poucas informações para esse tipo de projeto, a cidade de San Diego ainda é um dos poucos centros urbanos que disponibiliza um manual aberto ao público para design de ruas. As informações utilizadas para desenvolvimento do circuito em perímetro urbano podem ser vistas a seguir:

- O raio de retorno do meio-fio deve acomodar a quantidade e o tipo de tráfego esperados e permitir para velocidades de rotação seguras nos cruzamentos. O raio de retorno do meio-fio deve ser instalado de acordo com a Tabela 9.

Tabela 9 - Raios de retorno do meio-fio para áreas residenciais

Rua	Tipo de	Residencial	Coletora	Principal
	Residencial	$4,6 + L/2$ m	$6,1 + L/2$ m	$9,2 + L/2$ m
	Coletora	$6,1 + L/2$ m	$7,6 + L/2$ m	$9,2 + L/2$ m
	Principal	$9,2 + L/2$ m	$9,2 + L/2$ m	$9,2 + L/2$ m

Como os raios apresentados na tabela 9 são referentes ao meio fio, para desenvolvimento do traçado do circuito, foi necessário acrescentar ao raio de curvatura metade da largura da pista ($L = 6$). Modelou-se, então, um circuito que represente uma quadra residencial, e os resultados podem ser vistos a seguir:

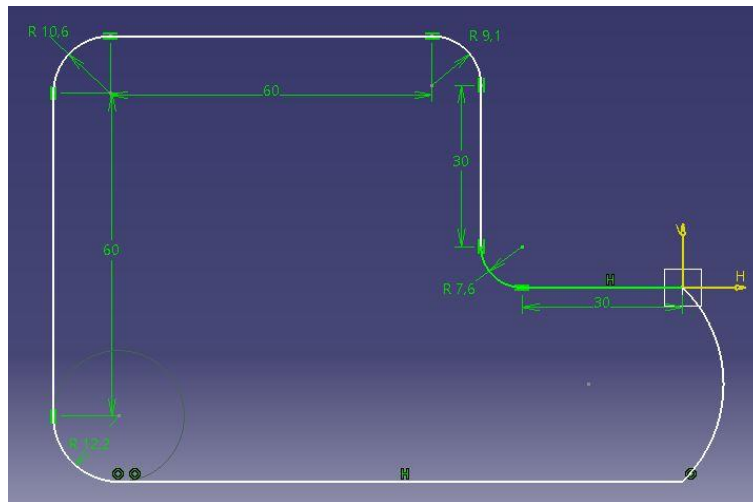


Figura 28 - Traçado do circuito de área residencial

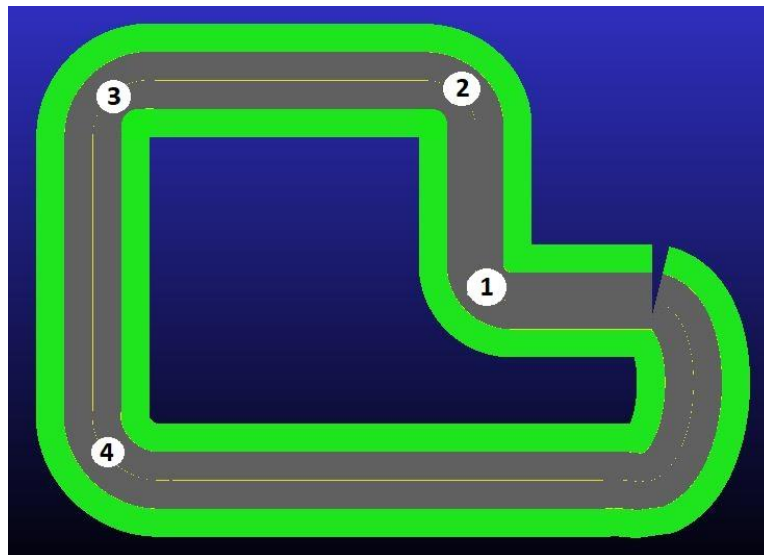


Figura 29 - Circuito fechado com curvas

Os dados de cada curva podem ser vistos na tabela 10, após acréscimo da metade da largura da pista.

Tabela 10 - Raios de curvas para o circuito residencial

Curva	Raio (m)
1	7,6
2	9,1
3	10,6
4	12,2

CAPÍTULO 5

Nesse capítulo será apresentado os veículos MDI, da biblioteca do software, e SUV, desenvolvido virtualmente, utilizados no trabalho.

5. VEÍCULOS UTILIZADOS

O objetivo deste capítulo é apresentar os veículos, MDI e SUV, utilizados para a realização deste trabalho. As principais características de cada modelo são destacadas, como tipo de suspensão, pneus, entre eixos, largura, massa total e altura do CG, de forma a criar uma base de informação para o momento de análises dos resultados. O veículo MDI é fornecido pela própria biblioteca do software, para servir de base para criação de outros modelos e de comparação entre eles. O veículo SUV, desenvolvido pelo aluno Arthur Leme, passou por diversas etapas em diferentes softwares, como análise de elementos finitos, de forma a validar todas as informações utilizadas para desenvolvimento dos subsistemas do modelo.

5.1. VEÍCULO IDEAL

O software ADAMS/CAR® fornece um veículo base, que pode ser utilizado pelo usuário para adaptação e treinamento de uso do software. O modelo MDI (Figura 30), possui características de automóvel esportivo e terá seus resultados comparados futuramente com os resultados obtidos para o veículo SUV. Essas características são apresentadas a seguir.

Tabela 11 - Características do modelo MDI

Veículo MDI	
Tração	RWD
Suspensão dianteira	Duplo A
Suspensão traseira	Duplo A
Potência	420 hp
Pneus	245/35R20
Entre eixos	2585 mm
Largura	1670 mm
Massa total	1100 kg
Câmbler dianteiro/ traseiro	-0,5° / -0,5°
Caster dianteiro/ traseiro	0,0°/0,0°
Altura do CG	450 mm

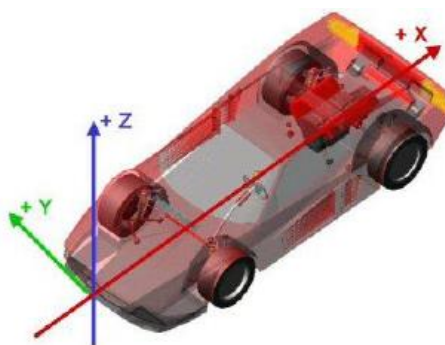


Figura 30 - Veículo MDI

5.2. VEÍCULO SUV

O integrante Arthur Leme, do Grupo de Modelagem e Simulação de Sistemas Automotivos, desenvolveu e forneceu para esse estudo um modelo de SUV em multicorpos (NEME, 2017). O modelo completo possui características de um SUV de mercado, semelhante ao veículo RAV4 e seus concorrentes, e terá seus resultados comparados com o veículo ideal apresentado anteriormente. Suas características são apresentadas a seguir.



Figura 31 - Modelo RAV4, 1997

Tabela 12 - Características do modelo SUV

Veículo SUV	
Tração	FWD
Suspensão dianteira	McPherson
Suspensão traseira	Multilink
Potência	200 hp
Pneus	235/60R16
Entre eixos	2740 mm
Largura	1700 mm
Massa total	1400 kg
Câmbor dianteiro/ traseiro	0,33° / 0,0°
Caster dianteiro/ traseiro	0,0°/0,0°
Altura do CG	770 mm

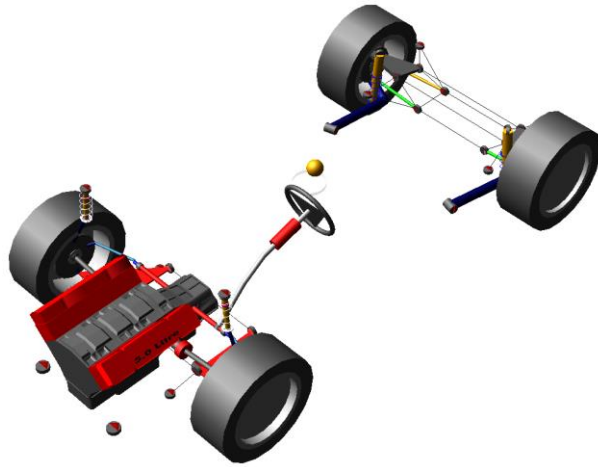


Figura 32 - Veículo SUV modelado

As características do motor, modelo de pneus, parâmetros de suspensão, entre outras, foram obtidas do manual de manutenção do modelo (Toyota, 1997) importado. Todos os detalhes do veículo modelado podem ser encontradas no trabalho citado anteriormente.

CAPÍTULO 6

Nesse capítulo será apresentado os resultados preliminares obtidos através da simulação do veículo MDI no circuito normatizado pelo DNER

6. RESULTADOS

Com intuito de verificar o correto funcionamento dos circuitos e criar parâmetros de base para comparações, neste capítulo será apresentado resultados obtidos com os veículos MDI, fornecido pela biblioteca do software, e SUV. Os dados obtidos então foram comparados e analisados.

Primeiramente será apresentado o gráfico do ângulo de esterçamento dos veículos durante os circuitos, seguido por outros resultados como acelerações laterais, ângulos de rolagem e transferência de cargas verticais. Busca-se com esses resultados a exemplificação do que foi apresentado no capítulo 2, que aborda a teoria da dinâmica transversal. Com os dados do ângulo de esterçamento (δ), será possível analisar o comportamento do veículo (sobresterçante, subesterçante ou neutro). O gráfico da transferência de carga vertical e do ângulo de rolagem, comentados na seção 2.1.3.1 deste trabalho, demonstram os efeitos da força lateral e da suspensão na rolagem do veículo. Uma análise mais detalhada de cada gráfico será feita nos tópicos seguintes.

6.1. SIMULAÇÕES

Foi utilizado para essa simulação o ambiente de análise de veículo completo em traçado 3D (*Full-Vehicle Analysis – Course Events – 3D Roads*). Nesse tipo de simulação submete-se um veículo a um circuito projetado pelo próprio usuário ou à traçados prontos, disponíveis na própria biblioteca do software.

Para todas análises feitas, deve-se submeter um tempo final para o teste, o número de passos que serão utilizados, o modo de simulação, o arquivo do traçado, uma velocidade inicial do veículo, a qual marcha ele está submetido (pode-se também variar durante o percurso) e como se controlará a velocidade. Para as simulações apresentadas, foram utilizadas as entradas apresentadas na tabela 13.

Para a primeira simulação, uma velocidade inicial e constante de 60 km/h foi escolhida, uma vez que o objetivo era ver o veículo completar todo o circuito, sem riscos de perda de controle ou capotamento. Como essa velocidade está abaixo de todas as velocidades diretrizes das curvas projetadas, o objetivo deveria ser alcançado. Assim será possível identificar parâmetros que possam interferir no comportamento do veículo sem contar com a influência de um piloto, que pode acelerar, frear, e, conseqüentemente, desestabilizar qualquer veículo.

Tabela 13 - Entradas fornecidas para as simulações

Dados de entrada	Simulação 1	Simulação 2	Simulação 3	Simulação 4	Simulação 5
Tempo Final (s)	170	130	70	35	70
Número de passos	1700	1300	700	350	700
Modo de simulação	Interativa	Interativa	Interativa	Interativa	Interativa
Arquivo de dados da pista	Circuito_DNER	Circuito_DNER	Circuito_DNER	CircuitoResidencial	Circuito_DNER
Velocidade inicial (km/h)	60	80	100	30	30
Marcha inicial	3	3	3	2	2
Aceleração longitudinal (g)	0	0	0	0	0.2

Para a segunda simulação, uma velocidade inicial e constante de 80 km/h foi escolhida. O objetivo ainda era ver o veículo percorrer todo o circuito, mas havia o risco de perda de controle ou capotamento nas curvas de classe 3, com velocidade diretriz de 70km/h.

Para a terceira simulação, uma velocidade inicial e constante de 100km/h foi escolhida. Por ser a velocidade diretriz para as curvas mais rápidas do circuito, classes 0 e 1, o objetivo era descobrir quais curvas o veículo ainda conseguiria completar sem a perda de controle. Como será mostrado nas seções seguintes, houve perda de controle nas curvas 6 e 8 do traçado, de classe 3. Foram necessárias ações de correção, realizadas pelo simulador, para que o veículo não saísse do percurso.

Para a quarta simulação, realizada no circuito de largura e raios menores, uma velocidade inicial e constante de 30km/h foi escolhida. Como será visto nos resultados, os veículos apresentaram dificuldades para se manter no percurso à essa velocidade, muito alta para as curvas em questão. Essa velocidade foi escolhida para simular uma situação extrema de perseguição em áreas residenciais.

Todas as simulações foram então refeitas, com os mesmos dados iniciais, utilizando o veículo SUV desenvolvido pelo Grupo de Modelagem e Simulação de Sistemas Automotivos, para que fosse possível comparar os resultados.

Por fim, analisou-se os veículos com velocidades iniciais de 30km/h, mas acelerados longitudinalmente, na curva em que os veículos apresentaram maior perda de controle no circuito normatizado pelo DNER, a curva 6. O objetivo aqui foi mostrar a

influência da velocidade e da aceleração longitudinal no comportamento do veículo em curvas. Como citado no capítulo 2 deste trabalho, o gradiente de subesterçamento (K), o ângulo de deriva (α), a aceleração lateral (a_y) e outras variáveis dependem da velocidade longitudinal do veículo.

6.2. ÂNGULO DE ESTERÇAMENTO

Os primeiros gráficos gerados (Figuras 33, 34, 35 e 37) dizem respeito ao ângulo de esterçamento do volante para que as curvas sejam realizadas. Os resultados nos servirão de guia para compreensão dos próximos gráficos obtidos.

Ao analisar os gráficos, pode-se observar ângulos de esterçamento igual a zero. Esses valores representam momentos nos quais os veículos percorrem segmentos de reta, ou tangentes de curvas. Para variações positivas no eixo das ordenadas(+y), observa-se valores do ângulo de esterçamento necessários para realizar curvas à esquerda do veículo. Para variações negativas no eixo das ordenadas(-y), observa-se valores do ângulo de esterçamento necessários para realizar curvas à direita do veículo.



Figura 33 - Ângulo de esterçamento das rodas para realização das curvas a 60 km/h



Figura 34 – Ângulo de esterçamento das rodas para realização das curvas a 80 km/h

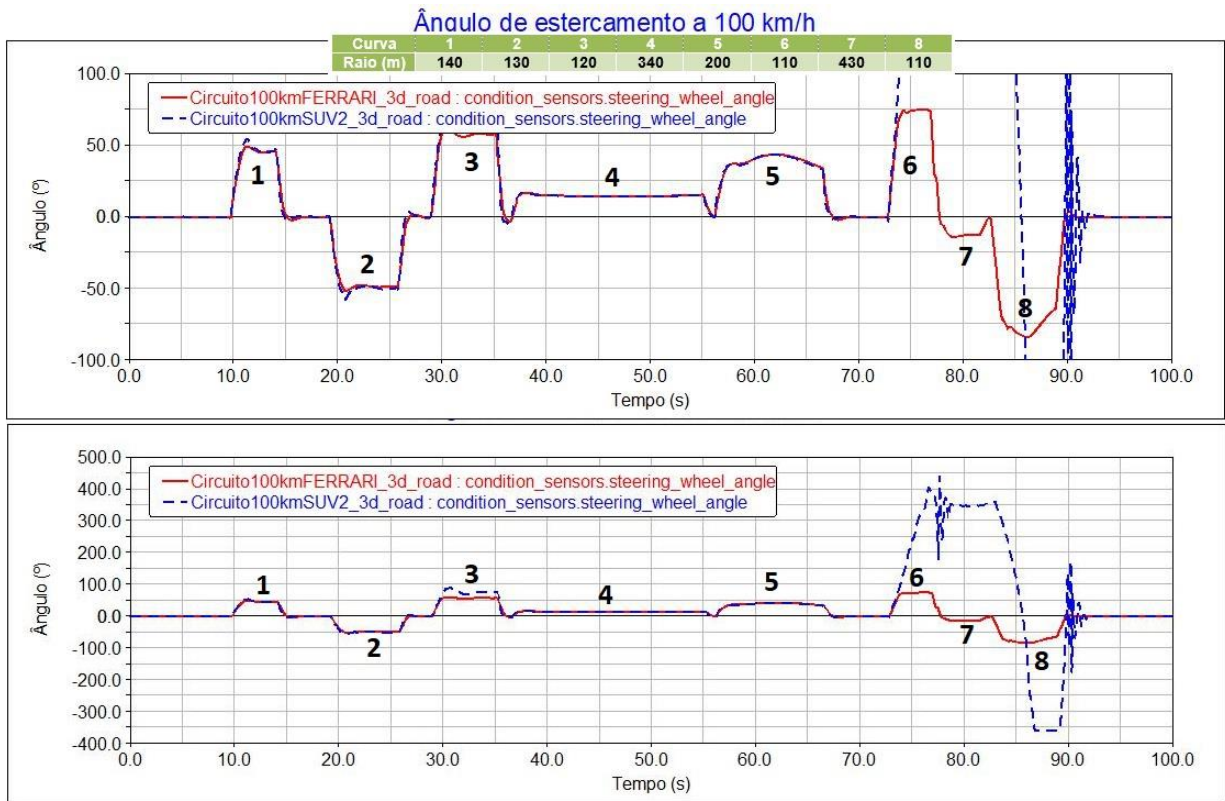


Figura 35 - Ângulo de esterçamento das rodas para realização das curvas a 100 km/h

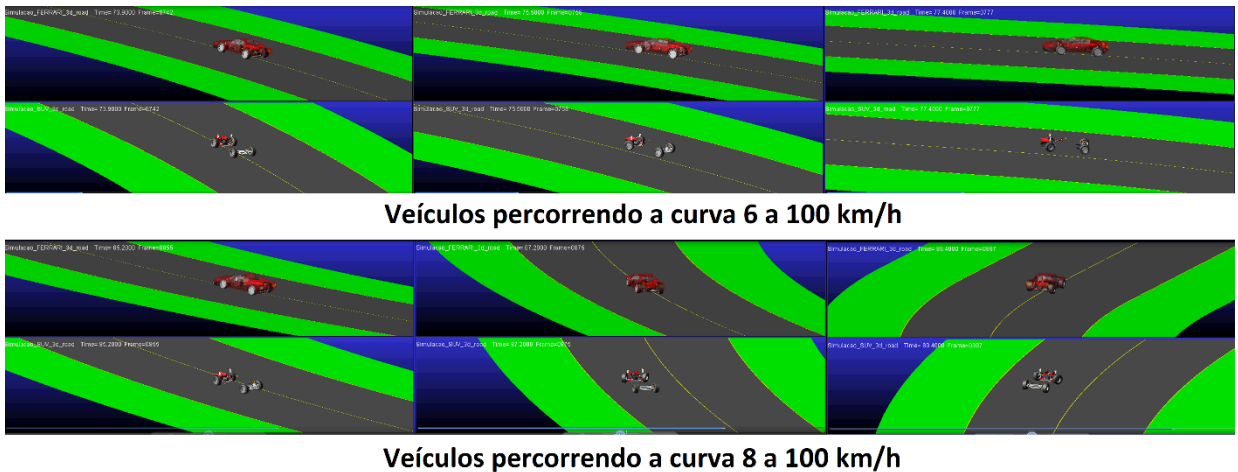


Figura 36 - Veículo MDI (superior) e SUV (inferior) percorrendo as curvas 6 e 8 nas simulações

Segundo a equação 15, o ângulo de esterçamento do veículo varia com o raio da curva (R) e com a aceleração lateral (V^2/gR). Como as análises são feitas com velocidades constantes, a aceleração lateral imposta ao veículo depende somente do raio da curva. Isso pode ser visto nos gráficos. Para a curva 4 da figura 33 (raio de 340 metros), o esterçamento necessário para realização da curva é de aproximadamente 25 graus. Para a curva 8 ainda da figura 33 (raio de 110 metros), o ângulo δ necessário

para realizar a curva sobe para aproximadamente 50 graus. Pode-se ver uma pequena diferença entre os ângulos exigidos para contornar os trechos 6 e 8, que pode ser explicado pela diferença entre os ângulos de deflexão de cada curva. A curva 8 tem menor ângulo de deflexão, sendo mais fechada do que a curva 6, e para realiza-la exige-se um pouco mais.

Segundo a equação 14, o ângulo de esterçamento necessário para se realizar uma curva aumenta com o quadrado da velocidade. Ao compararmos uma mesma curva, por exemplo a curva 1, de cada um dos gráficos (Figuras 33, 34 e 35), podemos ver exatamente o efeito da velocidade longitudinal (V_x) no comportamento do veículo. Quanto maior sua velocidade, maior será o ângulo de esterçamento para realizar uma mesma curva, de mesmo raio.

Quando os modelos foram submetidos ao circuito residencial, a diferença de comportamentos entre ambos foi ainda maior. Após uma primeira curva fechada e em alta velocidade, o veículo SUV se manteve fora do eixo da pista até o fim do percurso. Como pode ser visto na Figura 37, o veículo, mesmo nos momentos de trecho retilíneo, precisou de um giro diferente de zero para voltar o veículo ao eixo principal da pista. Por estar submetido a um circuito extremo, de pequenas retas e curvas de raios bem menores, ambos os veículos atingem ângulos de esterçamento altíssimos, o que demonstra a dificuldade de se manter o controle em altas velocidades em regiões residenciais, que não possuem muito espaço para manobras. Para casos de perseguições policiais, um piloto deve estar treinado e preparado para este tipo de situação, de grande risco para a tripulação.



Figura 37-Ângulo de esterçamento a 30 km/h no circuito residencial

Conforme esperado, os ângulos de esterçamento (δ) do SUV se apresentam maiores do que os do veículo MDI, uma vez que o comprimento entre eixos (L) do utilitário e o gradiente de subesterçamento (K) é maior. Ao compararmos os veículos em baixas velocidades, pode-se perceber que a diferença entre os ângulos de esterçamento não diferem muito. Mas na medida em que se aumenta a velocidade, como visto nas figuras 35 e 37, o veículo SUV começa a apresentar um comportamento

menos estável nas curvas de menor raio. Isso será explicado nos próximos gráficos apresentados, que abordam a aceleração lateral, rolagem e a transferência de cargas verticais de ambos os veículos.

6.3. ACELERAÇÃO LATERAL

A aceleração lateral (a_y) surge durante o percurso de um veículo em curva, perpendicular à direção de movimento do veículo (+x) e tem o mesmo sentido da força lateral que atua no veículo (para fora da curva). Nos gráficos seguintes (Figuras 38, 39, 40 e 41), pode-se observar as acelerações laterais às quais o veículo é submetido nos circuitos.

A pequena diferença do ângulo de esterçamento necessário para realizar as curvas 6 e 8, vista na figura 33, pode ser explicada exatamente pela figura 38, uma vez que a aceleração lateral é ligeiramente maior no trecho 8. Como visto no capítulo 2, quanto maior a aceleração lateral (a_y), maior precisará ser o ângulo de esterçamento (δ) para manter o veículo no traçado.

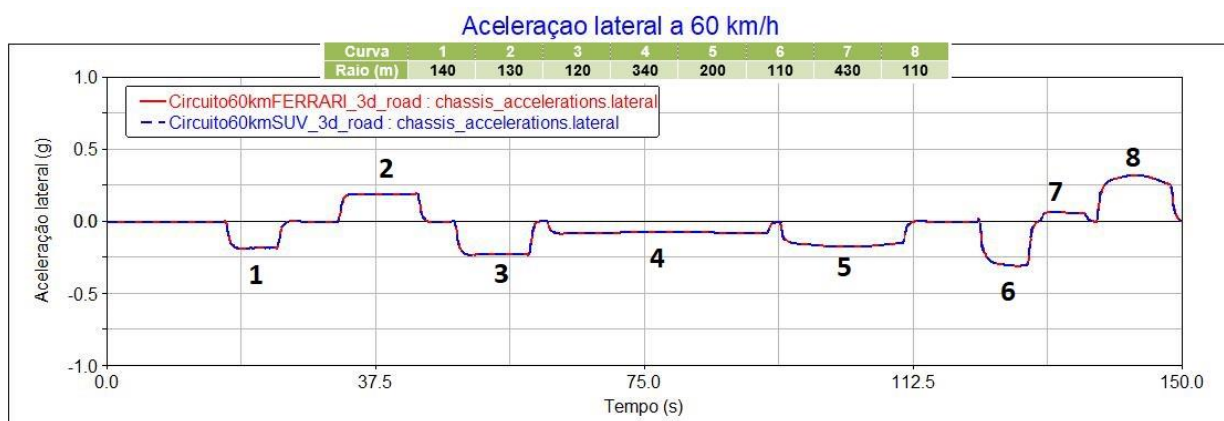


Figura 38 - Ação da aceleração lateral no veículo a 60 km/h

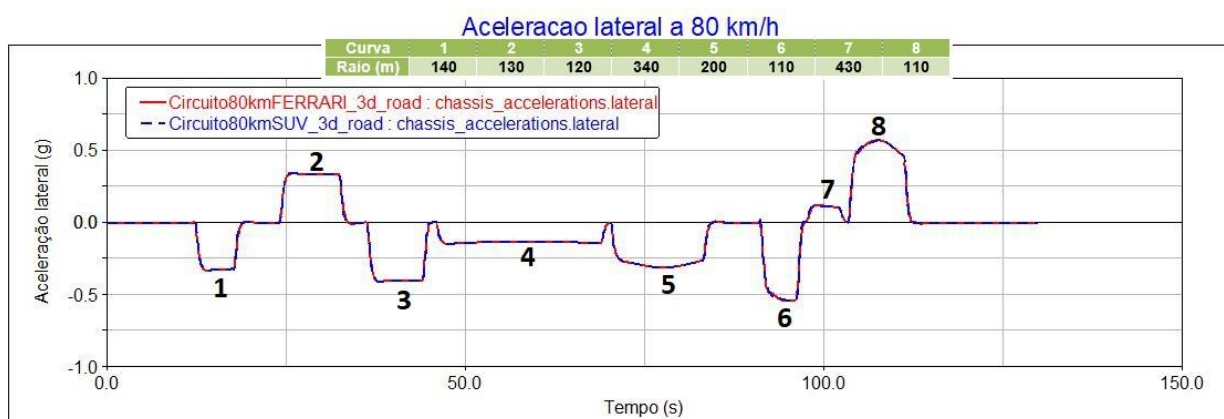


Figura 39 - Ação da aceleração lateral no veículo a 80 km/h

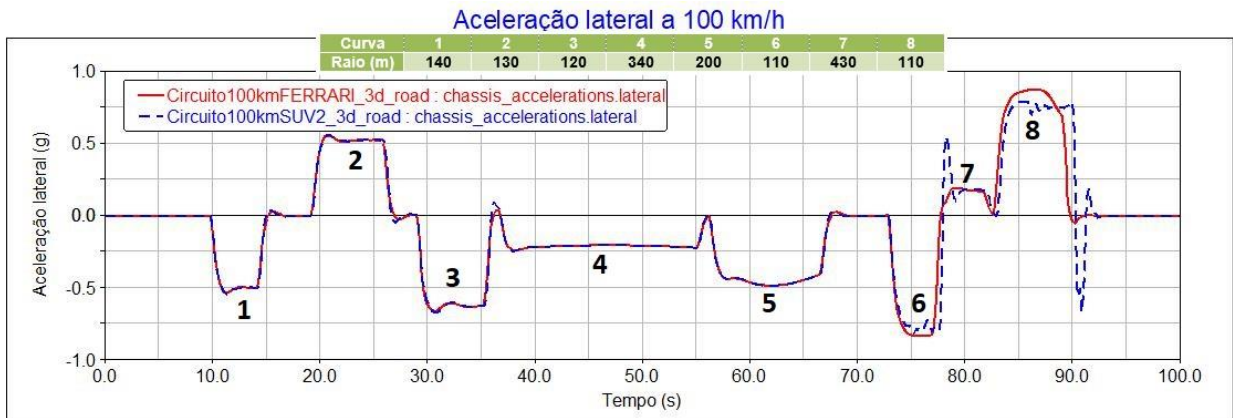


Figura 40- Ação da aceleração lateral no veículo a 100 km/h

Ao compararmos os três gráficos de aceleração lateral (Figuras 38, 39 e 40), podemos ver que para uma mesma curva, as acelerações (a_y) aumentam com a velocidade. Como apresentado anteriormente (Equação 14), esse aumento se dará pelo quadrado da velocidade longitudinal. Também pode-se observar que a aceleração lateral em baixas velocidades tem pouca variação entre os modelos de veículos utilizados. Mas quando a velocidade aumenta e compara-se os veículos em curvas mais fechadas, a aceleração lateral no veículo SUV começa a se comportar de forma diferente. Isso pode ser explicado pelo momento de rolagem do veículo. Para melhor exemplificar essa diferença, pode-se observar o gráfico em curvas residenciais a seguir.

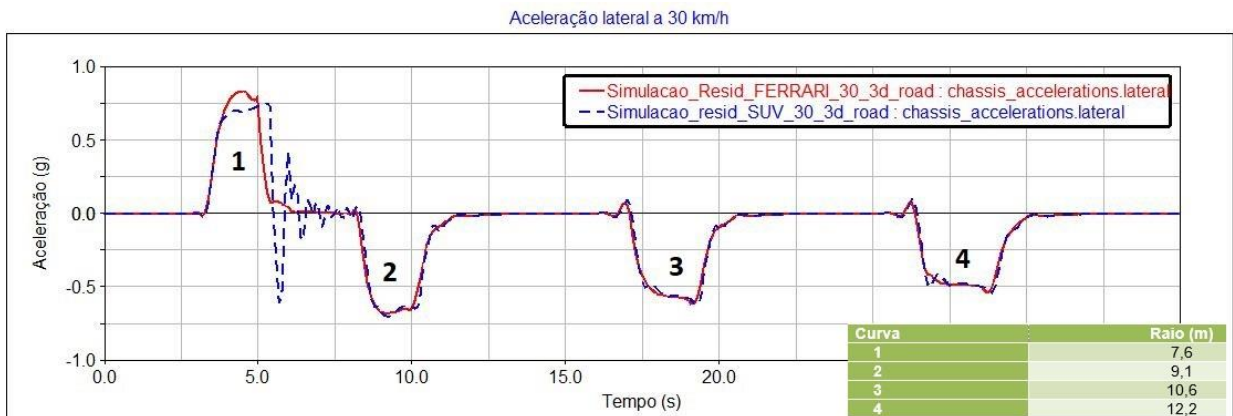


Figura 41 - Aceleração lateral a 30 km/h no circuito residencial

Como citado na seção 2.1.3.1 desse trabalho, um veículo em curva sofre uma transferência de carga, que aumenta nas rodas externas e decai nas internas à curva. O carregamento em um eixo, e conseqüentemente, em um pneu, interfere no valor de seu ângulo de deriva e isso influenciará na estabilidade do veículo. Um veículo menos estável apresentará variações em sua aceleração lateral. Como o ângulo de deriva varia em cada ponto analisado de uma curva, a aceleração lateral também apresentará um comportamento não linear.

6.4. ÂNGULO DE ROLAGEM

Como visto anteriormente, o ângulo de rolagem (ϕ) é um dado importante quando se analisa a dinâmica lateral de um veículo, pois sua variação terá como consequência transferência de carga entre as rodas internas e externas. Os gráficos a seguir (Figuras 42, 43, 44 e 45) mostram como o veículo rola em cada curva e sua variação com o aumento da velocidade longitudinal.

O ângulo de rolagem do veículo se dá das rodas internas para as rodas externas à curva. Como pode-se observar, o ângulo de rolagem terá valor positivo (sentido anti-horário), quando a curva for à direita e valor negativo (sentido horário) quando o desvio for à esquerda. Como esperado, os valores dos ângulos de rolagem do SUV se apresentaram maiores que os do veículo utilizado, uma vez que a altura do seu CG e a altura do seu centro de rolagem (h_r) é maior.

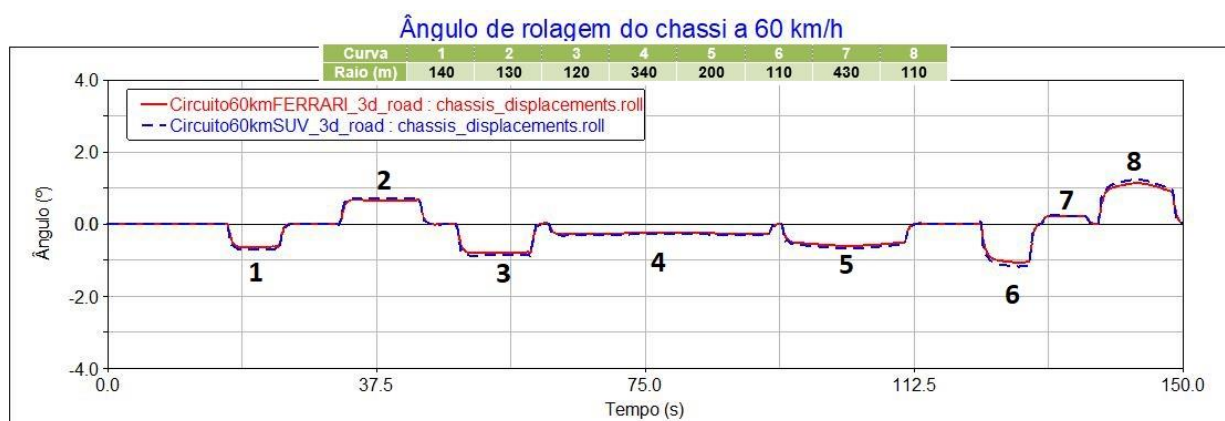


Figura 42 - Ângulo de rolagem do chassi a 60 km/h

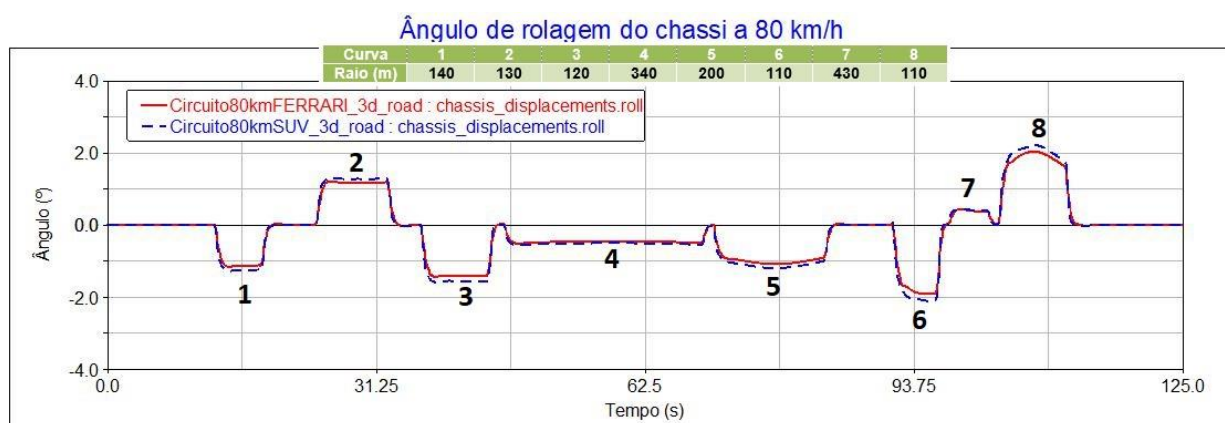


Figura 43- Ângulo de rolagem do chassi a 80 km/h

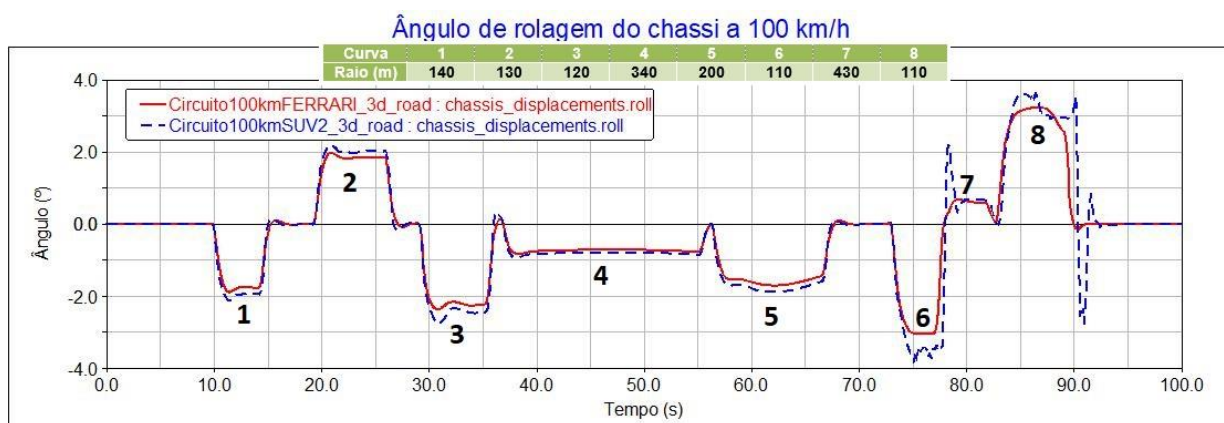


Figura 44-Ângulo de rolagem do chassi a 100 km/h

Como pode ser visto, para velocidades baixas, o ângulo de rolagem apresentado pelo veículo SUV é ligeiramente maior. Na medida em que se aumenta a velocidade longitudinal ou diminui-se o raio de curvatura, o veículo passa a apresentar uma rolagem maior, por vezes não linear, e começa a interferir no comportamento do veículo nas curvas seguintes. Velocidades maiores resultam em maior transferência de carga das rodas internas para as externas, que aumentam a rolagem e conseqüentemente o risco de capotamento. Esse tipo de comportamento também pode ser visto no gráfico obtido no circuito residencial, visto na Figura 45.

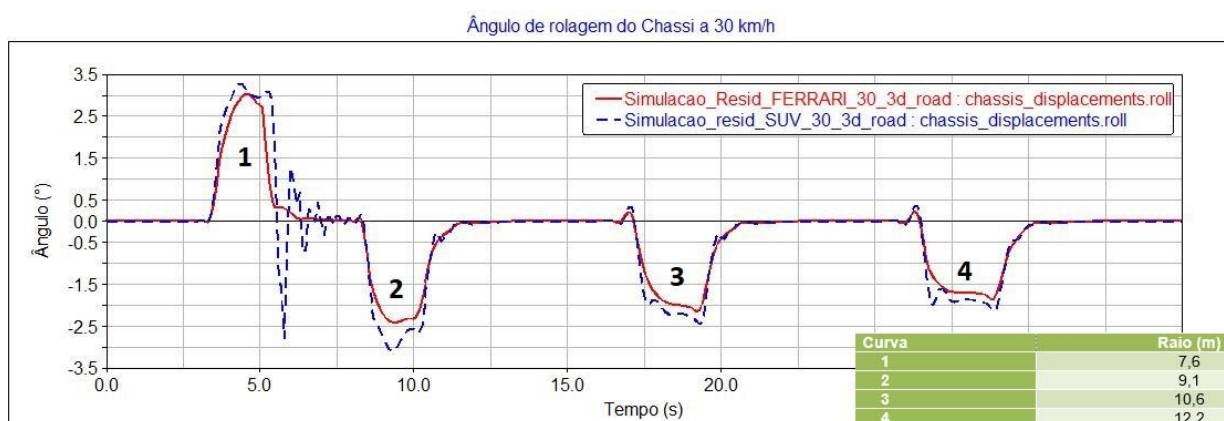


Figura 45 - Ângulo de rolagem do chassi a 30 km/h no circuito residencial

Ângulos de rolagem maiores exigem maior tempo para que o sistema de suspensão retorne a sua posição original e os veículos podem apresentar um comportamento de pêndulo, com seu movimento amortecido. Esse tipo de comportamento pode ser visto a partir da curva 6 na figura 43. O veículo SUV atinge um valor alto de ângulo de rolagem, e seu sistema de suspensão é exigido a um ponto no qual não consegue retornar ao equilíbrio antes da curva 7. O Resultado disso é um

pico de rolagem do chassi na entrada da curva 7. O mesmo tipo de comportamento pode ser visto ao final da curva 8, mais fechada, e a ação do amortecimento do veículo pode ser vista no decaimento até que o veículo se estabilize novamente. Esse tipo de comportamento é esperado, no entanto, se tiver um valor elevado, pode levar o veículo à instabilidade e perda de controle.

6.5. TRANSFERÊNCIA DE CARGAS VERTICAIS

Como visto anteriormente, um veículo em curva sofre ação da aceleração centrípeta (a_y), que gera uma força de inércia no centro de gravidade das massas suspensas. Com a distância do centro de gravidade ao solo (h_{cg}) e a atuação dessa força, surge um momento que tende a incliná-lo lateralmente. Essa inclinação leva a uma transferência de carga, que aumenta nas rodas externas e decai nas internas. Com isso, surge uma diferença na carga normal (F_y) entre as rodas, uma vez que uma estará mais carregada que a outra. Os gráficos seguintes (Figuras 46, 47, 48 e 49) exemplificam exatamente esse fenômeno.

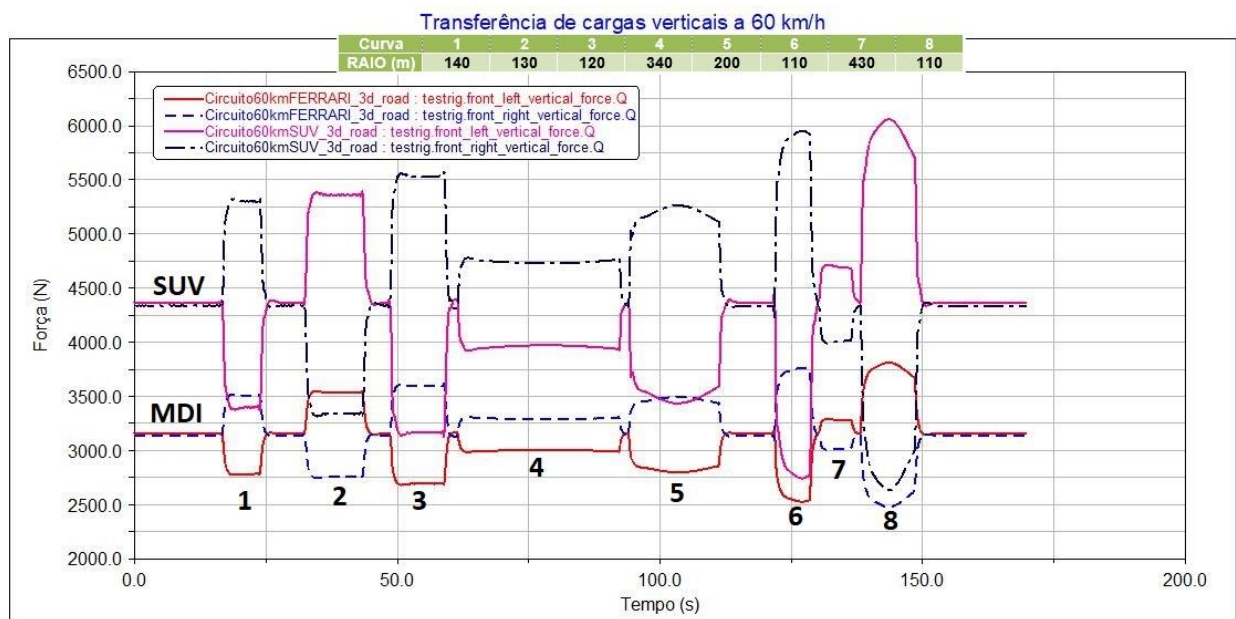


Figura 46 - Transferência de cargas entre as rodas internas e externas a 60 km/h

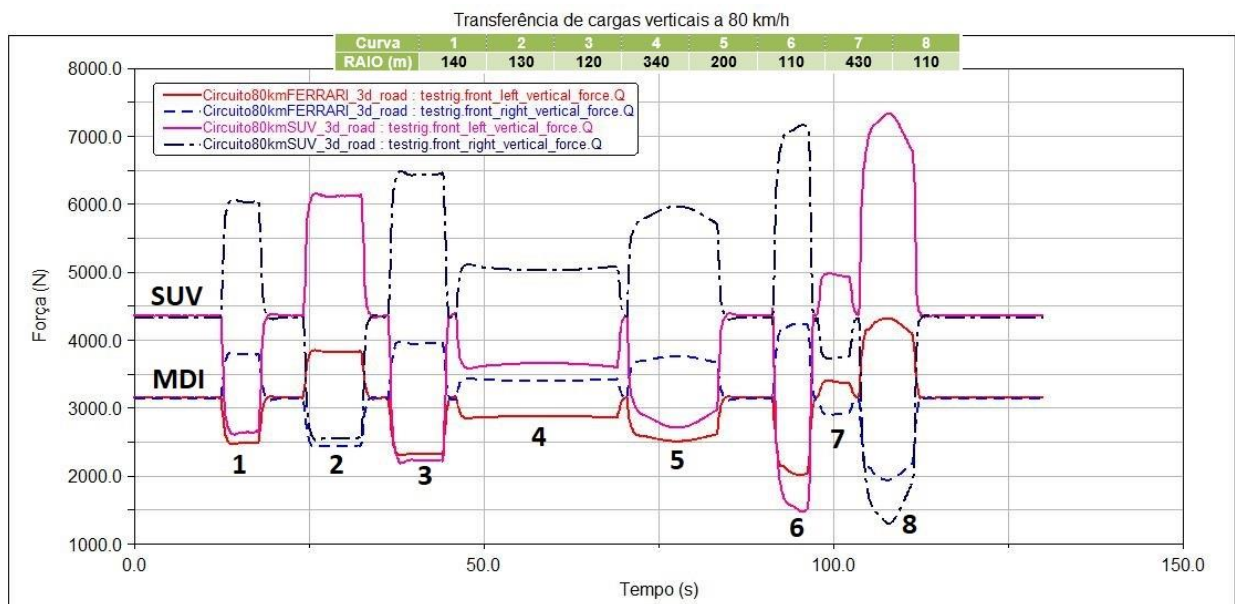


Figura 47 - Transferência de cargas entre as rodas internas e externas a 80 km/h

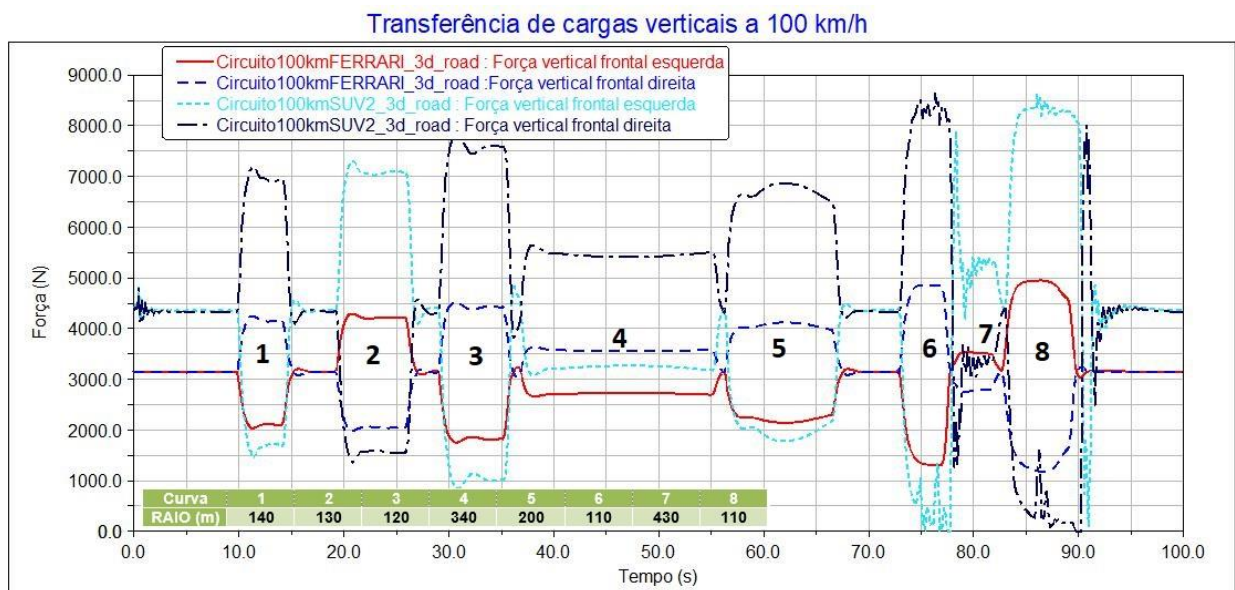


Figura 48 - Transferência de cargas entre as rodas internas e externas a 100 km/h

As forças normais em ambos os lados dos veículos são iguais, enquanto eles percorrem um trecho retilíneo. Esse carregamento será equivalente ao peso do veículo distribuído pelas 4 rodas. Quando passa a percorrer uma curva à esquerda (trechos 1, 3, 4, 5, 6 do circuito DNER), a força normal do lado direito (linhas tracejadas) aumenta com mesma magnitude que a força normal do lado esquerdo (linhas contínuas) decaem.

A avaliação inversa também é válida. Quando o veículo percorre uma curva à direita (trechos 2, 7 e 8), a força vertical do lado direito decai enquanto a do lado esquerdo aumenta.

Como pode ser visto nas figuras 46 e 47, veículos em menor velocidade, a transferência de cargas verticais das rodas internas para as externas a curva tem proporção maior para o veículo SUV. Como visto na seção anterior, a rolagem desse veículo é maior, e conseqüentemente atenua a transferência de cargas. Quanto mais rápido longitudinalmente o veículo entrar em uma curva, mais transferência de carga irá existir.

Na medida em que a velocidade aumenta, e os raios de curvatura diminuem, a rolagem e a transferência de cargas aumenta, e pode chegar aos resultados que podem ser vistos nas figuras 48 e 49.

Quando observamos as curvas 6 a 8 do circuito DNER ou as curvas do circuito residencial, é possível ver o comportamento não linear do veículo SUV. Esse comportamento pode ser considerado instável, uma vez que em dados instantes, a carga nas rodas internas atinge valor nulo. Isso demonstra uma perda de contato entre as rodas internas do veículo em curvas de menor raio e em altas velocidades.

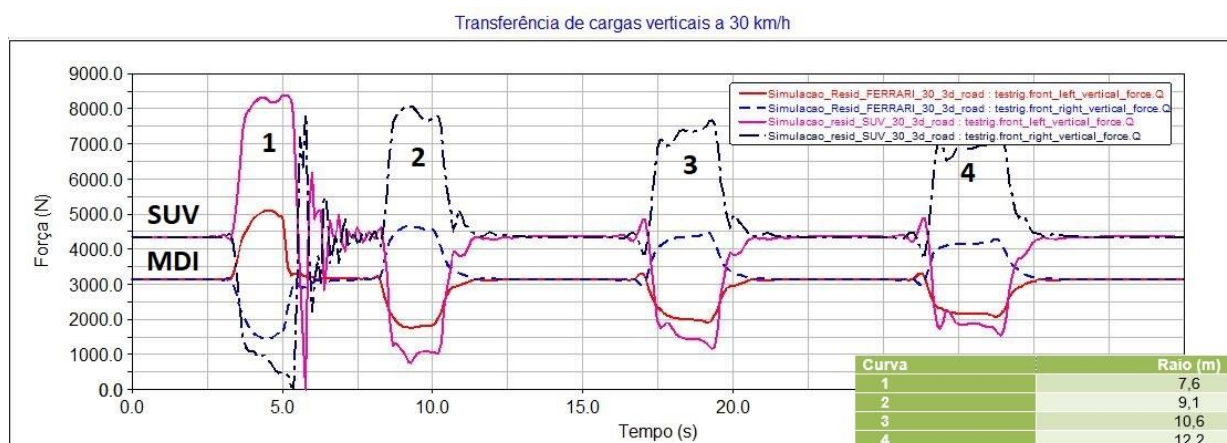


Figura 49 - Transferência de cargas entre as rodas internas e externas a 30 km/h no circuito residencial

6.6. VEÍCULO ACELERADO

A simulação 4 (Tabela 13) se difere das outras simulações realizadas por ter aceleração longitudinal durante o percurso. O intuito dessa simulação não era completar todo o percurso. Isso seria impossível uma vez que, com o aumento constante da velocidade e com a diferença de raios entre as curvas, o veículo perde o controle durante a simulação. Por tanto, separou-se a curva 6 do circuito DNER, que apresentou sempre resultados mais extremos para as análises, para demonstração do comportamento do veículo quando submetido à altas velocidades.

A análise feita diz respeito a variação do ângulo de esterçamento (δ) na medida em que a velocidade do veículo aumenta (Figura 51). Como visto na seção 2.1.2.4 e na figura 50, esse gráfico é de extrema importância para determinação do comportamento do veículo. Quando um veículo possui comportamento neutro ($K=0$), ele percorre a

curva com um aumento gradual do ângulo de giro até o pico, o ângulo de Ackerman, que permanece constante até que a curva termine. Para o caso subesterçante surge um parâmetro que quantifica o nível de subesterçamento, a velocidade característica (V_{car}). Essa pode ser definida como a velocidade na qual o giro requerido para realizar a curva é o dobro do Ângulo de Ackerman.

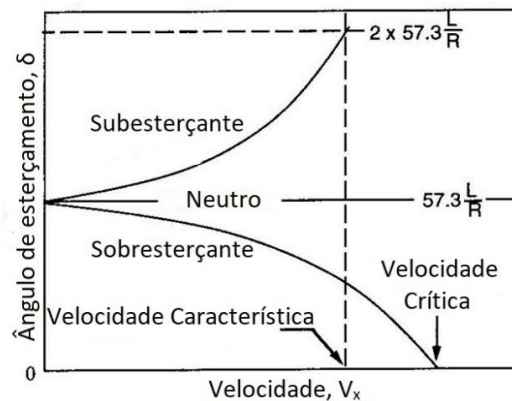


Figura 50- Mudança do ângulo de esterçamento em relação à velocidade (Gillespie, 1992)

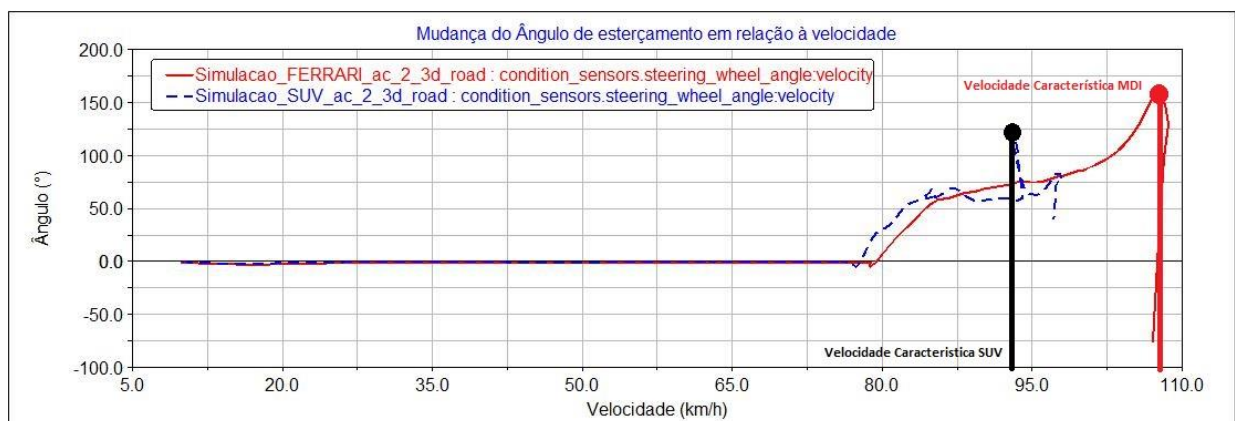


Figura 51 - Mudança do ângulo de esterçamento em relação à velocidade (curva 6).

Ao analisar o gráfico acima, podemos ver o ângulo de esterçamento (δ) permanecer constante e igual a zero até o início da curvatura para ambos os modelos. Esse trecho corresponde à reta anterior a curva 6. Como o veículo SUV é menos potente que o veículo teórico, a velocidade de entrada na curva é menor, como pode ser visto. Ao entrar na curva, à esquerda, o ângulo de esterçamento do veículo MDI cresce até um ponto crítico (aproximadamente à 95 km/h), que representa o ângulo de Ackerman, o qual seria suficiente para um veículo neutro realizar a curva. No entanto, esse ângulo não é suficiente, e continua a crescer até praticamente o dobro do ângulo de Ackerman, o que caracteriza um veículo subesterçante. Com o aumento da velocidade, a aceleração lateral e a força lateral aumentam, gerando maior ângulo de deriva (α) no veículo. De acordo com a figura 12 (Capítulo 2), um veículo que possua um ângulo de deriva maior nas rodas dianteiras em relação as rodas traseiras

percorrerá um traçado de raio maior do que o traçado real e, para corrigir esse movimento, é necessário aumentar o ângulo de esterçamento (δ) do veículo. O valor máximo atingido pelo veículo é conhecido como velocidade característica, velocidade na qual o veículo apresenta o dobro do esterçamento de Ackerman para vencer uma curvatura.

Pode-se observar que o comportamento do veículo SUV tende a seguir o mesmo raciocínio, mas apresenta um comportamento não linear, e atinge uma velocidade característica menor, o que pode ser explicado pelas transferências de cargas verticais maiores, maior momento de rolagem, e outros fatores que fazem com que o modelo se apresente menos estável em curvas.

CAPITULO 7

Esse capítulo traz as considerações finais, apresentando conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Esse trabalho concluiu o estudo do comportamento do veículo fornecido pela biblioteca do software, bem como do veículo SUV, modelado pelo Grupo de Modelagem e Simulação de Sistemas Automotivos (GMSSA), nas curvas normatizadas pelo DNER e em um circuito que simula áreas residenciais. A familiarização com o software de simulação utilizado, tanto na parte de desenvolvimento de percursos 3D quanto na parte de simulação dinâmica com os veículos ocorreu de forma satisfatória.

Os resultados obtidos, quando comparados a literatura, apresentaram-se aceitáveis, de forma a exemplificar a teoria apresentada. O comportamento em dinâmica transversal de ambos os veículos foi demonstrado pelas simulações, que evidenciaram a menor estabilidade do veículo SUV quando comparado ao veículo esportivo.

Percebeu-se que para melhor análise do comportamento do veículo SUV, foi necessário abordar o problema de outras maneiras, como separar o circuito em trechos. Isso porque, ao analisar o comportamento do veículo no circuito como um todo, muitos gráficos se tornam ilegíveis. A variação entre curvas a esquerda, direita e trechos retos traçam gráficos que precisaram de outra abordagem para serem compreendidos.

Também foi possível evidenciar as desvantagens de um veículo de centro de gravidade mais alto, principalmente em atividades que envolvam altas velocidades e dirigibilidade, como em perseguições policiais. Veículos SUV's possuem comportamentos menos estáveis quando em situações críticas, exigindo maior habilidade do condutor para que se evite acidentes.

Com o intuito de aumentar a dirigibilidade e estabilidade de veículos SUV's em manobras de alta velocidade, sugere-se o estudo e análise de veículos com barras estabilizadoras e diferentes tipos de sistemas de suspensões e pneus. Como os resultados desse trabalho demonstraram, o grande fator de instabilidade em veículos de CG mais altos é seu momento de rolagem. Aumentando a rigidez do veículo, com barras estabilizadoras e/ou mudanças no sistema de suspensão e pneus, pode-se minimizar ângulos de rolagem, transferências de cargas verticais e garantir maior segurança para condutor e tripulantes do veículo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] GILLESPIE, T.D. ***Fundamentals of vehicle dynamics***. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc. 1992.
- [2] REIMPELL, J., BETZLER, J. W. ***The automotive chassis: Engineering principles***. Warrendale: USA: SAE & Edward Arnold. 2001.
- [3] PACEJKA, Hans B. ***Tire and vehicle dynamics***. Warrendale: Society of Automotive Engineers, Inc., 2002.
- [4] MILLIKEN, W. F. & MILLIKEN, D. L. ***“Race car vehicle dynamics”***, SAE, Warrendale, USA. 1995.
- [5] ELLIS, J. R. ***Vehicle dynamics***. Londres: *Business Books Limited*, 1994.
- [6] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. ***SAE J670: Vehicle dynamics terminology***. Warrendale: *Society of Automotive Engineers, Inc.*, 2008.
- [7] SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. ***SAE J266: Steady-State Directional Control Test Procedures for passenger Cars and Light Trucks. Proposed Recommended Practice***. Warrendale: *Society of Automotive Engineers, Inc.*, 1996.
- [8] MÁXIMO L.F. ***Estudo do comportamento dinâmico de um veículo de passageiros em manobras de handling***. PUC-Minas, 2003.
- [9] RILL, G. ***Vehicle Modeling by Subsystems***. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, Vol. 28, No. 4. 2006.
- [10] VILELA, D., 2001, “*Vehicle Dynamics Simulation Correlation with Field Maneuvers*”, In: SAE Brazil 2001 Congress and Exhibit, 2001, São Paulo, SP, SAE Paper 2001-01-3799.
- [11] JAZAR, N. R. ***Vehicle Dynamics – Theory and Application***. 2008.
- [12] MSC.ADAMS®. ***MANUAL TÉCNICO MSC. SOFTWARE CORPORATION. ADAMS/Car***, 2003.
- [13] NICOLAZZI, L. C., ROSA, E., LEAL, L. C. M. ***Uma Introdução à Modelagem Quase-estática de Veículos Automotores de Rodas***. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2012.

- [14] JALONETSKY, André. **Os 10 maiores escândalos da indústria automobilística.** <<http://carros.ig.com.br/2016-04-25/os-10-maiores-escandalos-da-industria-automobilistica.html>>. Acessado em: 01 de nov. de 2017.
- [15] VIOTTO, Decio. **Derrapadas mortais.** <<http://revistaepoca.globo.com/Revista/Epoca/0,,EMI154520-15228,00-DERRAPADAS+MORTAIS.html>>. Acessado em: 01 de nov. de 2017.
- [16] INSURANCE INSTITUTE FOR HIGHWAY SAFETY. **Rollover crashes.** <<http://www.iihs.org/iihs/topics/t/rollover-crashes/qanda>>. Acessado em: 01 de nov. de 2017.
- [17] ROBERTSON, L.S. and Kelley, A.B. **Static stability as a predictor of overturn in fatal motor vehicle crashes.** Journal of Trauma. 1988.
- [18] VILELA, D. **Estudo da dinâmica transversal veicular: uma abordagem numérica.** Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade de Brasília, 2015.
- [19] NEME, A. **Estudo da Dinâmica Transversal de um Veículo SUV em Ambiente Multicorpos.** Trabalho de Conclusão de Curso. Universidade de Brasília, 2017.
- [20] HYUNDAI NEWS. **How the modern SUV wrote history.** <<https://www.hyundai.news/eu/brand/how-the-modern-suv-wrote-history/>> Acessado em: 02 de nov. de 2017.
- [21] GRIMOUD, FLORIEN. **Rapport de fin de stage.** Agosto de 2016 à Janeiro de 2017.
- [22] C. LEAL, ALEXANDRE. **Estudo do efeito da redução da rigidez dos pneumáticos sobre a estabilidade dos veículos. Trabalho de conclusão de curso.** Universidade de São Paulo, 2008.
- [23] MACEDO, EDIVALDO. **Noções de topografia para Projetos Rodoviários.** Fórum da topografia geral no Brasil. 2010.
- [24] DEPARTAMENTO NACIONAL DE ESTRADAS DE RODAGEM. **Diretrizes básicas para elaboração de estudos e projetos rodoviários.** Rio de Janeiro, 1999.
- [25] DEPARTAMENTO NACIONAL DE ESTRADAS DE RODAGEM. **Normas para o projeto de estradas de rodagem.** Rio de Janeiro, 1973.
- [26] DEPARTAMENTO NACIONAL DE ESTRADAS DE RODAGEM. **Manuais de serviços de consultoria para estudos de projetos rodoviários.** Rio de Janeiro, 1978.
- [27] DEPARTAMENTO DE ESTRADAS DE RODAGEM DE SANTA CATARINA. **Diretrizes para concepção de Estradas (DCE).** Diretoria de estudos e projetos. 2000.
- [28] JIN XU. **Modeling of Driver Behavior on Trajectory–Speed Decision Making in Minor Traffic Roadways With Complex**

- Features.** IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, 2012.
- [29] THE CITY OF SAN DIEGO. **Street Design Manual**. San Diego, edição de março de 2017.
- [30] TOYOTA. “**Manual de manutenção RAV4**”, 1997.