

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UM SISTEMA DE MOTOR ELÉTRICO E DIREÇÃO ACOPLADOS À RODA DE UM VEÍCULO

Ivan Miguel Trindade

São Paulo
2008

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UM SISTEMA DE MOTOR ELÉTRICO E DIREÇÃO ACOPLADOS À RODA DE UM VEÍCULO

Trabalho de Formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Ivan Miguel Trindade

Orientador: Marcelo Augusto Leal Alves

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Trindade, Ivan Miguel

**Projeto de um sistema de motor elétrico e direção acoplados à roda de um veículo / I.M. Trindade. -- São Paulo, 2008.
70 p.**

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1.Engenharia automotiva (Sistemas) 3.Motores elétricos
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a meus pais que me deram apoio e condições para chegar onde estou.

Ao meu irmão, Lucas, pelo apoio, por servir de exemplo de pessoa e profissional e pelos conselhos cedidos em inúmeros assuntos.

A todos os membros da Equipe POLI de Baja por 3 anos de convívio onde aprendi a realizar um projeto automotivo e ser engenheiro.

Aos integrantes da Equipe POLI, Arthur e Ronnie, que me guiaram dentro da Equipe e nos quais me espelhei para seguir adiante.

Aos companheiros de moradia que fizeram com que os anos de faculdade significassem muito mais do que uma vida acadêmica.

Aos amigos Leonardo e Renan que realizaram o mesmo tema no trabalho de formatura e sem os quais não seria possível finalizar tal trabalho.

Enfim, a todos os amigos de faculdade que tive o prazer de conhecer.

RESUMO

Os requisitos de diminuição de emissões, juntamente com os altos preços dos combustíveis fósseis incentivam a pesquisa de outros tipos de energia para veículos motores. Dessa forma, a chamada energia limpa, proveniente da utilização de energia elétrica já possui alta participação no mercado veicular equipando os chamados carros híbridos e outros com propulsão totalmente elétrica.

Baseado nesse contexto, o presente trabalho visa o estudo e construção de um modelo virtual baseado no conceito 'e-Corner' no qual subsistemas como motor, direção, suspensão e freios estão acoplados à roda do veículo e possuem atuação eletrônica e não mais mecânica.

Tal estudo será baseado na bibliográfica existente para componentes isolados já que o conceito ainda está em fase de desenvolvimento e pouco material está disponível. Dessa forma, este relatório irá descrever os aspectos dinâmicos e de controle para desenvolvimento de um sistema de direção eletrônica e alguns parâmetros de projeto para o motor elétrico envolvendo o conceito de 'motor na roda'.

O motor elétrico deve então apresentar alto torque em baixas rotações e baixo torque em rotações mais elevadas pelo fato da não existência de um sistema de redução, já a direção elétrica deve apresentar um sistema de controle capaz de otimizar a estabilidade em altas velocidades e minimizar o raio de curva em baixas velocidades.

ABSTRACT

The new laws for vehicle and engine emissions and the growth of petrol price leads to new alternatives to the conventional internal combustion engine vehicles. The so called clean energy that uses electrical energy as propulsion system, is already equipping many vehicles in the marketing like hybrids or even the full electric cars.

So far, the purpose of this work is to build a virtual dynamic model and study the new e-corner concept where subsystems like power train, steering, suspension and brakes are linked to the wheel and actuated by electronic control, avoiding mechanic actuation.

Due to the few references available for this subject as a whole (the system is still in the design step), this work will study and present the dynamic and control behavior for development of steering system and some design parameter of the electric motor to this new concept of “motor in hub”.

Some features of this new system cover the use of electric motors with high brake torques under low speeds and low brake torques under high speeds because there is no final reduction system anymore. The electronic steering system will target optimizing the concerning performance under low speeds and bring stability under high speeds concerning.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE SIMBOLOS

1.	INTRODUÇÃO.....	1
2.	OBJETIVOS.....	4
3.	METODOLOGIA.....	5
4.	DIREÇÃO.....	7
4.1	Modelo físico.....	7
4.2	Modelo matemático.....	10
4.3	Protótipo virtual.....	22
5.	MOTOR ELÉTRICO.....	29
5.1	Dinâmica longitudinal do veículo.....	29
5.1.1	Resistência ao rolamento.....	30
5.1.2	Resistência ao aclave.....	31
5.1.3	Resistência aerodinâmica.....	32
5.2	Características dos motores elétricos.....	36
5.2.1	Motores Síncronos.....	37
5.2.2	Motores de indução.....	39
5.2.3	Motor síncrono de ímã permanente (MSIP).....	39
5.2.3.1	Torque no MSIP.....	44
5.2.3.2	Sistema regenerativo e baterias.....	45
6.	ANÁLISES.....	47
7.	CONCLUSÃO.....	50
8.	REFERÊNCIAS.....	51
	ANEXO A	
	ANEXO B	
	ANEXO C	
	ANEXO D	

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados do veículo modelo.....	5
Tabela 2 - Resistência ao aclave para diferentes inclinações.	31
Tabela 3 – Força de arrasto em função da velocidade.	33
Tabela 4 – Características de baterias.	45
Tabela 5 – Mapa de desempenho do motor elétrico.	46

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – O 100% elétrico Tesla Roadster.	2
Figura 2 – Sistema e-Corner da Siemens VDO.....	2
Figura 3 – O skateboard como está sendo chamado o novo conceito em que se adaptará o e-Corner.	3
Figura 4 - Modelo do veículo no plano xy.....	8
Figura 5 - Representação da rigidez lateral para o pneu.	9
Figura 6 – Ângulo de deriva do centro de gravidade do veículo.....	9
Figura 7 – Representação vetorial da velocidade no CG.	10
Figura 8 - Decomposição da velocidade nas rodas traseiras.....	12
Figura 9 – Comparação entre a função original e aproximada para T1(r).	14
Figura 10 – Comparação entre a função original e aproximada para T2(r).	14
Figura 11 – Pólos e zeros do sistema para ângulo de deriva com entrada sendo o ângulo de esterçamento no eixo dianteiro.....	17
Figura 12 - Pólos e zeros do sistema para velocidade de guinada com entrada sendo o ângulo de esterçamento no eixo dianteiro.....	17
Figura 13 - Pólos e zeros do sistema para ângulo de deriva com entrada sendo o ângulo de esterçamento no eixo traseiro.	18
Figura 14 - Pólos e zeros do sistema para velocidade de guinada com entrada sendo o ângulo de esterçamento no eixo traseiro.	18

Figura 15 – Simulação para entrada degrau no ângulo esterçamento no eixo dianteiro.....	19
Figura 16 - Simulação para entrada degrau no ângulo esterçamento no eixo traseiro.....	19
Figura 17 – Esquema de controle através de controladores PID.....	20
Figura 18 – Controle PID pelo método de Ziegler-Nichols.....	20
Figura 19 – Determinação dos parâmetros da curva S.	20
Figura 20 – Determinação dos parâmetros da curva S.	21
Figura 21 – Resposta do controle PID para o ângulo de deriva com entrada no ângulo de esterçamento dianteiro.	21
Figura 22 – Protótipo virtual construído no software ADAMS.	22
Figura 23 – Veículo em curva	23
Figura 24 – Trajetória ideal para veículo trafegando a 10 km/h com raio de curva $R=6m$	24
Figura 25 – Veículo trafegando sob 10 km/h com de 30° de esterçamento diferente nos eixos.....	25
Figura 26 – Ângulo de esterçamento nas rodas dianteiras.....	25
Figura 27 – Diagrama da interação ADAMS e Simulink.	26
Figura 28 – Trajetória sem controle para veículo trafegando a 120 km/h.	26
Figura 29 – Velocidade de guinada para sistema não controlado e controlado.....	27
Figura 30 – Trajetória percorrida para veículo controlado e não controlado.....	28
Figura 31 – Ângulo de deriva para sistema controlado e não controlado.....	28
Figura 32 – Distribuição de pressão no contato pneu-solo: a) veículo parado e b) veículo em movimento.	30
Figura 33 - Variação da resistência ao rolamento com o tipo de pneu.....	31
Figura 34 – Resistência ao aclave em função da velocidade.....	32
Figura 35 – Força de arrasto aerodinâmica em função da temperatura.....	34
Figura 36 – Força trativa do veículo e resistências ao movimento.	35

Figura 37 – Curva de torque ideal para o motor elétrico.	36
Figura 38 - Esquema de um motor elétrico de um pólo monofásico.	38
Figura 39 - a) Ilustração de uma ligação trifásica de um motor CA: a) 2 pares de pólos e c) ligação em triângulo entre as bobinas.	38
Figura 40 - Construção de um motor elétrico de corrente contínua.	40
Figura 41 - Fluxo magnético concatenado na bobina do rotor.	40
Figura 42 - Tensão resultante do fluxo magnético na bobina.	41
Figura 43 - Corrente elétrica no enrolamento do rotor.	41
Figura 44 - Torque em função da posição angular do rotor.	41
Figura 45 - Torque resultante em função do ângulo de rotação do rotor para cada bobina.	42
Figura 46 - Torque resultante no eixo do rotor.	42
Figura 47 - Motor com 3 bobinas.	42
Figura 48 - Torque no eixo do rotor: a) com uma única bobina e sem comutador, b) com comutador e c) com 3 bobinas.	43
Figura 49 – Torque do MSIP.	45
Figura 50 – Correlação para o ângulo de deriva: a), obtido no trabalho e b) obtido por [5].	47
Figura 51 – Trajetória do veículo a 30 km/h para 30° de esterçamento como segue a figura.	47
Figura 52 – Velocidade de guinada para a situação da Figura 51.	48
Figura 53 – Torque e potência do veículo Tesla Roadster.	49

LISTA DE SIMBOLOS

α	Ângulo de deriva dos pneus;
\dot{r}	Aceleração angular do veículo.
ℓ	Comprimento do rotor;
δ	Ângulo de esterçamento dos pneus;
β	Ângulo de deriva do centro de massa;
a	Distância do CG ao eixo dianteiro do veículo;
g	Fator de massas rotativas;
h_{sistema}	Rendimento do sistema de propulsão;
φ	Ângulo de rotação do veículo
r	Densidade do ar;
w_m	Velocidade angular do rotor;
ΣR	Somatória das forças resistivas.
A_x	Área frontal do veículo.
a_y	Aceleração lateral;
b	Distância do CG ao eixo traseiro do veículo;
B	Fluxo magnético;
C_x	Coefficiente de arrasto aerodinâmico;
f	Coefficiente de resistência ao rolamento.
F_{cp}	Força centrípeta agindo no CG do veículo;
F_{dd}	Força lateral agindo na roda dianteira direita;
F_{de}	Força lateral agindo na roda dianteira esquerda;
F_{td}	Força lateral agindo na roda traseira direita;
F_{te}	Força lateral agindo nas roda traseira esquerda;

F_y	Força resultante na direção y;
I	Corrente elétrica;
I_z	Momento de inércia em relação ao CG do veículo.
L	Entre-eixos do veículo
M	Massa do veículo;
M_z	Somatória dos momentos na direção z.
N	Número de espiras;
R	Raio do rotor;
r_p	Raio dinâmico do pneu trativo;
S	Distância percorrida.
t	Tempo;
T_{motor}	Torque do motor;
u	Velocidade do CG na direção lateral;
V	Velocidade no CG do veículo;
V	Velocidade do veículo;
x,y	Sistema de coordenada, fixo na terra.

1. INTRODUÇÃO

A necessidade de redução do consumo de combustíveis fósseis e emissão de poluentes fazem com que a utilização de motores elétricos em veículos automotores seja uma grande aposta para o futuro. Veículos que inicialmente utilizem energia elétrica ao lado de motores à combustão interna, como os híbridos, já estão sendo comercializados, reduzindo abruptamente emissões e aumentando a eficiência energética do automóvel.

Sobre a tecnologia híbrida podem-se citar basicamente duas formas básicas de propulsão aliando um motor diesel ou gasolina a um motor elétrico. Essas duas alternativas utilizam energia para a propulsão do motor elétrico através de baterias localizadas dentro do veículo.

No caso dos híbridos em paralelos tanto o motor elétrico quanto o motor à combustão interna podem propulsionar o veículo, sendo ambos ligados à transmissão. Os híbridos em série, como o próprio nome já diz, utilizam apenas a propulsão do motor elétrico sendo o motor à combustão necessário apenas para fornecer energia elétrica, através de um gerador, para as baterias, formando assim uma linha de transmissão de energia. Encontra-se ainda mais uma variação nos veículos híbridos, o chamado *Mild Hybrid*, onde o motor elétrico apenas está presente quando o veículo necessita de mais força trativa, como em acelerações bruscas ou em aclives. Como exemplos de veículos para essas categorias podemos citar o Toyota Prius, GM Volt (ainda em construção) e o Honda Insight, respectivamente

A partir das características apresentadas acima os carros híbridos apresentam considerável economia de combustível por utilizarem motores à combustão menores que os de costume devido ao aproveitamento da potência do motor elétrico. A utilização de motores menores reduz a massa total do próprio motor e veículo a serem aceleradas, contribuindo com menos combustível injetado devido ao menor curso de compressão e ainda apresentando menor potencial de emissão de poluentes.

No entanto o presente trabalho inclui-se no campo dos veículos totalmente elétricos onde somente uma fonte de energia externa é usada para carregá-los. Tais veículos ainda possuem aplicação reduzida devido à pequena autonomia de energia e

grande espaço requerido para baterias. Abaixo tem-se o Tesla Roadster, carro totalmente elétrico, possui autonomia de 170km e acelera de 0 a 95km/h em 3,5 km/h, superando carros esportivos como Ferrari e Porsche.



Figura 1 – O 100% elétrico Tesla Roadster.

Tendo o mesmo objetivo de redução de consumo de combustível e emissões este trabalho está focado no conceito chamado de e-Corner, o qual visa substituir os sistemas convencionais de suspensão, direção mecânica, freios hidráulicos e é claro o motor à combustão interna por componentes eletronicamente controlados e acoplados à roda do veículo, como mostrado na figura abaixo.

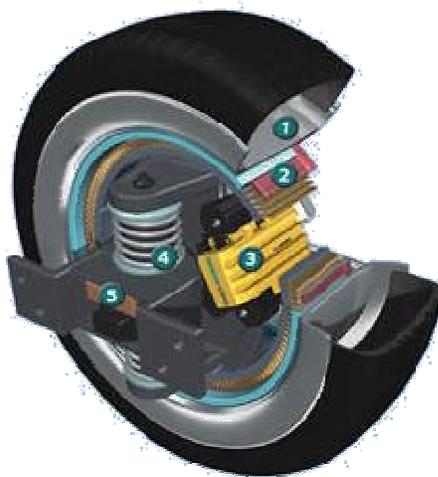


Figura 2 – Sistema e-Corner da Siemens VDO.

Na figura acima podem ser identificados: (1) conjunto convencional de roda e pneu; (2) motor elétrico acoplado à roda do veículo; (3) freio eletrônico; (4) sistema de suspensão ativa e (5) direção elétrica, todos estes montados juntos ao módulo mostrado acima e depois fixados ao chassi.

Esse sistema proporciona, através do controle eletrônico dos componentes, maior controle sobre a dinâmica do veículo além de aumentar a sua segurança. Com esse sistema o custo e a facilidade de manutenção dos componentes também sofrem intensa mudança sendo necessário trocar apenas o módulo da roda quando o componente é danificado. Essas premissas levam o carro que possuirá o e-Corner a ser apenas uma plataforma com um espaço para uma bateria, Fig. 3, sendo a carroceria um item escolhido de acordo com a opção do consumidor.

O conceito e-Corner foi patenteado em nome de *Siemens VDO Automotive AG* e está sendo desenvolvido pela empresa Continental que pretende lançar o novo conceito em 15 anos.



Figura 3 – O skateboard como está sendo chamado o novo conceito em que se adaptará o e-Corner.

2. OBJETIVOS

Este trabalho irá pesquisar e analisar as características necessárias para o dimensionamento dos sistemas de direção e motor elétrico aplicados ao conceito e-Corner. Durante o projeto o principal foco será dado ao controle do sistema de esterçamento e definição dos parâmetros do motor elétrico a ser utilizado.

Após a modelagem do sistema um protótipo virtual será construído utilizando o software ADAMS. Esse protótipo objetiva a interação dos diferentes subsistemas presentes no veículo, se aproximando de um protótipo real. A partir do modelo de multicorpos construído será realizada uma interação com o software MatLab para realizar o controle do sistema de direção a partir da modelagem proposta.

Além deste trabalho outros 2 trabalhos de conclusão de curso (Baruffaldi, L. **B. Projeto de frenagem eletromecânica para veículos automotores de quatro rodas.** e Monteiro, R. D. **Projeto de uma suspensão veicular com controle de cambagem e amortecimento.**) conduzem estudos sobre o sistema e-corner e através deles este trabalho pode ser complementado e o comportamento do veículo analisado por completo.

3. METODOLOGIA

O presente trabalho possui duas áreas de pesquisa, uma objetivando a caracterização do motor elétrico a ser utilizado no projeto e outra englobando o sistema de direção. Essas duas áreas englobam diversos ramos de pesquisa ligados principalmente à dinâmica de veículos, eletromecânica e modelagem e controle de sistemas mecânicos.

Para o projeto tanto do motor elétrico quanto da direção faz-se necessário o levantamento dos dados inerentes ao veículo. Para a obtenção de tais dados será tomado como base um veículo comercial de 1.4 litros por ser um automóvel comum no mercado e que poderá ser objeto de comparação. Tais dados são mostrados abaixo.

Característica	Valor	Unidade
Peso bruto	1026	kgf
Distribuição		
Dianteiro	519	kgf
Traseiro	506,8	kgf
Peso bruto total	1486	kgf
Altura total	1432	mm
Bitola		
Dianteira	1417	mm
Traseira	1408	mm
Entre-eixos	2500	mm

Tabela 1 – Dados do veículo modelo.

Para a realização dos cálculos necessários serão utilizadas planilhas de cálculo e softwares de simulações numéricas. Através das planilhas os cálculos preliminares poderão ser feitos para então serem inseridos nos programas que determinarão a resposta dos parâmetros a serem determinados. O uso dos softwares se faz necessário pela facilidade de gerenciamento das inúmeras variáveis presentes, além da existência de funções em sua biblioteca que evitam cálculos muitas vezes trabalhosos.

Simulações usando Matlab e Scilab serão úteis na modelagem e controle dos sistemas para, através disso, poder se determinar as características dos mesmos. Com os modelos finalizados um protótipo virtual será construído no software MSC/ADAMS onde o comportamento da direção poderá ser observado ao lado dos outros componentes que fazem parte do veículo.

4. DIREÇÃO

A grande maioria dos carros atualmente possui sistema de direção atuante apenas nas rodas dianteiras. Alguns modelos de veículos foram comercializados contendo esterçamento oposto nas rodas traseiras o que visa principalmente à diminuição do raio de curva em baixas velocidades. Esse sistema foi inicialmente lançado pela empresa Delphi e é chamado de *Quadrasteer*.

No entanto, a principal aplicabilidade de sistemas de esterçamento como este está em grandes caminhões e veículos articulados que, pelo seu tamanho, precisam otimizar o raio de curva. A baixa eficiência em carros de passeio, aliada com uma piora na sensibilidade em curvas trazida pelo esterçamento nas rodas traseiras fez o sistema não ser muito popular, levando montadoras como a General Motors a vender apenas 16500 unidades em 3 anos de oferta do *Quadrasteer*.

Outros sistemas contendo 4 rodas esterçantes utilizam as rodas traseiras apenas quando há instabilidade no movimento sendo que seu papel não mais é otimizar o raio de curvatura, mas sim a estabilidade do veículo. Para isto, as rodas traseiras são esterçadas na mesma direção das rodas dianteira, o que é chamado de esterçamento paralelo. Patentes abordando tal sistema podem ser encontradas:

- Patente 4706771 - *Vehicle steering control system using desired vehicle model*.
- Patente 4998201 - *Four wheel steering control system for vehicles*.

Nesta seção serão apresentadas as vantagens de utilização de um sistema de esterçamento traseiro ativo objetivando ambas a diminuição de raio de curva em baixas velocidades e aumento da estabilidade em altas velocidades.

Para o sistema de direção será primeiramente analisada a dinâmica lateral do veículo descrito anteriormente e, dessa forma, será obtido o equacionamento para determinação dos seus parâmetros de controle. A etapa final será a análise interativa com o software de multicorpos ADAMS.

4.1 Modelo físico

O modelo físico adotado é o de um veículo em uma curva que considera as 4 rodas sendo esterçadas. Neste modelo pode-se a presença das forças laterais que

geram mudança na direção do movimento com relação ao sistema de coordenadas fixo. O modelo analisa o carro no plano xy (2D) e pode ser visualizado na Figura 4, que representa um veículo com esterçamento chamado de oposto, pois as rodas dianteiras e traseiras são esterçadas em direções opostas.

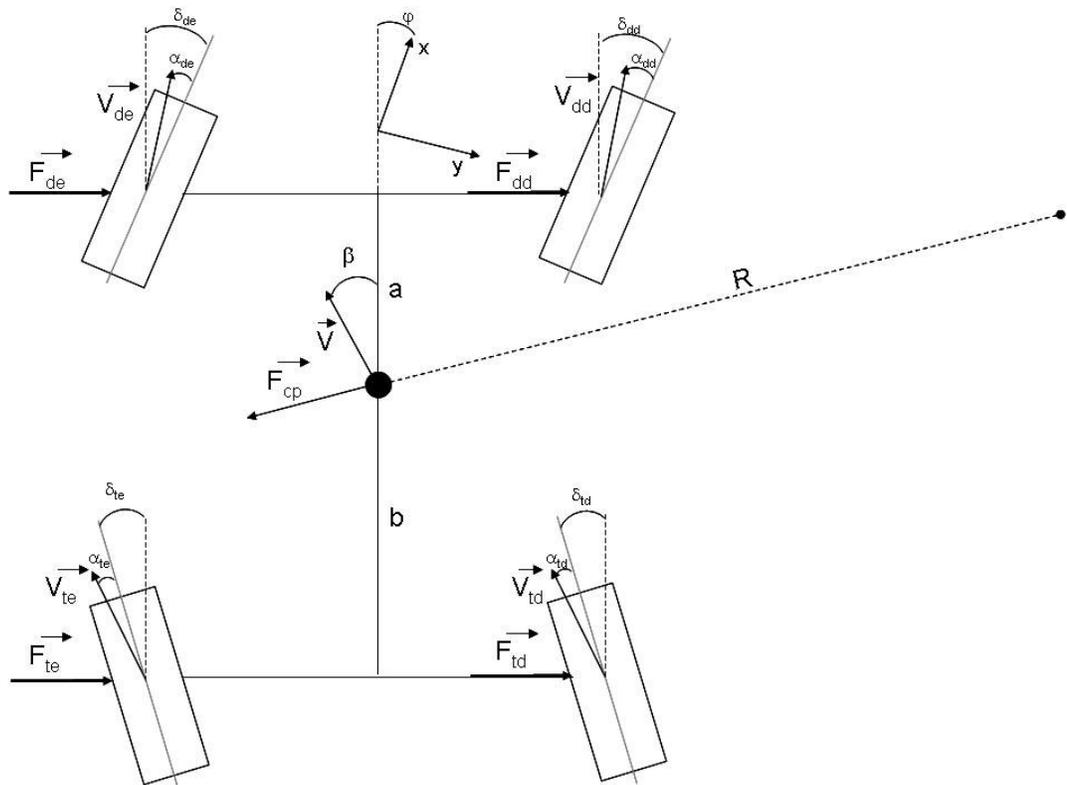


Figura 4 - Modelo do veículo no plano xy..

As condições de contorno e simplificações assumidas para construção do modelo são:

- O veículo trafegando em altas velocidades apresenta pequenos ângulos de esterçamento nas rodas dianteiras e traseiras;
- A condição de pequenos ângulos de esterçamento aponta para a região linear da curva de esforço lateral pelo ângulo de deriva no pneu como mostra a Figura 6.
- O modelo não analisa a transferência de carga durante o esterçamento, dessa forma, a rigidez do pneu, dependente da carga normal, permanece constante..

O modelo físico está presente a força lateral de contato pneu-solo que apenas aparece quando o pneu é esterçado. Além disso, tal força está relacionada com o

ângulo de deriva dos pneus, ou seja, o ângulo entre a velocidade do ponto de contato pneu-solo com a direção do pneu e pode ser traduzida como um escorregamento lateral do pneu.

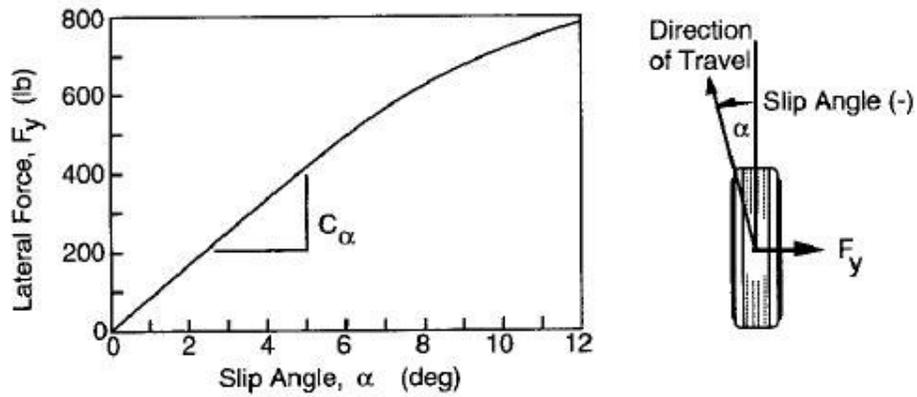


Figura 5 - Representação da rigidez lateral para o pneu.

A mesma definição vale para o ângulo de deriva do CG do veículo. Como observado por [1] o vetor velocidade do CG aponta para dentro da curva em baixas velocidades, tendo o raio instantâneo de curvatura abaixo do CG. Já em altas velocidades este ângulo aponta para o lado de fora da curva, tendo o raio instantâneo de curvatura a frente do veículo. No entanto, foi notado que quando o esterçamento está presente nas rodas traseiras o vetor velocidade aponta para fora da curva também, como mostra a figura abaixo.

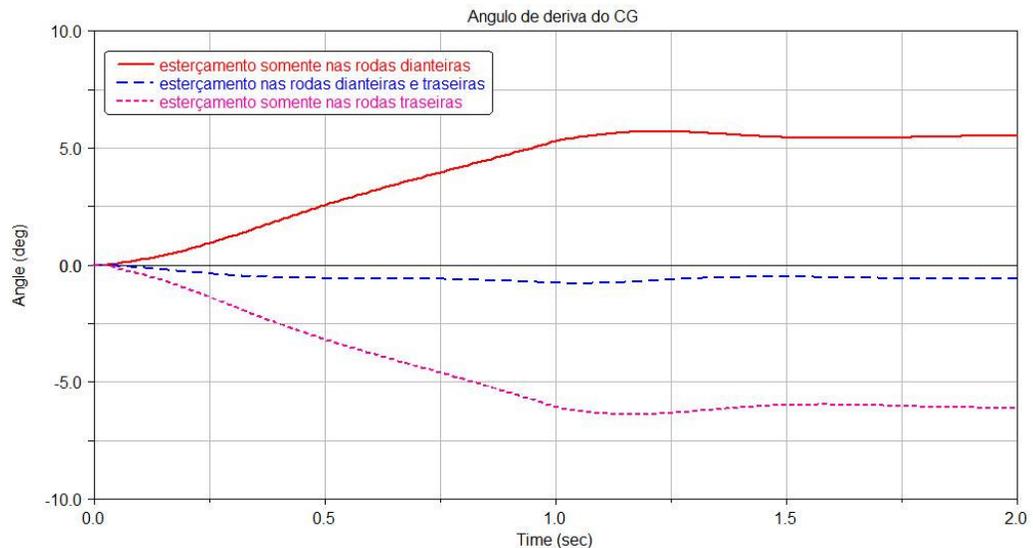


Figura 6 – Ângulo de deriva do centro de gravidade do veículo.

4.2 Modelo matemático

O equacionamento aqui apresentado é baseado nos fundamentos de dinâmica lateral de veículos encontrado nas referências do trabalho. A partir do modelo físico do problema é possível analisar as forças agindo no sistema e chegar a um modelo dinâmico que correlacione as excitações de entrada com as variáveis de saída.

Tomando-se o balanço de forças na direção lateral:

$$\sum F_y = F_{td} + F_{te} + F_{dd} + F_{de} - F_{cp} = 0 \quad (1)$$

A partir do balanço de momentos em torno do eixo perpendicular a página:

$$\sum M_z = (F_{td} + F_{te}) \cdot b - (F_{dd} + F_{de}) \cdot a - I_z \cdot \dot{r} = 0 \quad (2)$$

A força centrípeta atuante no veículo pode ser descrita pela equação (3):

$$F_{cp} = M \cdot a_y \quad (3)$$

A aceleração lateral, indicada na equação acima, pode ser descrita como a derivada em relação ao tempo da velocidade lateral apresentada pelo veículo, descrita pela equação abaixo, como indica a Figura 6.

$$u = V \sin(\beta + \varphi) \quad (4)$$

O ângulo de deriva β corresponde ao desvio da velocidade do veículo com seu eixo longitudinal, ele possui valores positivos, segundo convenção da SAE (Figura 5).

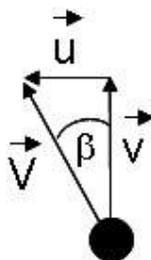


Figura 7 – Representação vetorial da velocidade no CG.

Deve-se tomar cuidado para não confundir a velocidade de guinada com o ângulo de rotação φ . A velocidade de guinada corresponde à velocidade angular com que o veículo gira em torno do seu próprio eixo e por este motivo só aparece em

curvas. O ângulo φ corresponde ao ângulo com que o veículo se rotacionou em um determinado tempo t .

Desta forma, a taxa de variação do ângulo φ no tempo corresponde à velocidade de guinada, que será usada para definir a aceleração lateral conforme a equação (5).

$$a_y = \frac{d}{dt}u = V(\dot{\beta} + r) \quad (5)$$

Assim, a força centrípeta que age no CG do veículo é dada por:

$$F_{cp} = M.V(\dot{\beta} + r) \quad (6)$$

A força atuante nos pneus, gerada pelo ângulo de deriva, é dependente de vários fatores, como pressão, temperatura, carga normal, entre outros ([3]) e será considerada aqui apenas a parcela resultante do ângulo de deriva (Figura 5):

$$F_{ij} = C_i.\alpha_{ij} \quad (7)$$

A velocidade do ponto de contato do pneu pode ser calculada a partir da velocidade no CG. Um exemplo do cálculo é mostrado abaixo para o pneu traseiro esquerdo, podendo ser visualizado na Figura 8 os vetores presentes no cálculo:

$$\begin{aligned} \vec{V}_{te} &= \vec{V}_{CG} + r \wedge (\vec{D}_{CG-te}) \\ \vec{V}_{te} &= v \cdot \hat{i} - u \cdot \hat{j} + (-r)\hat{k} \wedge \left(-b \cdot \hat{i} - \frac{t}{2} \hat{j} \right) \\ \vec{V}_{te} &= \left(v - r \frac{t}{2} \right) \cdot \hat{i} + (-u + rb) \cdot \hat{j} \end{aligned} \quad (8)$$

Da definição de α_t , como pode ser observado no modelo físico, temos:

$$\alpha_{te} = \delta_{te} - \left(\frac{u - b \times r}{v - r \times t/2} \right) \cong \delta_{te} - \frac{\beta \times V + b.r}{V - r \times t/2} \quad (9)$$

$$\text{Onde: } \beta = \text{arctg} \left(\frac{u}{V} \right) \cong \frac{u}{V}$$

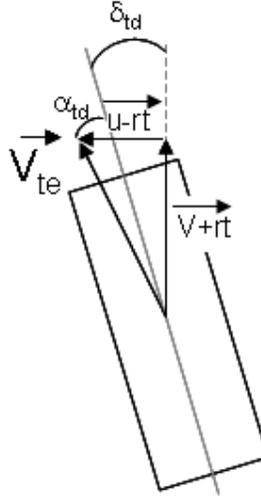


Figura 8 - Decomposição da velocidade nas rodas traseiras.

De maneira semelhante, temos para os demais ângulos de derivas dos pneus:

$$\alpha_{td} \cong \delta_{td} - \frac{\beta \times V + b.r}{V + r \times t/2} \quad (10)$$

$$\alpha_{dd} \cong \delta_{dd} - \frac{\beta \times V - a.r}{V + r \times t/2} \quad (11)$$

$$\alpha_{de} \cong \delta_{de} - \frac{\beta \times V + b.r}{V - r \times t/2} \quad (12)$$

Retomando a somatória das forças em y:

$$MV(\dot{\beta} + r) = C_d \left(\delta_{dd} + (-\beta \times V - a.r) \left(\frac{1}{V + r \times t/2} + \frac{1}{V - r \times t/2} \right) + \delta_{dd} + \delta_{de} \right) + C_i \left(\delta_{td} + (-\beta \times V + rb) \left(\frac{1}{V + r \times t/2} + \frac{1}{V - r \times t/2} \right) + \delta_{td} + \delta_{te} \right) \quad (13)$$

E da somatória dos momentos agindo no veículo na direção z, com o pólo no CG:

$$I_z \cdot \dot{r} = C_d \cdot a \left(\delta_{dd} + (-\beta \times V - a.r) \cdot \left(\frac{1}{V + r \times t/2} + \frac{1}{V - r \times t/2} \right) + \delta_{dd} + \delta_{de} \right) - C_i b \left(\delta_{td} + (-\beta \times V + rb) \cdot \left(\frac{1}{V + r \times t/2} + \frac{1}{V - r \times t/2} \right) + \delta_{td} + \delta_{te} \right) \quad (14)$$

O modelo físico apresentado acima está na forma não linearizada tornando a construção da matriz de estudos muito complexa o que dificulta em grande parte a

análise proposta. Uma alternativa é linearização do sistema por meio de polinômios de Taylor que estabelece:

$$Taylor[f(x)] = \sum_{k=1}^{k=n} \frac{(x-a)^k}{k!} f^k(a) \quad (15)$$

O Dessa forma, o polinômio de Taylor na forma de série de Maclaurin (a=0) para $\left(\frac{1}{V+r \times t/2}\right)$ traz como resposta:

$$T1(r) = \frac{1}{V} - \frac{1}{2V^2} r \cdot t + \frac{1}{4V^3} r^2 \cdot t^2 + \dots \quad (16)$$

Analogamente para o polinômio $\left(\frac{1}{V-r \times t/2}\right)$ tem-se:

$$T2(r) = \frac{1}{V} + \frac{1}{2V^2} r \cdot t + \frac{1}{4V^3} r^2 \cdot t^2 + \dots \quad (17)$$

De maneira que a modelagem tenha um nível de simplicidade adequado para a análise que será feita é possível estimar a faixa de uso da variável r e assim escolher o grau do polinômio mais baixo que satisfaz, com um erro julgado aceitável, a semelhança da função de Taylor com a equação inicial.

Para obtenção da faixa de utilização da velocidade de guinada, foi estimada uma aceleração lateral de 0,5g e uma velocidade de 100 km/h, correspondentes a um nível de aceleração consideravelmente alta para tais condições. Dessa forma, tem-se:

$$a_y = \frac{V^2}{R}$$

$$0,5 \times 9,8 = \frac{(100/3,6)^2}{R} \Rightarrow R = 157m$$

daí

$$r = \frac{V}{R} = \frac{(100/3,6)}{157} = 0,18rad/s$$

As equações acima mostram a variável r admite valores entre 0 e 0,18 rad/s. Utilizando os polinômios de Taylor de 1ª ordem para T1(r) e T2(r) tem-se os seguintes gráfico abaixo paras as funções original e a linearizada:

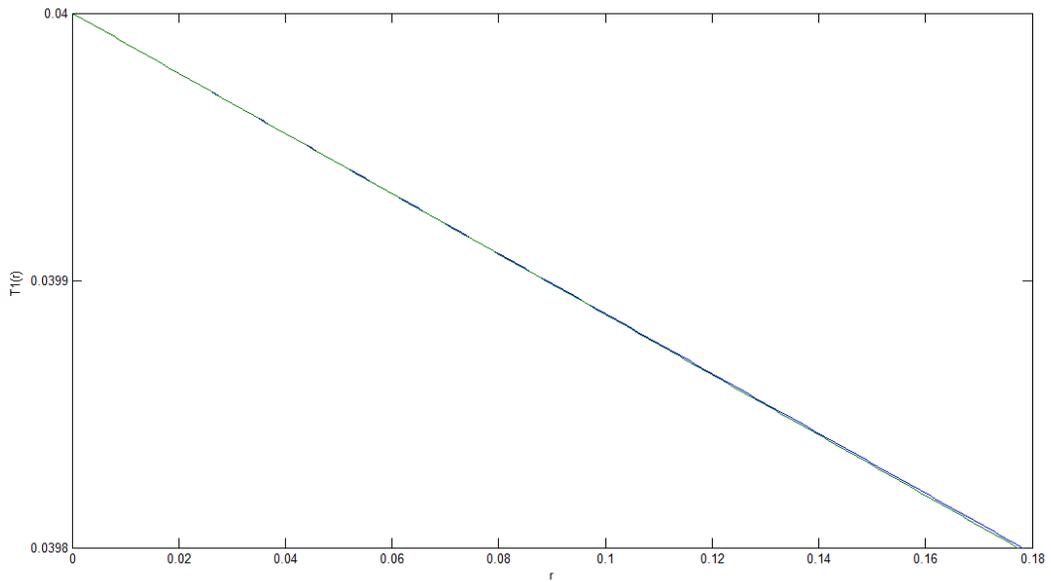


Figura 9 – Comparação entre a função original e aproximada para T1(r).

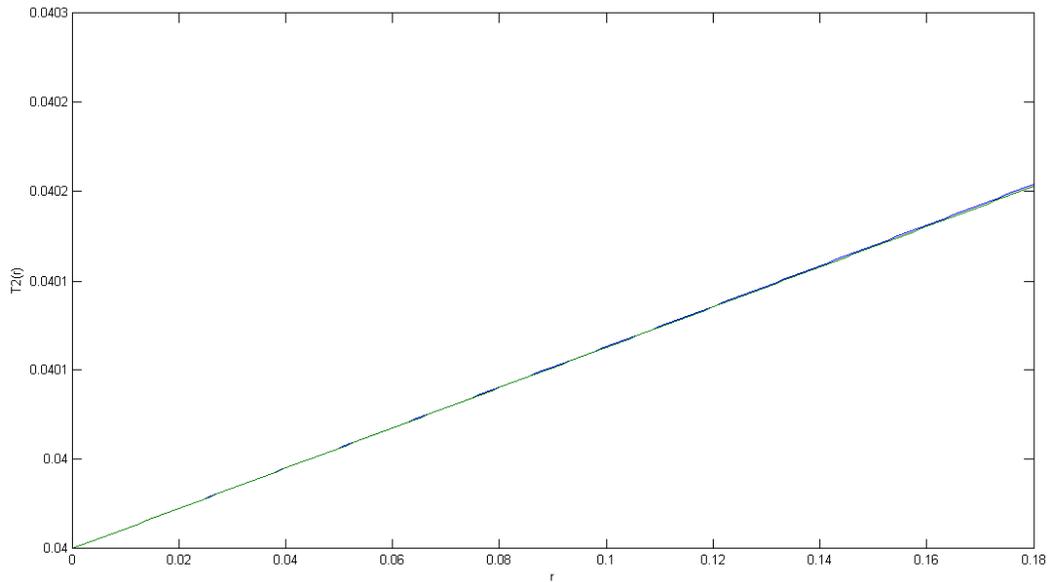


Figura 10 – Comparação entre a função original e aproximada para T2(r).

Portanto, a equação $\left(\frac{1}{V + r \times t/2} + \frac{1}{V - r \times t/2} \right)$ pode ser resumida pela

soma dos polinômios de Taylor de ordem 1 T1(r) e T2(r) que resultam:

$$T1(r) + T2(r) = \left(\frac{1}{V} - \frac{1}{2V^2} r \cdot t \right) + \left(\frac{1}{V} + \frac{1}{2V^2} r \cdot t \right) = \frac{2}{V} \quad (18)$$

A solução da equação acima se mostra interessante, pois para a modelagem proposta um modelo linear, independente da variável r é alcançado. A matriz de estados com a nova solução obtida é mostrada abaixo na forma $\dot{x} = A.x + B.u$ e $y = Cx + Du$.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2\left(\frac{C_d + C_t}{M.V}\right) & -1 - 2\left(\frac{-C_d.a + C_t.b}{M.V^2}\right) \\ \frac{2}{I_z}(b.C_t - a.C_d) & -\frac{2}{I_z.V}(C_d.a^2 + C_t.b^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{C_d}{MV} & \frac{C_d}{MV} & \frac{C_t}{MV} & \frac{C_t}{MV} \\ \frac{C_d.a}{I_z} & \frac{C_d.a}{I_z} & \frac{C_t.b}{I_z} & \frac{C_t.b}{I_z} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_{dd} \\ \delta_{de} \\ \delta_{td} \\ \delta_{te} \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$\begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_{dd} \\ \delta_{de} \\ \delta_{td} \\ \delta_{te} \end{bmatrix} \quad (20)$$

Temos, portanto, as seguintes matrizes do sistema:

$$A = \begin{bmatrix} -2\left(\frac{C_d + C_t}{M.V}\right) & -1 - 2\left(\frac{-C_d.a + C_t.b}{M.V^2}\right) \\ \frac{2}{I_z}(b.C_t - a.C_d) & -\frac{2}{I_z.V}(C_d.a^2 + C_t.b^2) \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$B = \begin{bmatrix} \frac{C_d}{MV} & \frac{C_d}{MV} & \frac{C_t}{MV} & \frac{C_t}{MV} \\ \frac{C_d.a}{I_z} & \frac{C_d.a}{I_z} & \frac{C_t.b}{I_z} & \frac{C_t.b}{I_z} \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

A variáveis de entrada são os ângulos de esterçamento das 4 rodas, ou seja, o ângulo do qual as rodas são rotacionadas para fazerem a curva e as variáveis de saída são o ângulo de deriva β e a velocidade de guinada do veículo r .

Espera-se, para a segurança do operador, que a resposta do sistema a qualquer tipo de entrada seja no sentido de otimizar β de modo a proporcionar máxima aderência lateral e manter r em um determinado valor máximo que não cause instabilidade no movimento.

As funções de transferência do sistema em malha aberta foram obtidas da rotina implantada em MATLAB, mostrada no ANEXO B, que contém as condições de contorno para a simulação, e são:

$$G(\delta_{dj}) = \frac{1.675 s - 21.82}{s^2 + 12.93 s + 46.74} \quad G(\delta_{ej}) = \frac{1.229 s + 45.19}{s^2 + 12.93 s + 46.74}$$

$$G(\delta_{dj}) = \frac{34.12 s + 207.3}{s^2 + 12.93 s + 46.74} \quad G(\delta_{ej}) = \frac{-36.84 s - 207.3}{s^2 + 12.93 s + 46.74}$$

Observe que as funções de transferência para os ângulos de esterçamento dianteiros são iguais, o mesmo valendo para os ângulos de esterçamento traseiros. Isso mostra que, os ângulos de esterçamento dianteiros possuem, assim como os traseiros, mesma influencia no esterçamento sob altas velocidades. Isso nos leva a concluir que a geometria de Ackerman com ângulos de esterçamento desiguais entre roda dianteira e esquerda vale apenas para manobras com alto ângulo de esterçamento e baixas velocidades.

Os pólos obtidos do sistema foram pares de complexos conjugados compostos por parte real negativa, o que indica que o sistema é estável. O diagrama de pólos e zeros são mostrados abaixo para as diferentes entradas (x = pólos; o = zeros).

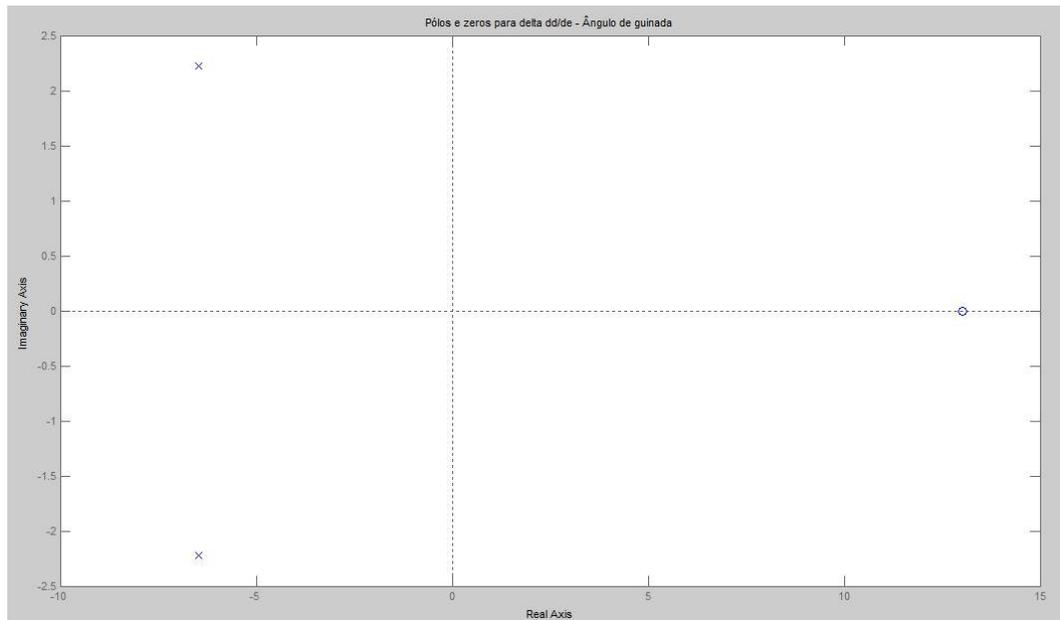


Figura 11 – Pólos e zeros do sistema para ângulo de deriva com entrada sendo o ângulo de esterçamento no eixo dianteiro.

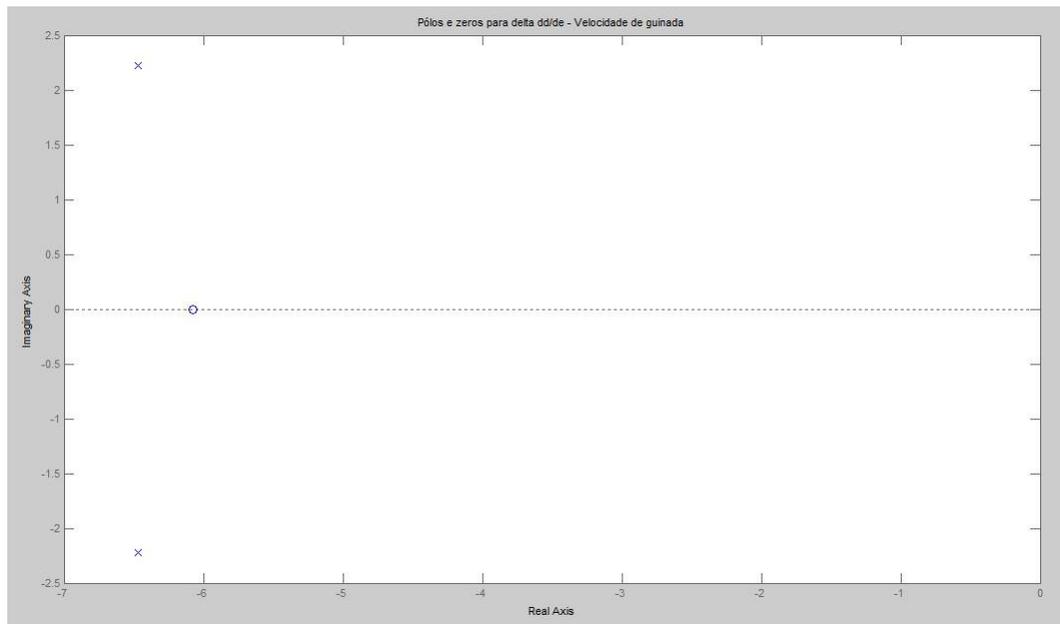


Figura 12 - Pólos e zeros do sistema para velocidade de guinada com entrada sendo o ângulo de esterçamento no eixo dianteiro.

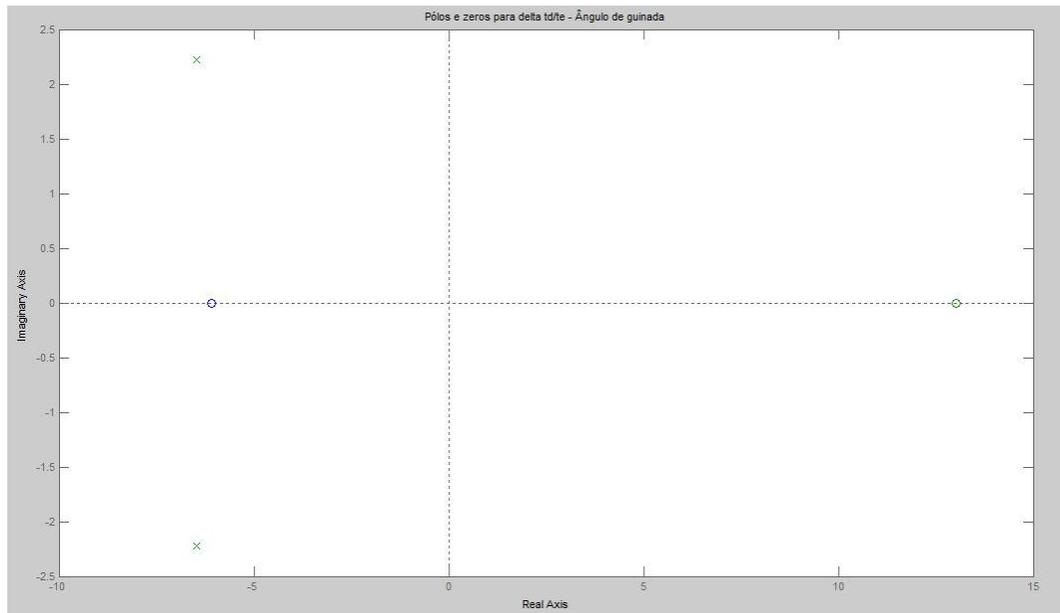


Figura 13 - Pólos e zeros do sistema para ângulo de deriva com entrada sendo o ângulo de esterçamento no eixo traseiro.

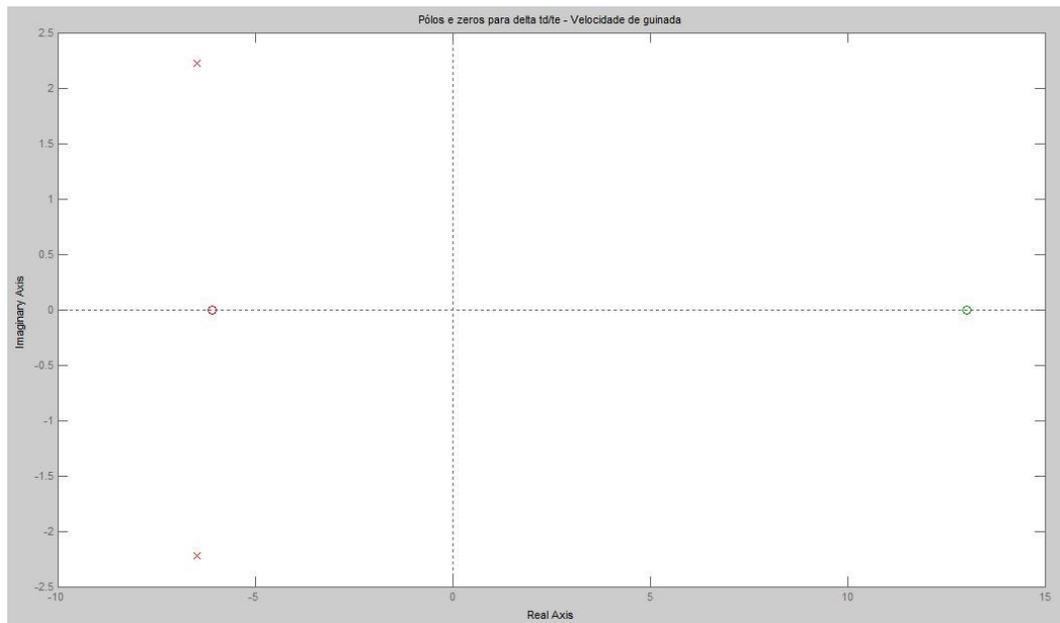


Figura 14 - Pólos e zeros do sistema para velocidade de guinada com entrada sendo o ângulo de esterçamento no eixo traseiro.

Foram feitas simulações para avaliar a resposta do sistema à entrada degrau, conforme mostram os gráficos abaixo:

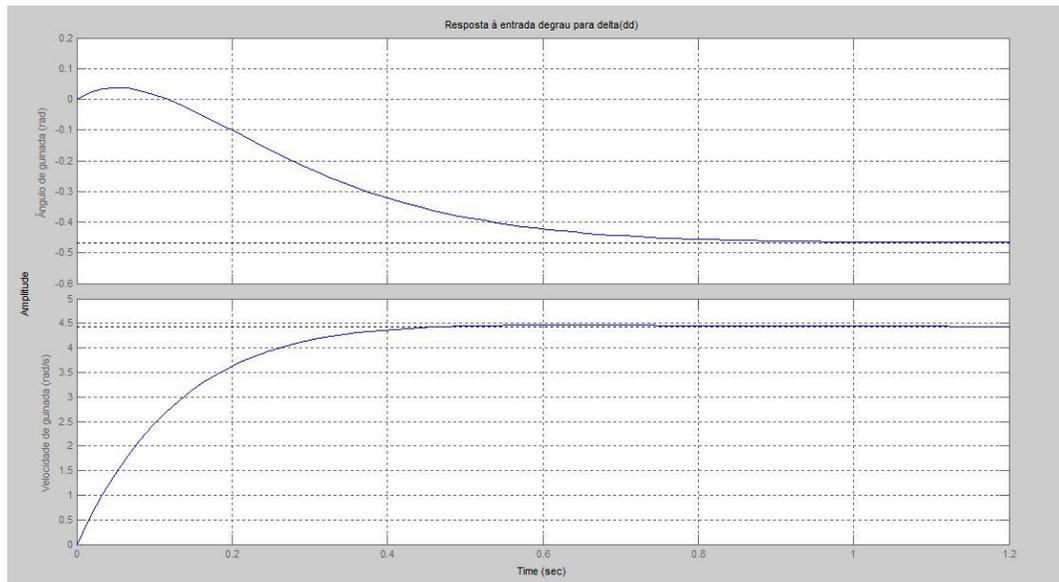


Figura 15 – Simulação para entrada degrau no ângulo esterçamento no eixo dianteiro.

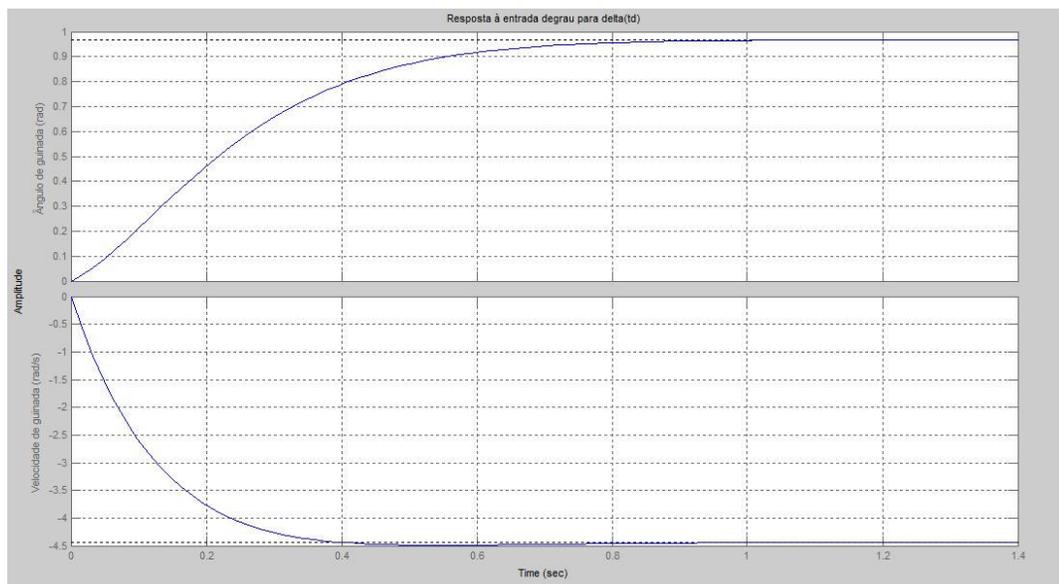


Figura 16 - Simulação para entrada degrau no ângulo esterçamento no eixo traseiro.

A partir da modelagem do sistema feita será possível iniciar a fase de controle onde será dado foco a parâmetros importantes para a segurança e desempenho do veículo como controle de esterçamento.

A primeira etapa para o controle do sistema será controlar as variáveis de saída do sistema para as entradas do esterçamento através de controladores PID. O

método de controle para esse sistema pode ser verificado através da Figura 17 que envolve a determinação dos ganhos K_p (proporcional), T_i (integral) e T_d (derivativo).

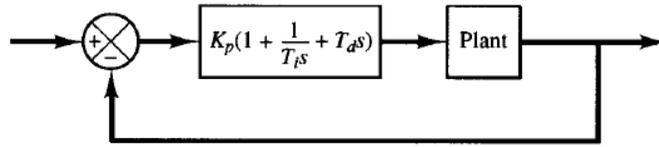


Figura 17 – Esquema de controle através de controladores PID.

Para a determinação de tais ganhos é possível utilizar o método da curva S de Ziegler-Nichols. Tal curva, mostrada na Figura X corresponde à resposta do sistema para uma entrada degrau, nela é traçada uma reta no ponto de inflexão e então determinados os parâmetros de atraso L e constante de tempo T . O uso de tais parâmetros no polinômio do controlador é mostrado abaixo para os controladores P, PI e PID.

Tipo de controlador	K_p	T_i	T_d
P	$\frac{T}{L}$	∞	0
PI	$0.9 \frac{T}{L}$	$\frac{L}{0.3}$	0
PID	$1.2 \frac{T}{L}$	$2L$	$0.5L$

Figura 18 – Controle PID pelo método de Ziegler-Nichols.

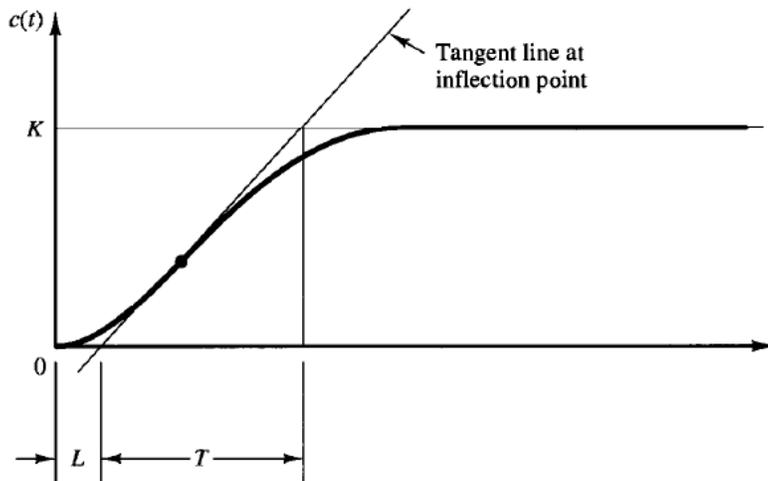


Figura 19 – Determinação dos parâmetros da curva S.

A curva construída em função de uma entrada degrau no ângulo de esterçamento dianteiro para o ângulo de deriva é mostrada abaixo.

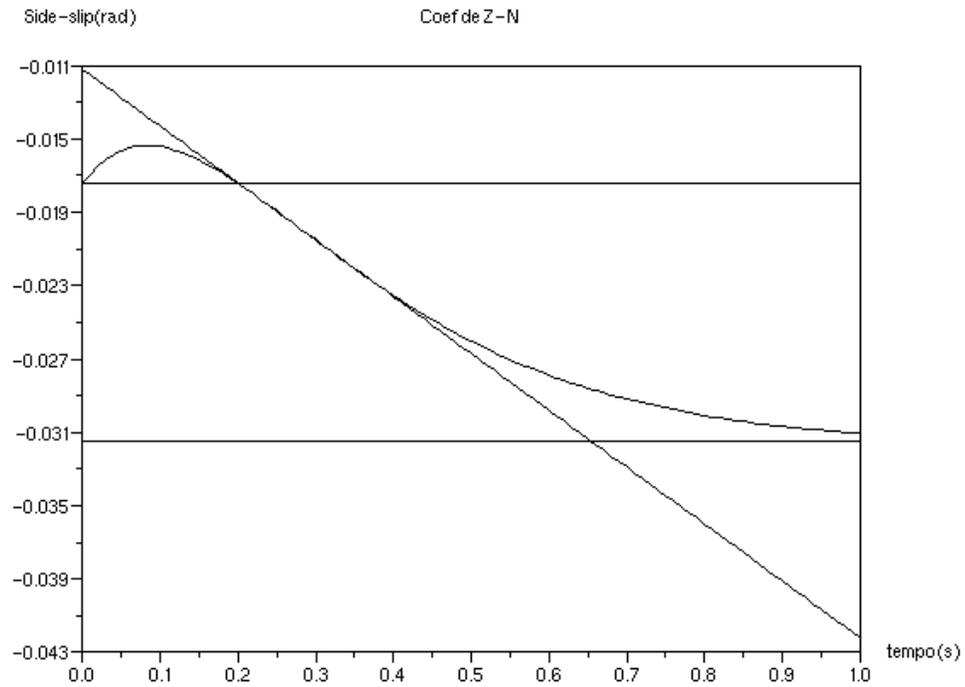


Figura 20 – Determinação dos parâmetros da curva S.

A aplicação do controle para o ângulo de deriva se mostrou satisfatória, com erro em regime permanente reduzido como mostra a Figura 21.

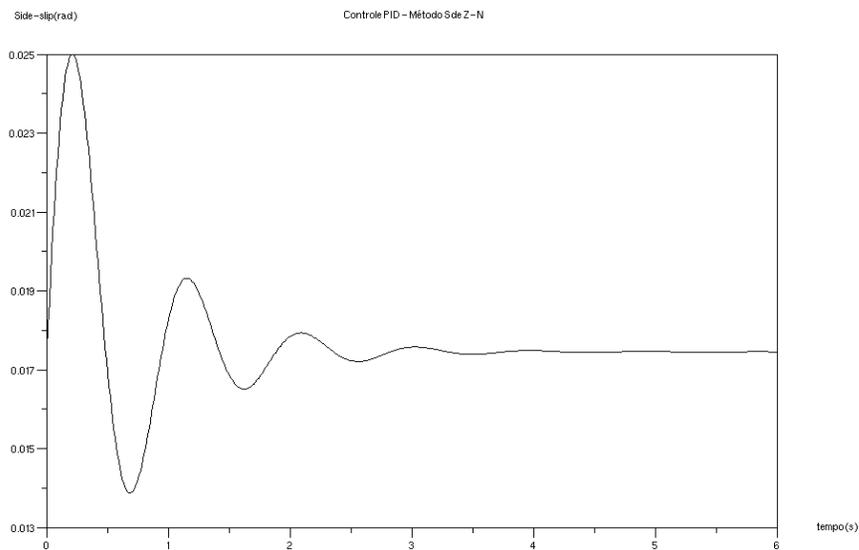


Figura 21 – Resposta do controle PID para o ângulo de deriva com entrada no ângulo de esterçamento dianteiro.

O exemplo acima mostra a aplicabilidade de um sistema de controle visando um determinado ângulo de deriva. Com a metodologia do sistema de controle aplicada é possível iniciar as simulações com o veículo virtual construído com o software ADAMS.

4.3 Protótipo virtual

O protótipo virtual representado pela Figura 22 não possui o sistema de direção convencional com barras de direção conectando o movimento do volante como das rodas pois a excitação do sistema é feita através de atuadores rotacionais no volante que enviam essa informação para as rodas.

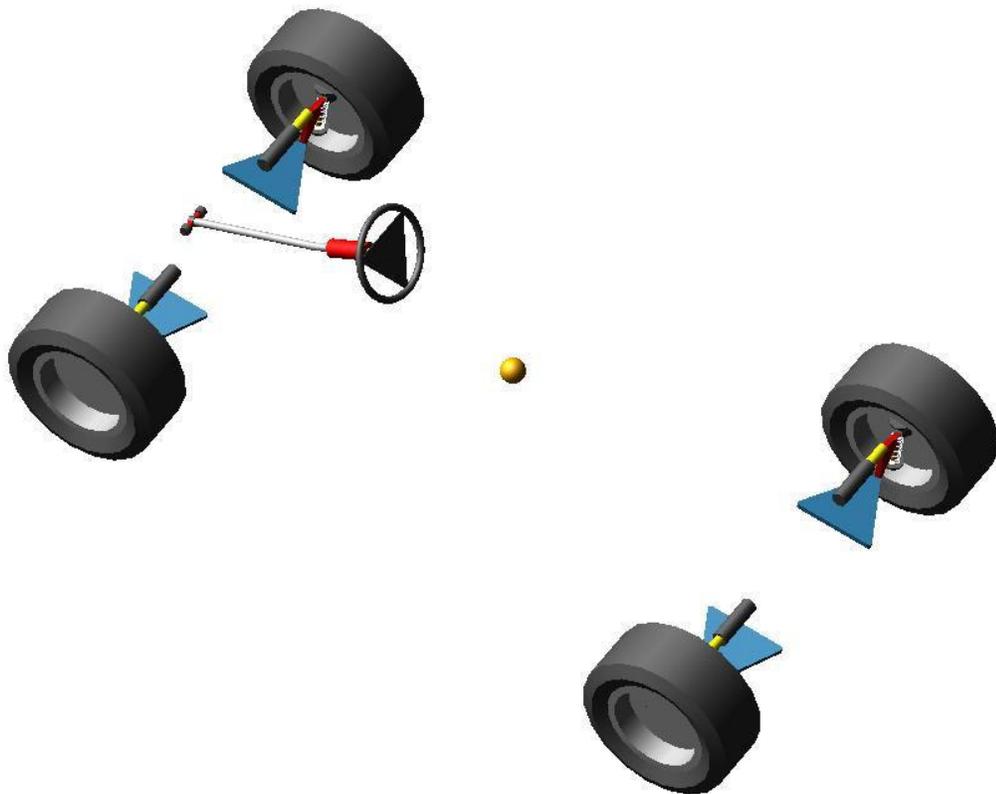


Figura 22 – Protótipo virtual construído no software ADAMS.

Um dos motivos para o insucesso dos sistemas como o *Quadrasteer* está na sensibilidade dos comandos do condutor durante o movimento. No entanto, o foco desse trabalho não está no dimensionamento de uma comunicação entre volante e

rodas que aperfeiçoe a sensibilidade do condutor, mas sim na definição do controle de esterçamento das rodas para se produzir o efeito dinâmico almejado.

O primeiro passo da interação dos softwares é gerar o arquivo com extensão .m (M-file) no ADAMS que será usado dentro do MatLab. Este arquivo contém um bloco representando o software ADAMS a partir do qual toma-se as entradas e saídas necessárias para a implementação da rotina desejada no Simulink.

A avaliação da capacidade de curva em baixas rotações começa com a definição do gradiente de esterçamento, ou seja, a razão de aumento do ângulo de esterçamento nas rodas.

Dessa forma, para uma curva de raio R, como mostra a Figura 23, o ângulo de esterçamento médio no eixo dianteiro pode ser descrito da seguinte forma, como sugerido por [11]:

$$\tan \delta = L \cdot \frac{1}{R} = L \cdot k \quad (23)$$

O fator $k=1/R$ presente representa a curvatura da trajetória e pode ser descrito através de uma função linear temporal como mostra a equação 24:

$$k(t) = k_c \cdot \frac{t}{T} \quad (24)$$

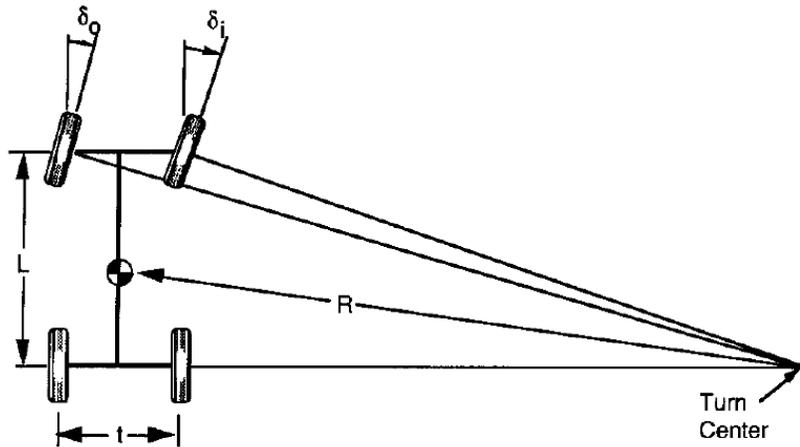


Figura 23 – Veículo em curva

A Figura 24 mostra a trajetória teórica para um veículo, obtida a partir das equações acima, trafegando a 10 km/h e entrando em uma trajetória com raio de curvatura final de 6 metros.

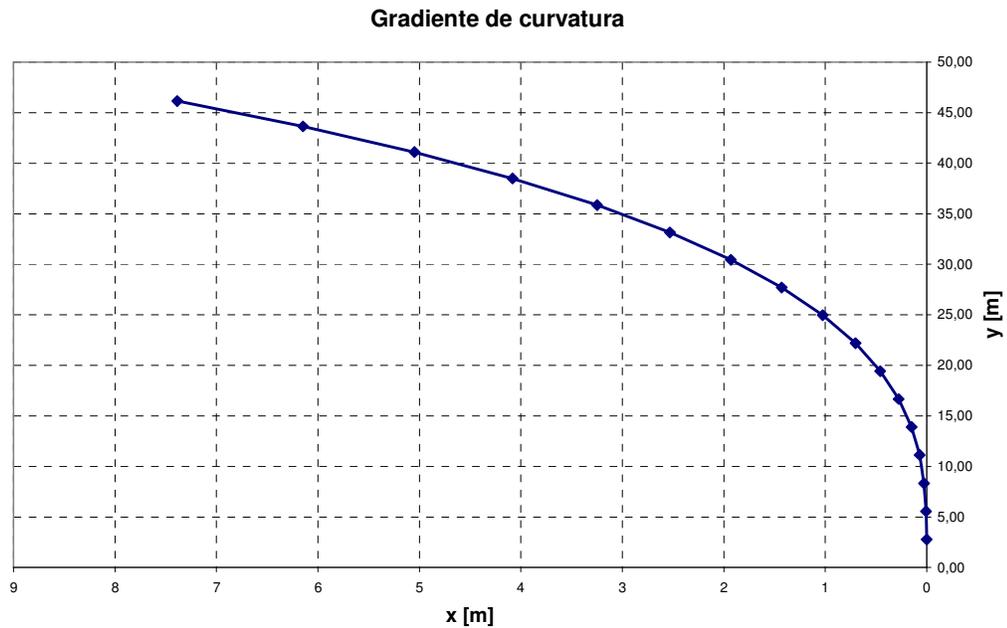


Figura 24 – Trajetória ideal para veículo trafegando a 10 km/h com raio de curva $R=6m$.

Para o veículo trafegando sob baixas velocidades o ângulo de deriva desenvolvido pelo CG é muito pequeno o que implica que a força desenvolvida pelo pneu também será baixa.

A Figura 25 mostra a trajetória do veículo trafegando a 10 km/h com esterçamentos de 30° somente na dianteira, somente na traseira e com esterçamento oposto nos dois eixos obtidas pelas simulações com ADAMS e MatLab. A partir da figura nota-se que a tendência do esterçamento nas quatro rodas é de minimizar a trajetória percorrida na direção longitudinal. Além disso, o esterçamento só nas rodas traseiras desloca o veículo indesejadamente para a direção contrária a curva o que pode causar risco de colisão em condições reais.

Em altas velocidades a excitação no volante pode causar instabilidades no movimento que levam o veículo a não mais responder aos comandos da direção. Sistemas avançados de automóveis integram a frenagem independente (*Electronic Stability Control - ESC*) para gerar momentos em torno do CG do veículo de modo a diminuir a velocidade de guinada.

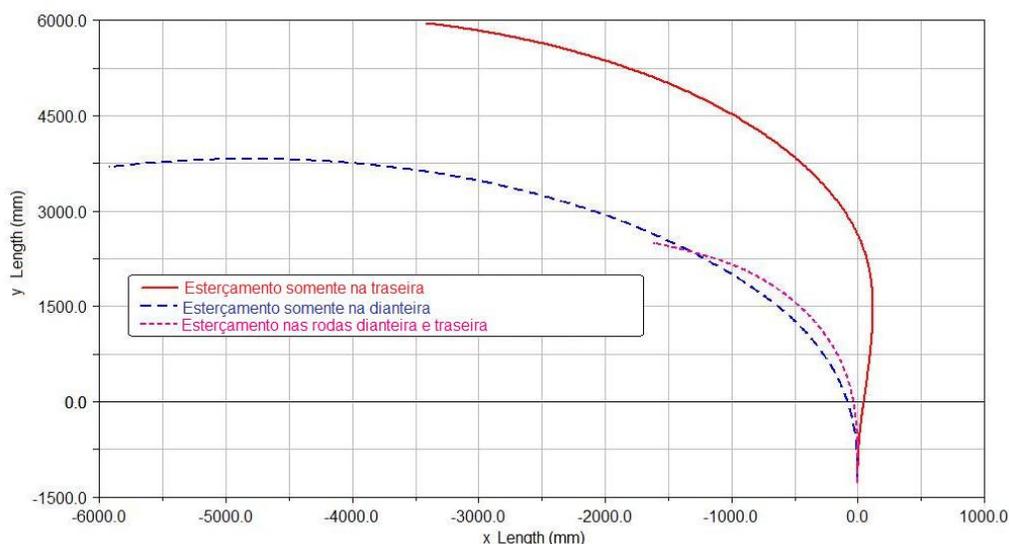


Figura 25 – Veículo trafegando sob 10 km/h com de 30° de esterçamento diferente nos eixos.

A proposta de controle da direção em altas velocidades é semelhante ao sistema *ESC* de modo que visa diminuir a velocidade de guinada esterçando as rodas traseiras na mesma direção que as rodas dianteiras (esterçamento paralelo). A situação para ocorrência de instabilidade no movimento é a de uma ultrapassagem onde excitações bruscas no volante podem desestabilizar o veículo.

Com a intenção de simular tal condição, o ângulo de esterçamento mostrado pela Figura 265 foi imposto a um veículo trafegando com velocidade de 120 km/h. A trajetória resultante para esta manobra é mostrada pela Figura 28.

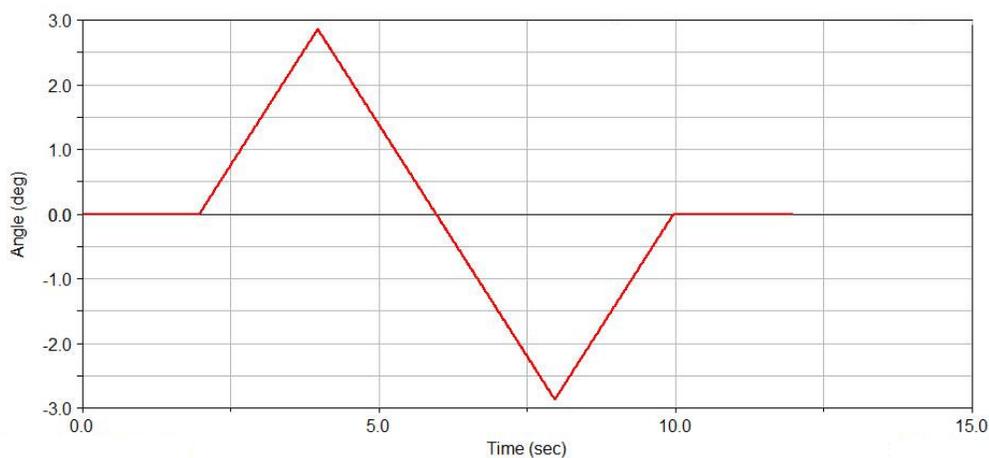


Figura 26 – Ângulo de esterçamento nas rodas dianteiras.

Tal manobra foi implementada usando o sSoftware Simulink e é similar a uma tentativa de ultrapassagem. O diagrama da simulação usando o Simulink pode ser visto na figura abaixo.

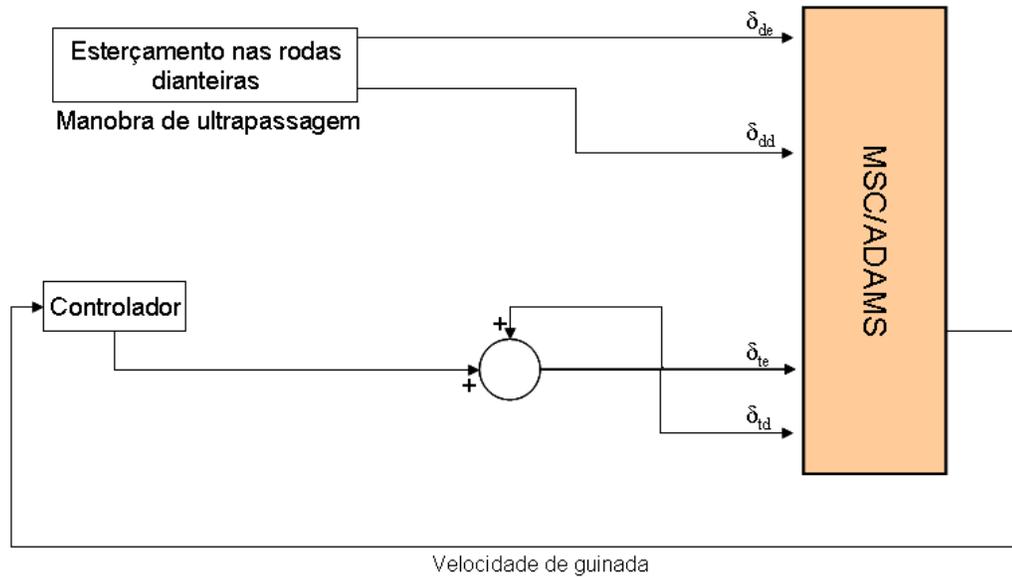


Figura 27 – Diagrama da interação ADAMS e Simulink.

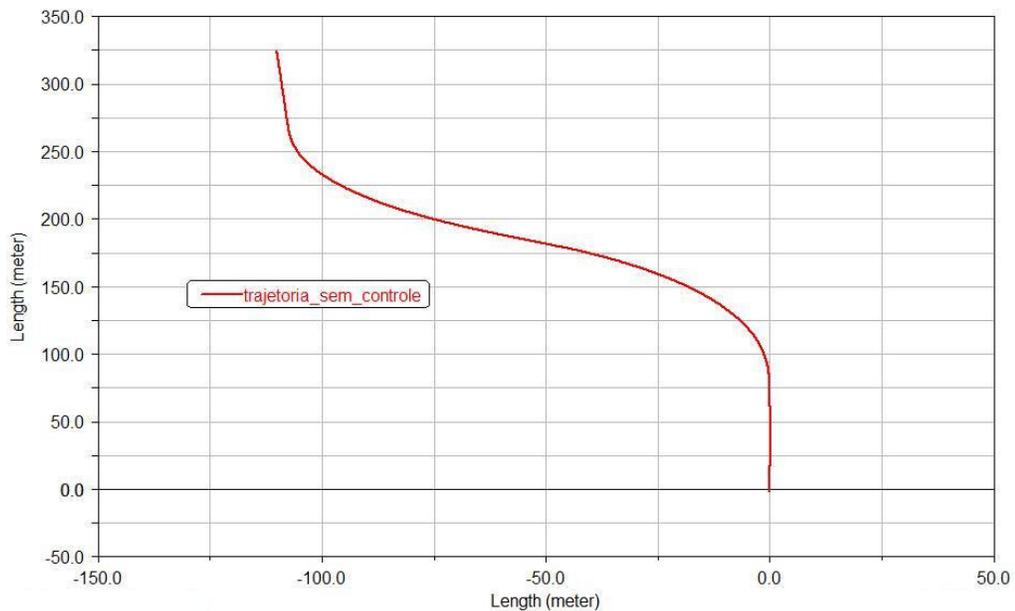


Figura 28 – Trajetória sem controle para veículo trafegando a 120 km/h.

O diagrama de blocos no MatLab para tal sistema é mostrado no ANEXO A. O controle do sistema visa fixar em um nível máximo de $\pm 10.5^\circ/s$ a velocidade de guinada do sistema, para isso foi determinado um ganho fixo de controle

proporcional para alimentar os ângulos de esterçamento das rodas traseiras na mesma direção das rodas dianteiras.

O gráfico da Figura 29 mostra a velocidade de guinada para o sistema controlado e para o sistema não controlado. A resposta do sistema com controle foi no sentido de não provocar sobre-sinal e nem variações na velocidade de guinada durante o primeiro período da ação. No entanto, durante o movimento contrário de esterçamento das rodas dianteiras o sistema apresenta certo distúrbio que pode contribuir para o desconforto do condutor.

A Figura 30 mostra a trajetória percorrida pelos veículos com e sem controle da velocidade de guinada. Nota-se que o distúrbio na velocidade de guinada não é notado pelo veículo em função de parâmetros como amortecimento do pneu e suspensão, no entanto deve ser evitado, pois não foi analisada a resistência mecânica do sistema nesse trabalho.

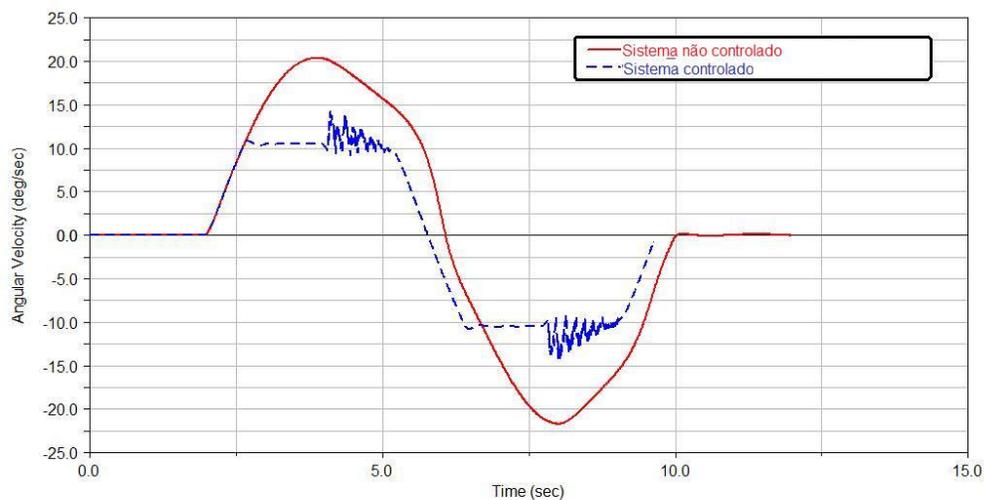


Figura 29 – Velocidade de guinada para sistema não controlado e controlado.

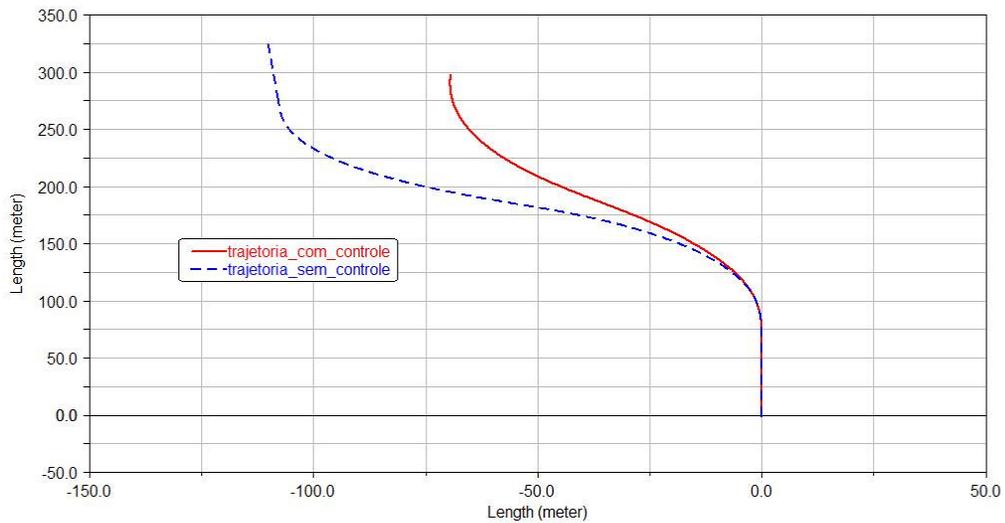


Figura 30 – Trajetória percorrida para veículo controlado e não controlado.

A resposta do ângulo de deriva do veículo a manobras como esta está relacionada com a perda de estabilidade ao ponto que altos ângulos de deriva significam altos desvios do veículo em relação a sua trajetória de curva. A Figura 31 mostra uma comparação do ângulo de deriva para os dois sistemas.

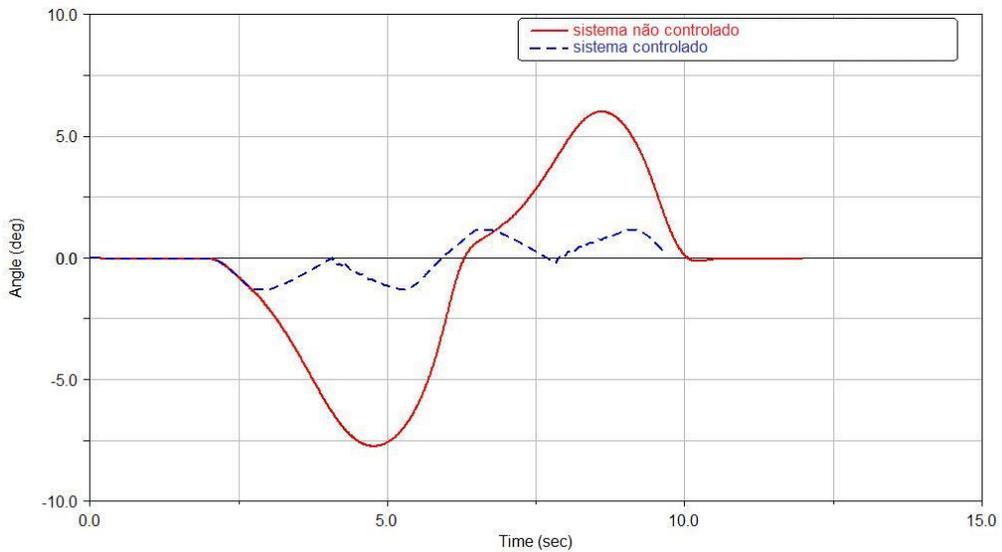


Figura 31 – Ângulo de deriva para sistema controlado e não controlado.

Pequenos ângulos de deriva significam maior sensibilidade do condutor sobre os movimentos do veículo e altos ângulos de deriva podem significar situação de derrapagem onde um sistema sem controle ativo leva muito tempo para equilibrar o veículo.

5. MOTOR ELÉTRICO

Neste tipo de veículo o conjunto do *trem de forças* é composto exclusivamente pelo motor elétrico já que este se encontra acoplado à roda, evidenciado pela Figura 2. A ausência de um sistema final de redução exige maior capacidade de carga ao motor, devendo este prover altos torques em baixa rotação, característica não encontrada nos motores à combustão.

Primeiramente será analisada a dinâmica longitudinal do veículo a fim de se obter a real necessidade de carga que o motor elétrico deverá cumprir. Os dados disponibilizados por esta etapa serão utilizados para definir as características do motor elétrico.

5.1 Dinâmica longitudinal do veículo

A análise da dinâmica longitudinal do veículo implica em determinar qual será a estratégia de transmissão de potência dentro do seu *trem de forças*, o que implica na análise da curva de torque do motor e do escalonamento de marchas do sistema de redução, bem como a escolha da relação de transmissão final do diferencial. Nos veículos que utilizam transmissão do tipo CVT (Continuously Variable Transmission) o dimensionamento da transmissão final recai no fato da amplificação de força necessária para mover o veículo, pois o escalonamento de marcha fica, por sua vez, embutido no alcance de variação de velocidades do CVT.

Neste caso, entretanto, não temos um motor elétrico definido, justamente pelo fato de se estar customizando um novo que deverá cumprir todo o requisito de desempenho objetivado. Vale lembrar que o motor elétrico deverá compensar todo o aumento de força trativa gerado por um sistema de redução, já que este não está presente nesse sistema.

Para o projeto do motor elétrico foram primeiramente levantadas as características das forças resistivas que irão influenciar no seu movimento. A análise da sua dinâmica foi feita com base na teoria apresentada em [2], conforme mostra a equação abaixo:

$$\frac{T_{motor} \cdot \eta_{sistema}}{r_p} \geq \Sigma R \quad (25)$$

As resistências foram representadas por três forças: resistência ao rolamento, resistência à rampa, resistência transitória e resistência aerodinâmica, descritas abaixo.

5.1.1 Resistência ao rolamento

A força de resistência ao rolamento é gerada pela deformação do pneu quando em contato com o pavimento, como é mostrado na Fig. 32. Essa deformação, apesar de depender de diversos fatores, possui grande variação para pisos de rigidez diferentes e pode variar também com a velocidade do veículo.

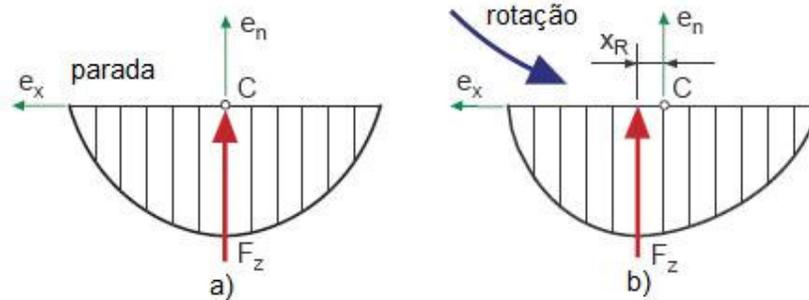


Figura 32 – Distribuição de pressão no contato pneu-solo: a) veículo parado e b) veículo em movimento.

Uma forma de se quantificar a resistência ao rolamento é através do coeficiente de resistência ao rolamento, f , como proposto por [2] através da seguinte equação:

$$F_{rol} = f * W \quad (26)$$

O coeficiente f varia para diferentes tipos de pneus e condições de uso, Figura 33, e a sua dependência com a velocidade é devido, principalmente, ao aumento de vibração. Para todos os efeitos o coeficiente de rolamento foi estimado com valor constante e igual a 0,01, ideal para pisos de rigidez média.

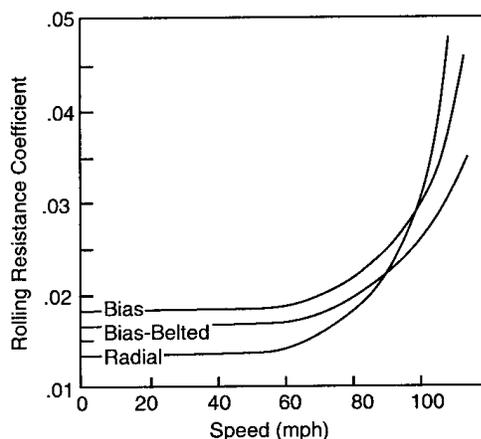


Figura 33 - Variação da resistência ao rolamento com o tipo de pneu.

5.1.2 Resistência ao aclave

A resistência ao aclave é traduzida como a força gerada pelo peso do veículo num pavimento inclinado e pode ser descrita pela equação abaixo:

$$F_{\theta} = W * \text{sen} \theta \quad (27)$$

A inclinação do pavimento é interpretada como a relação entre o deslocamento no eixo z para um certo deslocamento no eixo x, como mostra a equação (28). A força de resistência ao aclave para diferentes inclinações é mostrada na Tabela 2 e pela Figura 34, sendo invariante com a velocidade.

$$\frac{i}{100} = \tan \theta \quad (28)$$

Inclinação	Resistência ao aclave [N]
/=0	0,0
/=1%	144,2
/=3%	433,97
/=5%	726,68
/=10%	1449

Tabela 2 - Resistência ao aclave para diferentes inclinações.

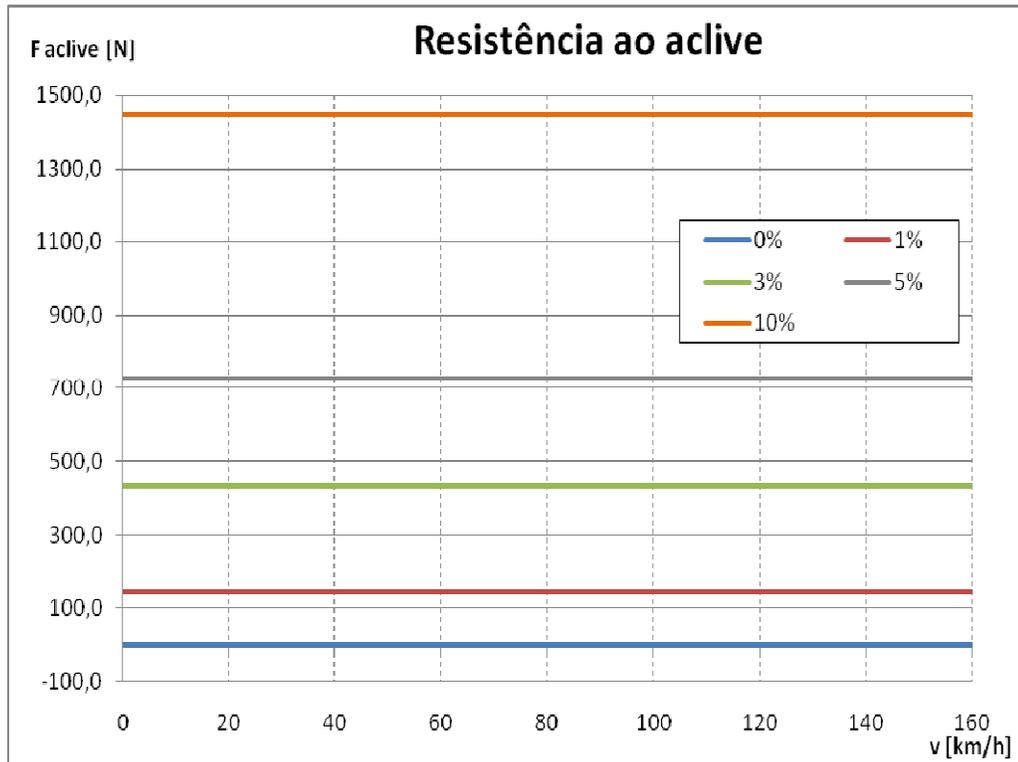


Figura 34 – Resistência ao aclave em função da velocidade.

5.1.3 Resistência aerodinâmica

A resistência aerodinâmica pode apresentar valores diferentes para um mesmo veículo devido à variação de temperatura, o que acarreta em mudança nos valores de densidade do ar atmosférico, objeto de estudo do parágrafo presente.

De acordo com [2] a força de arrasto aerodinâmica pode ser quantificada pela influencia de vários parâmetros de acordo com a equação abaixo.

$$D_x = \frac{1}{2} \rho C_x A_x V^2 \quad (29)$$

Como pode ser observada na equação, a densidade do ar influi proporcionalmente na força de arrasto aerodinâmica e sua relação com a temperatura pode ser quantificada pela seguinte equação:

$$\rho = 0,5 * \left(\frac{P_r}{101,325} \right) * \left(\frac{288,16}{273,16 + T_r} \right) \quad (30)$$

Foi usado valor de $P_r = 99,85$ para a cidade de São Paulo. Usando os valores de $C_x = 0,327$ e $A_x = 1,71$, os valores de ρ para da força de arrasto aerodinâmica para cada valor de temperatura são mostrados na tabela abaixo:

Velocidade [km/h]	Força de arrasto aerodinâmica [N]		
	T amb 5 °C	T amb 20 °C	T amb 35 °C
	$\rho = 1,25 \text{ kg/m}^3$	$\rho = 1,18 \text{ kg/m}^3$	$\rho = 1,13 \text{ kg/m}^3$
0	0,0	0,0	0,0
20	10,8	10,2	9,8
40	43,2	40,7	39,0
60	97,2	91,7	87,8
80	172,8	163,0	156,0
100	270,1	254,6	243,8
120	388,9	366,7	351,1
130	456,4	430,3	412,1
160	691,4	651,9	624,2

Tabela 3 – Força de arrasto em função da velocidade.

Outra forma de se verificar a influência da temperatura na força de arrasto é através do gráfico abaixo, onde nota-se que para velocidades abaixo de aproximadamente 60 km/h a força de arrasto aerodinâmica é praticamente a mesma.

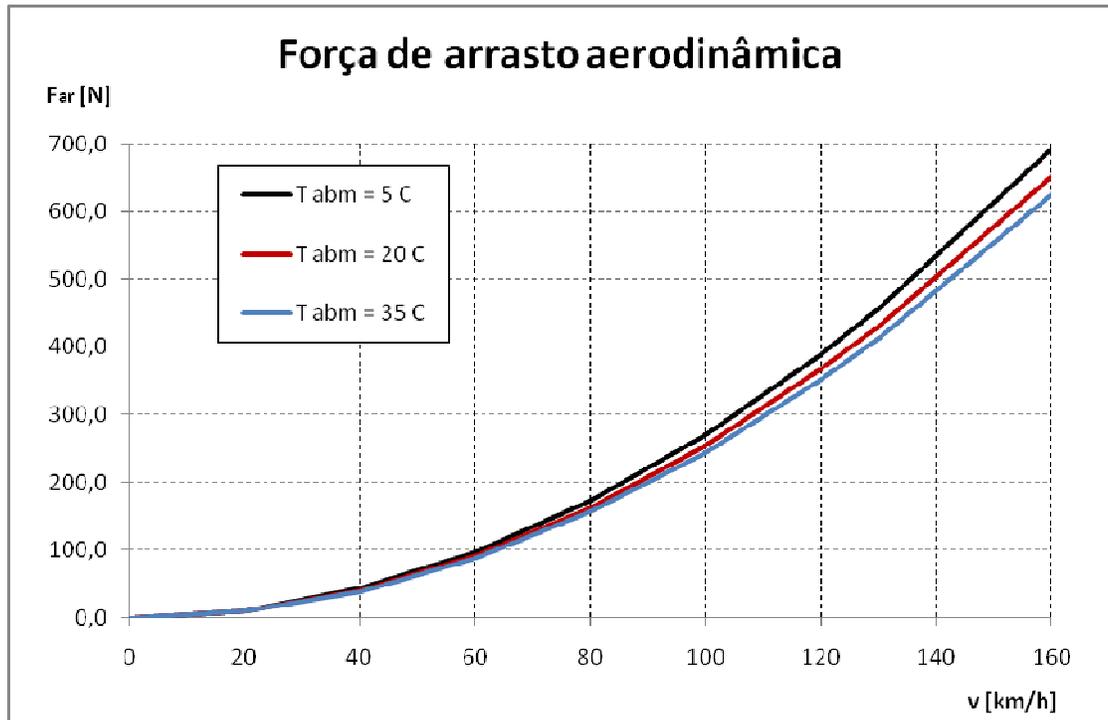


Figura 35 – Força de arrasto aerodinâmica em função da temperatura.

O desempenho do veículo foi analisado em cada instante de tempo através de um método iterativo baseado nas equações (31), (32) e (33), obtidas a partir da teoria presente em [63].

$$a_i = \frac{F_i - \sum R_i}{\frac{W}{g} * \gamma_i} \quad (31)$$

$$t_{(i+1)} = t_i + \frac{(v_{i+1} - v_i)}{a_{i+1}} \quad (32)$$

$$S_{i+1} = S_i + v_{i+1} \times (t_{i+1} - t_i) \quad (33)$$

Esse método permite que o desempenho do veículo seja analisado de acordo com o instante de tempo imposto possibilitando que se obtenha o desempenho desejado para o motor elétrico.

Foi objetivado um desempenho para o veículo que se assemelhasse ao de um carro 1,4 litros, como descrito anteriormente, objetivando que os valores de aceleração e velocidade máximas fossem equivalentes. Para isso foi desenvolvida uma planilha de cálculo baseada no método exposto acima onde foi possível

encontrar uma curva de potência para o motor elétrico que propiciasse o desempenho requerido.

Para se mensurar qual a curva de torque do motor em função da sua rotação tomou-se a curva de torque no último estágio da transmissão em função da rotação da roda. A característica de tal torque depende da estratégia de troca de marchas durante o movimento de veículo, que é variável em função da necessidade de aceleração.

Portanto, tomou-se a curva que mostra as forças trativas e resistivas, mostrada pela Fig. 364 e através de um polinômio¹ de 3ª ordem foi possível obter uma equação que melhor cobrisse os pontos de torque obtidos. A curva de torque com a nova rotação é então mostrada pela Fig. 375. A planilha de cálculo para realizar tais cálculos é mostrada no ANEXO C.

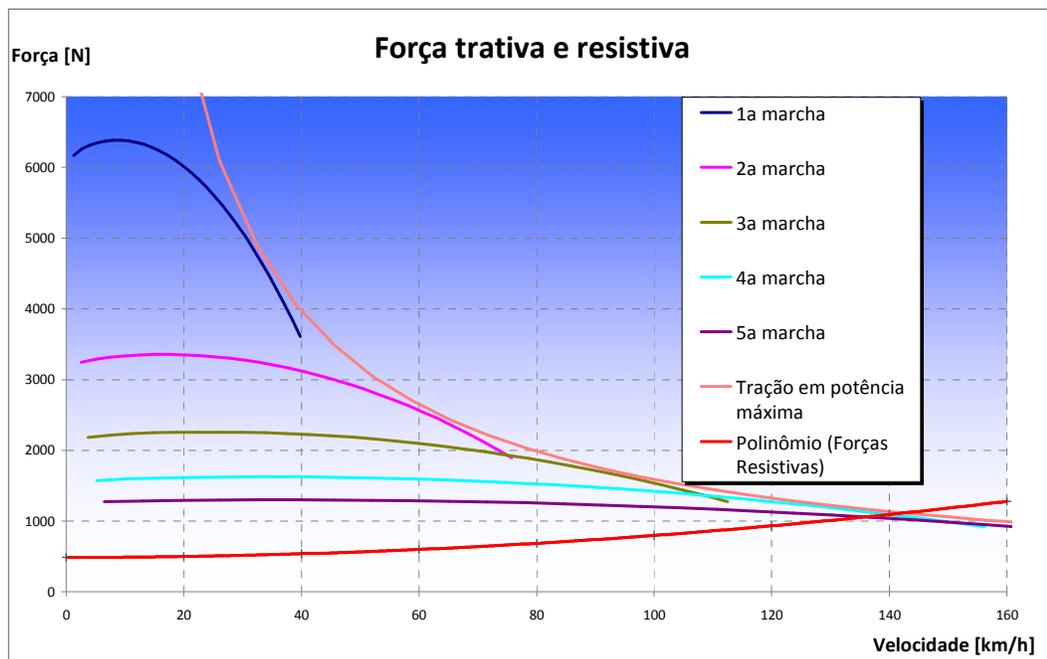


Figura 36 – Força trativa do veículo e resistências ao movimento.

¹ - Equação polinomial para o torque do motor:

$$T = -0,00000130274 * n_{\text{motor}}^3 + 0,00420605288 * n_{\text{motor}}^2 - 4,5942198295 * n_{\text{motor}} + 2045,2073543017$$

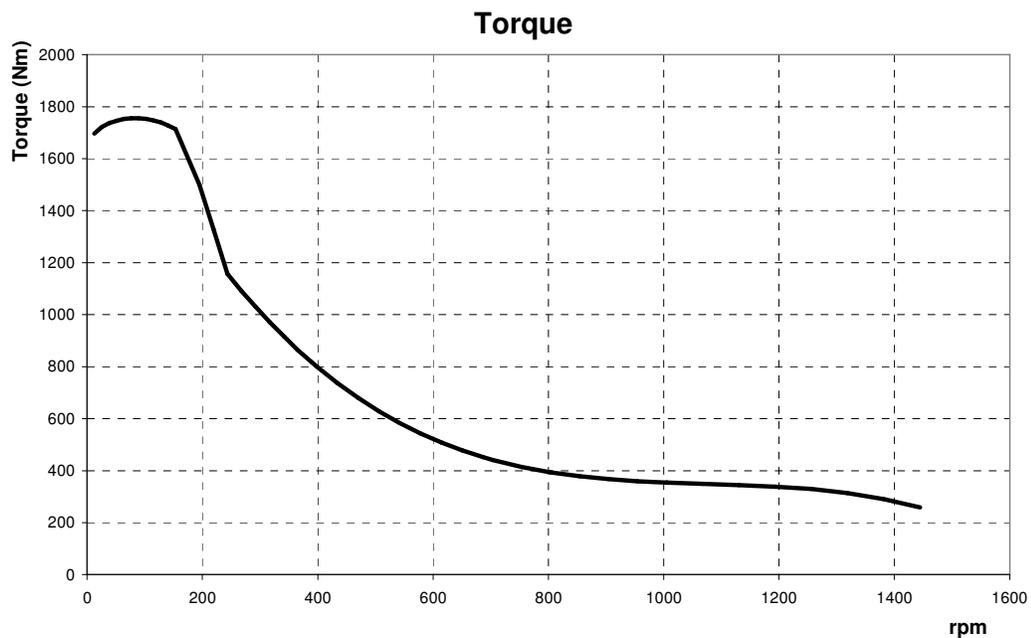


Figura 37 – Curva de torque ideal para o motor elétrico.

Através do cálculo realizado acima foi possível determinar a característica do torque a ser disponibilizado, ou seja, a necessidade de força em função da sua rotação. Deve-se agora avaliar qual tipo de motor elétrico que melhor satisfaz tais exigências.

5.2 Características dos motores elétricos

Os motores elétricos são máquinas que tem como objetivo transformar energia elétrica em energia mecânica disponibilizando um movimento rotativo como resposta. Uma das grandes vantagens da sua utilização é a capacidade de regeneração de energia, que acontece uma vez que o motor elétrico se transforma em um gerador transformando a energia mecânica em energia elétrica. Utilizando essa característica, durante a frenagem do veículo o freio mecânico é menos exigido, o que diminui o desgaste no sistema de freio e gera energia que será usada novamente para propulsionar o veículo.

O princípio básico de funcionamento de tais máquinas é através do efeito de um alternador, usado em automóveis, onde as tensões elétricas são fornecidas por enrolamentos de bobinas girantes dentro de um campo magnético ou até mesmo por um campo magnético girante dentro de um enrolamento. Através desse mecanismo,

um fluxo concatenado em uma bobina é alterado ciclicamente, produzindo uma tensão variável no tempo.

Dentre os inúmeros tipos de motores os apresentados aqui serão:

Motores de corrente alternada:

- Síncronos
- Assíncronos (de indução)

Máquinas de corrente contínua:

- Ímã permanente sem escovas

5.2.1 Motores Síncronos

Em uma *máquina CA* tal enrolamento de bobina, chamado de *enrolamento de armadura*, encontra-se alojado nas partes fixas do motor, conhecida como estator, diferentemente de *máquinas CC* onde o enrolamento de bobinas se localiza na parte rotativa, o rotor. Encontra-se, ainda, em máquinas CC e síncronas outro enrolamento, chamado de *enrolamento de campo*, que recebe corrente elétrica através de um contato rotativo com o enrolamento de armadura. Um exemplo de máquina que não possui enrolamento de campo são as que utilizam ímã permanente.

Na maioria das máquinas CA o enrolamento de campo do rotor é excitado por uma corrente elétrica contínua levada até ele por meio de *escovas* de carvão que fazem contato com anéis coletores girantes, o que gera um campo magnético de direção constante. Já o enrolamento do estator é alimentado por uma fonte de tensão alternada que gera um campo magnético girante. Dessa forma, o campo magnético do rotor tem a tendência de acompanhar a direção do campo magnético do estator, sempre em movimento devido à tensão alternada, gerando o movimento de rotação e o conjugado do motor elétrico. A Figura 38 mostra um exemplo de motor síncrono com 1 par de pólos.

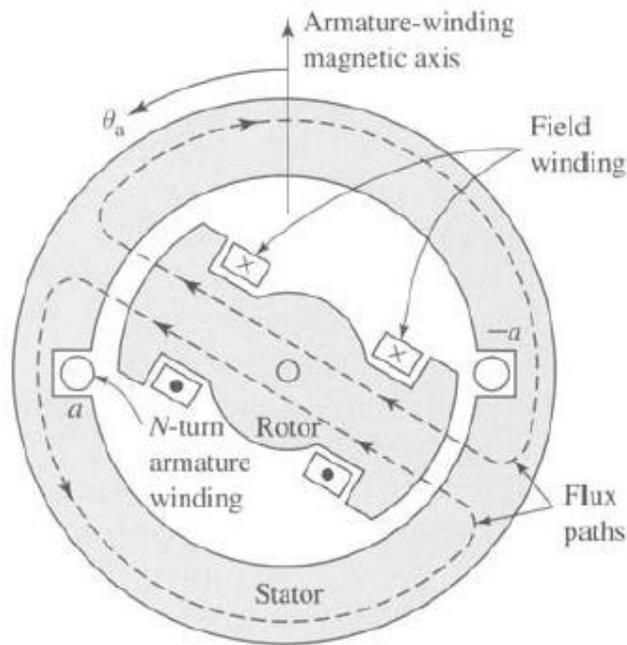


Figura 38 - Esquema de um motor elétrico de um pólo monofásico.

Os motores CA podem ainda apresentar variações devido ao número de pólos no enrolamento do rotor e apresentando alimentação trifásica ou monofásica. A Figura 39 mostra um motor trifásico com 4 pólos e o esquema de sua ligação trifásica.

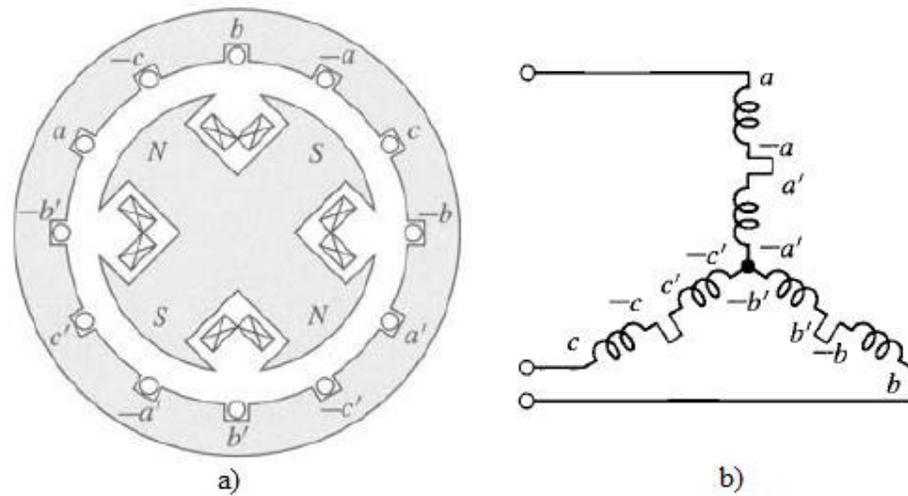


Figura 39 - a) Ilustração de uma ligação trifásica de um motor CA: a) 2 pares de pólos e c) ligação em triângulo entre as bobinas.

No motor trifásico existem 3 conjunto de bobinas no estator que podem apresentar ligação em Y ou em Δ . Além disso, para cada conjunto de par de pólos é

requerido 1 conjunto de bobinas do estator, portanto, para o motor de 4 pólos mostrado acima deveriam existir 2 conjunto de bobinas (x e x') ligadas em série no sistema trifásico.

5.2.2 Motores de indução

Os princípios de operação de um motor assíncrono ou de indução são muito parecidos com o de um motor síncrono, pois as bobinas do seu estator também são excitadas por uma fonte de tensão alternada. A diferença está no fato de que o campo magnético alternado atuante no estator irá induzir uma corrente alternada no rotor, devido ao fato de suas bobinas estarem ligadas em curto-circuito, gerando um campo magnético com direção variável que tentará seguir o campo do estator.

Por este motivo, o rotor de uma máquina de indução não gira em sincronismo com o campo de armadura, existindo um “escorregamento” entre eles, que justamente dá origem às correntes induzidas e também ao conjugado.

Pode-se ouvir falar também que o efeito de indução é gerado por ação de um transformador, isto porque o valor de tensão induzido no rotor é proporcional a relação de espiras entre rotor, primário, e o estator, secundário.

Os motores de indução são encontrados em 99% das aplicações industriais, pois apresentam a vantagem de sua forma construtiva apresentar alta confiabilidade e resultar em baixo custo de venda.

5.2.3 Motor síncrono de imã permanente (MSIP)

Os motores síncronos de imã permanente (*BRUSHLESS DC MOTOR* em inglês) diferem dos outros apresentados acima por usar um imã solidário ao rotor que substitui o efeito de campo magnético gerado pela passagem de corrente no enrolamento de campo do rotor. Nesse motor a tensão atuante no estator é, portanto, constante o que induziria um campo magnético de direção invariante no tempo.

Para exemplificar a diferença do funcionamento dos motores MSIP em relação aos motores CA toma-se como base um motor CC convencional, composto por um rotor bobinado e com imã permanente localizado no estator, como mostrado na Figura 40. A diferença desses motores está na presença de um anel coletor (comutador) que inverte a direção da corrente no enrolamento do rotor e que está

posicionado de tal forma que no momento onde os campos magnéticos de campo e armadura se alinham, existe a inversão do sentido da corrente elétrica, como mostra a figura abaixo, para assim manter o mesmo sentido de rotação.

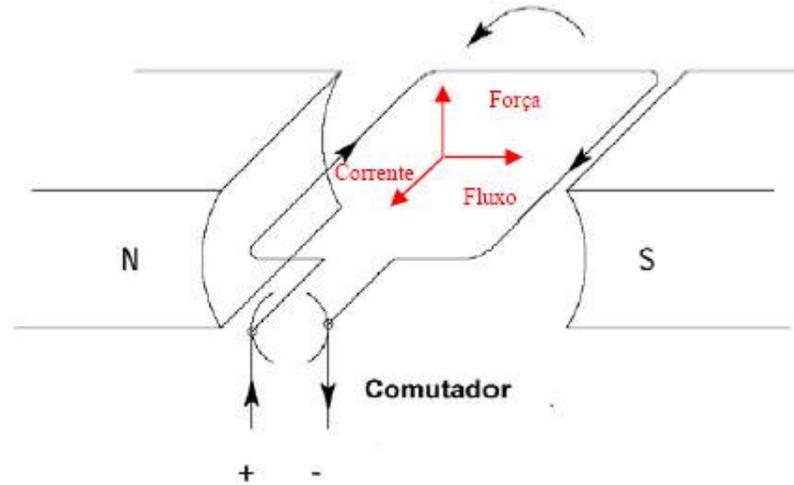


Figura 40 - Construção de um motor elétrico de corrente contínua.

Quando o fluxo magnético está alinhado com as bobinas, o fluxo concatenado possui valor zero. À medida que a bobina se movimenta temos que o fluxo magnético concatenado pela bobina aumenta até atingir o valor máximo com 60° . À partir deste ponto, o fluxo começa a ter seu valor diminuído até um valor de mesma intensidade mas com sinal oposto, como pode ser visualizado através da figura abaixo.

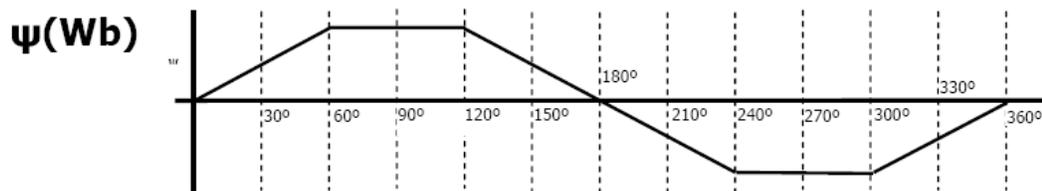


Figura 41 - Fluxo magnético concatenado na bobina do rotor.

Tem-se então uma tensão gerada na bobina equivalente à taxa de variação do fluxo concatenado, sendo dada pela expressão abaixo e em seguida pode-se observar, através da Figura 42, o comportamento da tensão no enrolamento de campo.

$$e = \frac{d\phi}{dt} = \frac{d\phi}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \omega_m \times \frac{d\phi}{d\theta} \quad (34)$$

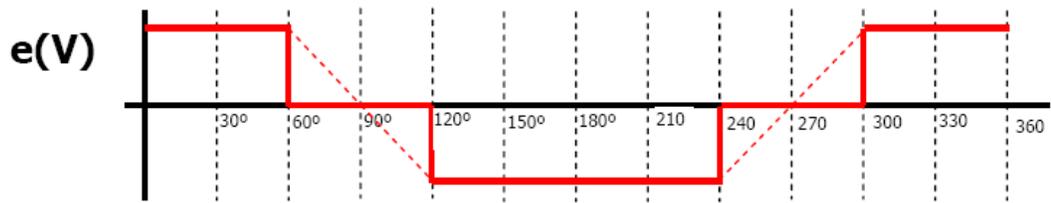


Figura 42 - Tensão resultante do fluxo magnético na bobina.

No motor CC, o comutador tem a função de fornecer corrente I com mesma polaridade da tensão da força eletromotriz e nos mesmos instantes, como mostrados na figura abaixo.

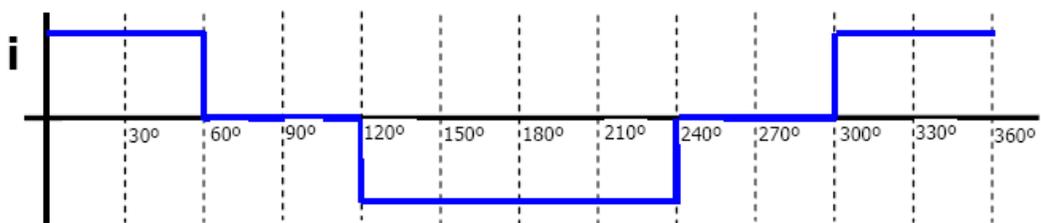


Figura 43 - Corrente elétrica no enrolamento do rotor.

A potência total fornecida, desprezando-se as perdas, é o produto da tensão pela corrente, sendo esta potência elétrica transformada em potência mecânica pelo produto do torque pela velocidade angular. O torque obtido é então unidirecional e pode ser representado como na Figura 44:

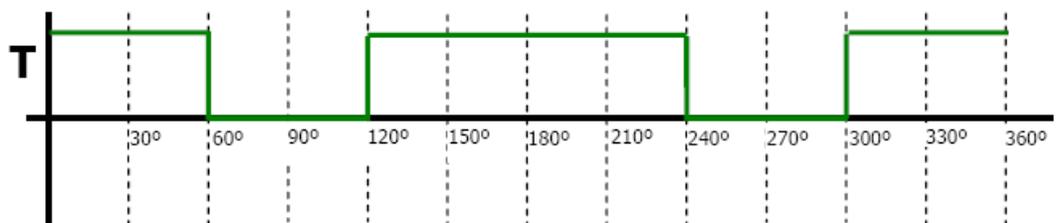


Figura 44 - Torque em função da posição angular do rotor.

Como pode ser observado no gráfico acima, o torque gerado por um rotor com uma única bobina não é constante, além de apresentar valor nulo. Para corrigir esse efeito, um rotor com 3 bobinas defasadas de 120° cada é arranjado, como na Figura 45 e resulta numa curva de torque linear no valor $2T$, como mostra a sequência de figuras abaixo.

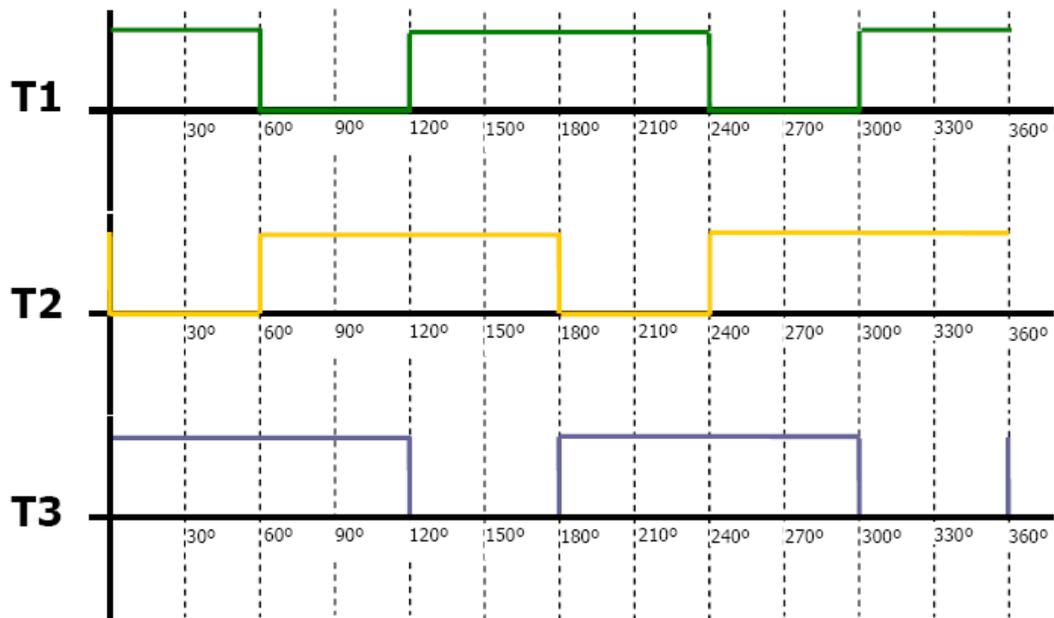


Figura 45 - Torque resultante em função do ângulo de rotação do rotor para cada bobina.

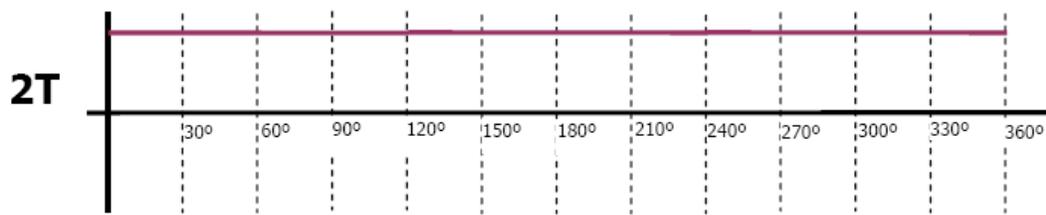


Figura 46 - Torque resultante no eixo do rotor.

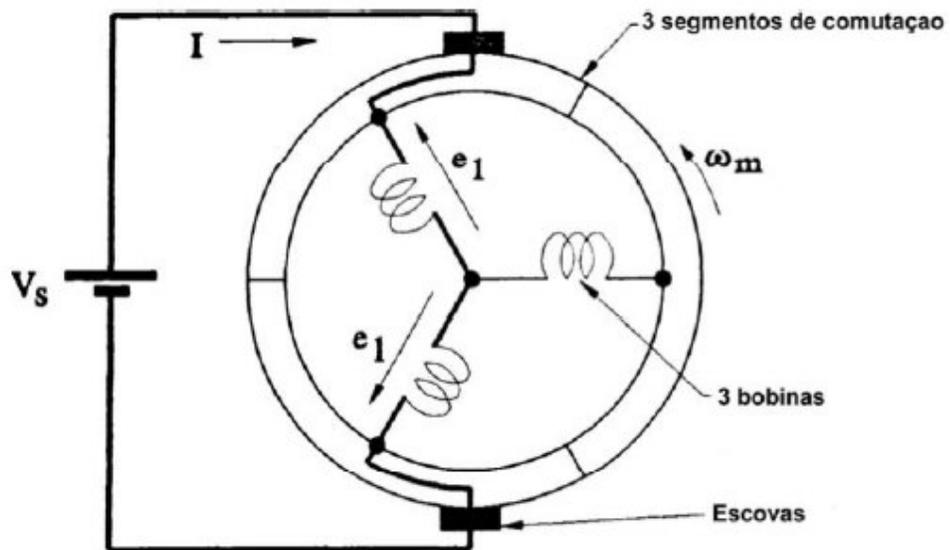


Figura 47 - Motor com 3 bobinas.

O funcionamento do MSIP difere do esposto acima apenas pelo fato de que os comutadores são constituídos por um circuito eletrônico que realiza a operação de chaveamento baseado na informação do posicionamento do rotor e também pela montagem dos ímãs. O torque nesses motores terá uma forma um pouco diferente do apresentado na Figura 48 pelo fato de o fluxo magnético apresentar um fluxo magnético mais parecido com uma senoide, e não com uma onda trapezoidal, resultando em quedas de torque periódicas.

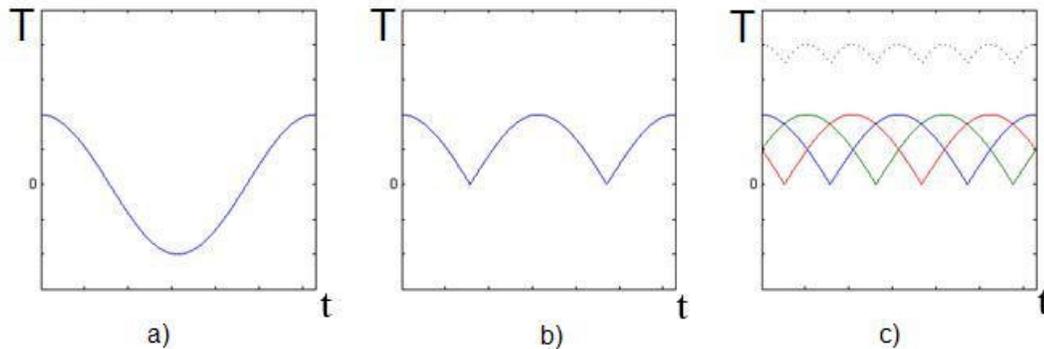


Figura 48 - Torque no eixo do rotor: a) com uma única bobina e sem comutador, b) com comutador e c) com 3 bobinas.

Através do controle eletrônico disponível dos MSIP é possível variar a rotação e o conjugado deste motor com sensores que determinam a posição instantânea do rotor. Pelo fato de seu campo magnético ser constante no tempo, a dependência desses parâmetros será apenas com a corrente elétrica.

Este tipo de controle difere em muito de um motor de indução, onde a sua rotação depende da frequência da rede de alimentação que pode ser alterada por meio de inversores de frequência. No entanto, as teorias para realizar tal controle de velocidade em um motor de indução são demasiadamente complexas assim como atingir níveis estáveis de torque, velocidade e temperatura, o que implica em mais gasto em desenvolvimento do que com os MSIP.

Os níveis de temperatura em um motor de indução também são mais altos o que exige resfriadores maiores e leva a eficiências inferiores ao dos MSIP. Como exemplo, temos cerca de cerca de 75% contra 65% de eficiência no ponto de operação nominal e até 3 vezes mais eficiência para rotação fora do pico de potência para motores MSIP e à indução, respectivamente.

O efeito regenerativo nos motores de indução também é menos eficiente sendo que este tipo de máquina dificilmente é usada como gerador.

São por esses motivos que os MSIP serão usados nesse trabalho para a transmissão de potência do veículo. Além disso, no mercado de carros híbridos a grande maioria dos motores são do tipo ímã permanente.

5.2.3.1 Torque no MSIP

A curva de torque por rotação do motor elétrico permite a avaliação da carga contrária agindo contra o motor e a partir daí checar a sua operação. Em um motor MSIP o torque desenvolvido pode ser exemplificado, segundo [14] pela seguinte equação:

$$T \approx N \cdot B \cdot r \cdot \ell \cdot I \quad (35)$$

A velocidade do motor é proporcional a tensão eletromotriz e dada pela seguinte equação:

$$e = k_e \omega_m \quad (36)$$

Por sua vez, a tensão eletromotriz é dependente do da tensão aplicada e da queda de tensão nos enrolamentos (RI), de modo que se tem:

$$V_{cc} = e + RI \quad (37)$$

A eq. 37 mostra que, para determinada queda de tensão, RI, conseguida com o aumento da corrente, a tensão eletromotriz, e , pode ficar constante com o aumento a tensão de alimentação V_{cc} , o que permite que a velocidade também fique constante. O resultado é mostrado pelo gráfico da Figura 49 em que o motor passa a operar em níveis de tensões maiores com o aumento da rotação.

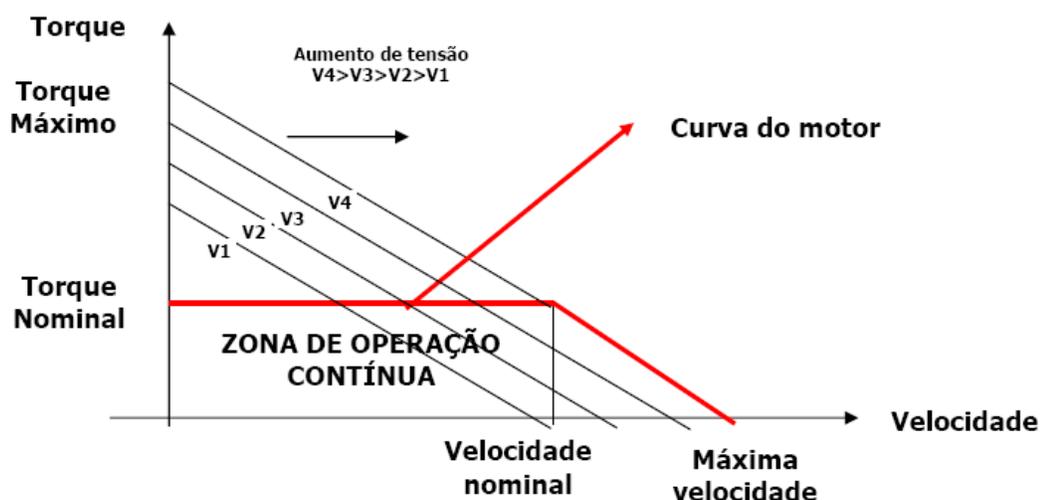


Figura 49 – Torque do MSIP.

5.2.3.2 Sistema regenerativo e baterias

O desempenho e a vida útil de veículos elétricos estão totalmente relacionados com o sistema de baterias utilizado. Baterias utilizadas atualmente por veículos híbridos e elétricos incluem Chumbo-Ácido, NiCd, NiMH e Li-íon, suas características são listadas na figura abaixo.

	Lead-Acid	NiCd	NiMH	Li-íon
Specific Energy ^a (Wh/kg)	~30	40–60	60–70	90–130
Energy Density ^a (Wh/dm ³)	~90	80–110	130–170	220–260
Specific Power ^b (W/kg)	~200	150–350	150–300	250–450
Cycle Life ^b (Cycles)	~200	600–1200	600–1200	800–1200
Toxic Materials	Yes	Yes	No	No
Maintenance	Yes	Yes	No	No
Individual Cell Voltage (V)	2	1.25	1.25	3.6
Self Discharge (per month)	NA	20%	30%	10%

Tabela 4 – Características de baterias.

As baterias de NiMH ou lítio-íon (Li-ion) são preferidas em relação as de chumbo ácido ou Níquel-Cádmio (NiCd) por razões de maior acúmulo de energia e maior capacidade de fornecimento em baixas cargas. Além disso, baterias NiMH e Li-ion são mais suscetíveis a picos de carga devido ao freio regenerativo e ocupam menos espaço. Baterias de Li-ion são, atualmente, mais caras que as NiMH além de trabalharem com temperatura média menor.

O freio regenerativo é uma das grandes vantagens de sistemas híbridos e elétrico. Durante a regeneração o motor é transformado em um gerador que consome a energia cinética do veículo e a transforma em elétrica, retornando-a a bateria do veículo.

A atuação de freio regenerativo não costuma ser feita sozinha por motivos de segurança, então o freio mecânico do veículo deve ser sempre atuado em primeira mão.

O controle do sistema de freio regenerativo recai na condição em que o operador não está freando, mas sim exigindo menos carga do motor elétrico. O controle faz uso de um mapa de performance do motor, como exemplificado na Tabela 5, que relaciona o torque com a carga e a rotação do motor. A partir do ponto de carga achado com a interpolação a solicitação no motor elétrico pode ser calculada e o sistema de controle entra em ação.

Engine Speed(rad/s) Engine Load (%)	0	100	200	300	400	500
0	0	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	12	12
40	0	0	12	24	24	36
60	0	24	26	36	36	36
80	48	48	48	48	48	48
100	60	60	60	60	60	60
250	300	300	300	300	300	300

Tabela 5 – Mapa de desempenho do motor elétrico.

O sistema de controle avalia então os seguintes parâmetros:

- Taxa de variação da velocidade do motor;
- Velocidade absoluta do veículo;
- Taxa de variação da posição de carga do motor;
- Carga absoluta do motor.

De acordo com o valor dos parâmetros acima, o freio regenerativo é ligado e o veículo passa a operar em modo de frenagem. A escolha desses valores pode variar de projeto para projeto dependendo da aplicação do veículo, além de variar de condutor para condutor, o sistema está baseado na ação que o condutor gostaria que acontecesse durante o tráfego.

6. ANÁLISES

Os resultados da modelagem feita para a direção mostrou resultados coerentes com o esperado. Observando a referencia [3] para a dinâmica lateral do veículo percebe-se grande semelhança ao resultado encontrado para o ângulo de deriva após uma perturbação na direção do veículo, como mostra o gráfico abaixo.

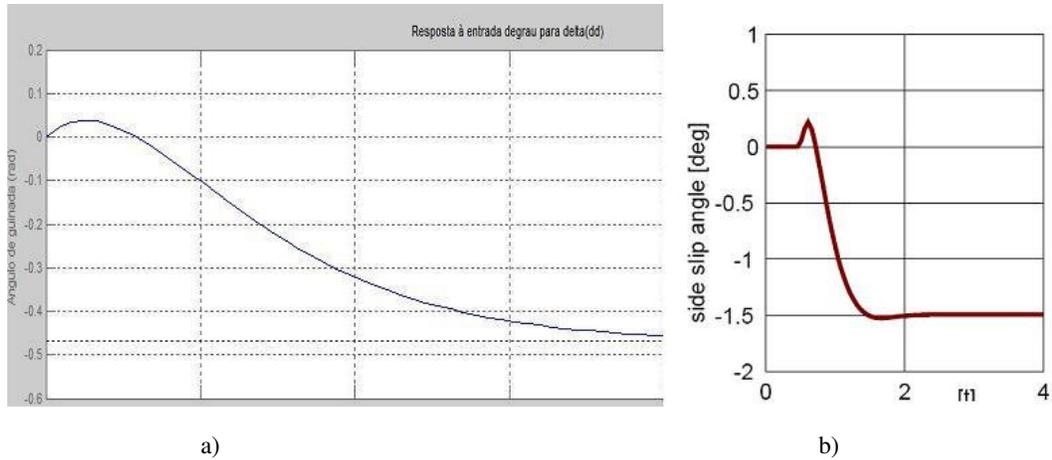


Figura 50 – Correlação para o ângulo de deriva: a), obtido no trabalho e b) obtido por [5].

Percebe-se que existe grandes vantagens na utilização de esterçamento oposto em baixas velocidades pois há um aumento do raio de curvatura e diminuição do deslocamento total até o destino.

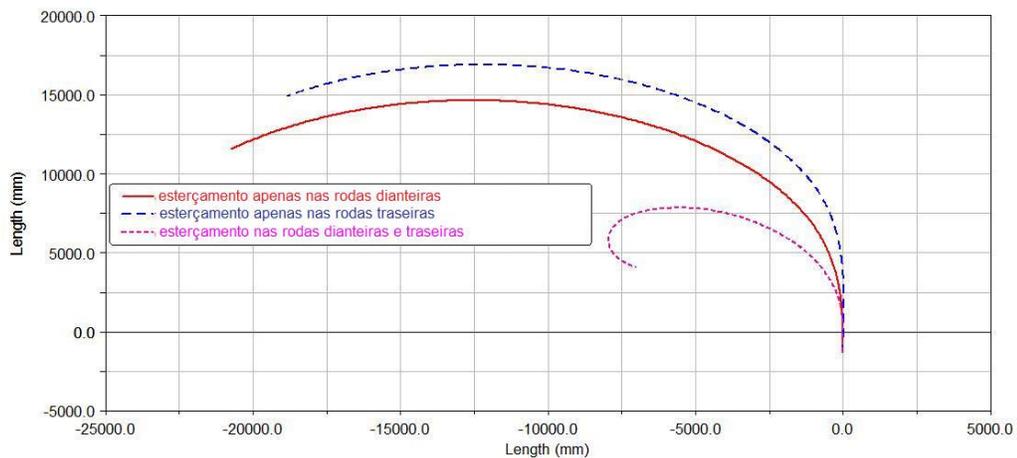


Figura 51 – Trajetória do veículo a 30 km/h para 30° de esterçamento como segue a figura.

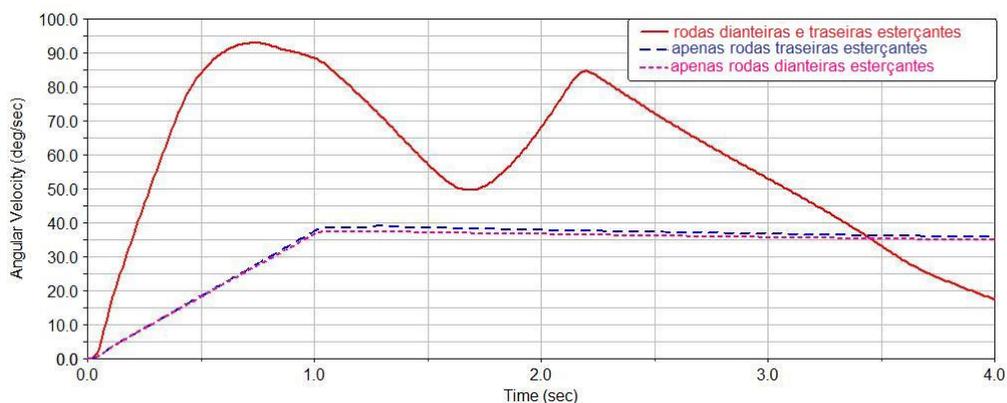


Figura 52 – Velocidade de guinada para a situação da Figura 51.

No entanto, o nível de velocidade de guinada é aumentado com 4 rodas esterçantes o que pode diminuir a sensibilidade do condutor e acarretar derrapagens. A Figura 52 mostra a que a velocidade de guinada é demasiadamente grande para a trajetória de esterçamento oposto o que gerou instabilidade no percurso.

O controle aplicado em altas velocidades se mostrou satisfatório ao ponto que foi possível atingir a velocidade máxima de guinada sem ocorrência de sobressinais que desestabilizassem o veículo.

Em relação ao motor elétrico este deverá apresentar alto torque em baixas rotações devido a não existência de um sistema de redução. Desta forma, ele deverá cumprir os requisitos de alta carga trativa para baixas velocidades, quando é necessário grande poder de aceleração, e baixo torque em altas velocidades, quando o veículo está em trafegando com velocidade de cruzeiro.

A Fig. 53 mostra a curva de torque que pode ser alcançada em um MSIP, por meio do aumento da tensão de alimentação, resultando em um torque constante até o ponto de rotação nominal. A região de torque constante é extremamente benéfica para a dinâmica do veículo, pois proporciona altas acelerações, mesmo em velocidades mais altas. Tal efeito é realmente alcançado, como se pode notar na figura abaixo que mostra a curva de torque e potência do motor elétrico do veículo Tesla Roadster, fazendo também uma comparação com uma curva de torque de um motor a combustão.

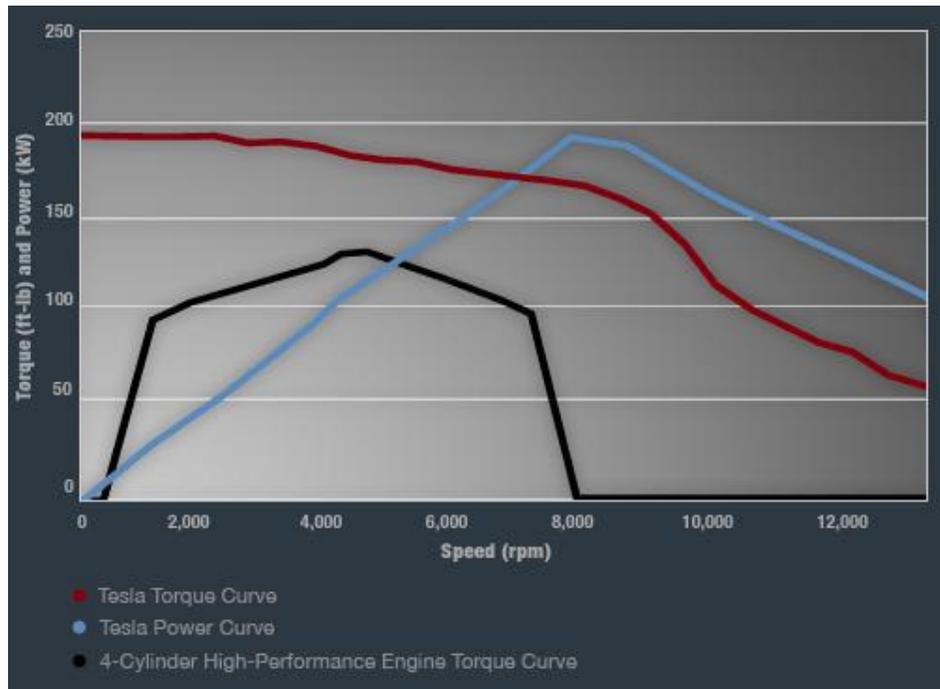


Figura 53 – Torque e potência do veículo Tesla Roadster.

7. CONCLUSÃO

A proposta do presente trabalho foi de apresentar os conceitos de engenharia envolvidos no projeto dos sistemas de motor elétrico e direção de veículo e-Corner. Além disso, foi possível estabelecer comunicação entre dois softwares para aprimorar as técnicas de modelagem e controle de sistemas podendo-se alcançar resultados sempre melhores.

Para a direção o principal foco foi o controle de estabilidade através do esterçamento das rodas traseiras que poderá ser acoplado com o sistema *ESC* estudado pelos outros trabalhos de formatura citados anteriormente.

As características do motor elétrico deverão ser diferentes do que atualmente vem sendo usada em veículos híbridos pela não existência de uma transmissão entre o motor e as rodas. Desta forma, o motor deverá desenvolver altas capacidades de cargas em rotações de até 1000 rpm.

A partir dos 3 trabalhos de conclusão de curso um protótipo virtual completo pode ser construído para avaliar a interação dos vários sistema. A proposta para continuação é de aprimoramento do sistema de controle da direção criando um sistema inteligente que relacione necessidades de esterçamento em altas e baixas velocidades e a interação entre ângulo de deriva e velocidade de guinada.

Ainda, a interação entre excitação no volante e rotação nas rodas é objeto de estudo extremamente importante pelo fato que influencia a sensibilidade do condutor e, dessa forma, a estabilidade do veículo.

8. REFERÊNCIAS

1. GILLESPIE, T.D., **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, 1.ed. Nova York, Society of Automotive Engineers, Inc. 1992.
2. MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. (1995). **Race car vehicle dynamics**. Society of Automotive Engineers, ISBN 1-56091-526-9.
3. PACEJKA, H. B. **Tyre and Vehicle Dynamics**.
4. HEISLER, H. **Advanced Vehicle Technology**. 2. ed. Oxford, Butterworth-Heinemann, 2002.
5. RILL, G. **Vehicle Dynamics**. Short Course Brazil, 2007.
6. MADUREIRA, O. M. **Curso Dinâmica Básica de Veículos**. SMARTtech Serviços e Sistemas Ltda, São Paulo, 2005.
7. BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. 25 ed. Tradução de Helga Madjderey, Günter W. Prokesch, Euryale de Jesus Zerbini, Suely Pfeferman. São Paulo: Edgard Blücher, 2005. 1232 p.
8. YOU, S.S.; KIM, H.S. Lateral dynamics and robust control synthesis for automated car steering. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering**, 2001, 215 (D1), p. 31-43.
9. OGATA, K., 1982, **Engenharia de Controle Moderno**. 8ª edição, Prentice Hall do Brasil, Rio de Janeiro.
10. **DIRETRIZES PARA APRESENTAÇÃO DE TRABALHOS DE CONCLUSÃO DE CURSO DE GRADUAÇÃO**.
11. **Diretrizes para apresentação de dissertações e teses da USP**. Universidade de São Paulo – Sistema integrado de bibliotecas SIBi, São Paulo, 2004
12. FITZGERALD, A. E., KINGSLEY JR, C., Umans, S. D., **Máquinas Elétricas**. 6ª Ed. 2006, São Paulo.
13. Rill, G. **Short Course on Vehicle Dynamics**, University of Applied Sciences.
14. TEIXEIRA, F. H. P., **Metodologia para projeto, construção e ensaios em máquina síncrona de imã permanente – MSIP**, São Carlos, 2006.
15. Patente 4706771
16. Patente 4998201

ANEXO B – CRONOGRAMA DO TRABALHO

Tarefas	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maior	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	
PME-2598	→																		
Levantamento e estudo da bibliografia	█	█	█																
Escolha dos parâmetros iniciais do projeto		█	█	█															
1ª Semana de avaliação de projetos				█															
Modelagem do sistema para efeitos de controle					█	█	█	█	█										
2ª Semana de avaliação de projetos										█									
Dimensionamento do sistema	→																		
Direção																			
Dimensionamento dos parâmetros de controle									█	█	█	█	█	█	█	█	█	█	█
Desenho dos componentes																			█
Motor																			
Estudo do funcionamento do motor elétrico								█	█	█									
Determinação dos suprimentos para funcionamento do motor													█	█	█	█	█	█	█
Determinação da potência instantânea do motor													█	█	█	█	█	█	█
Entrega do relatório parcial																			
Construção do protótipo virtual																			█
Entrega do relatório final																			█
Envio do artigo técnico																			█
Apresentação do projeto																			█
PME-2599	→																		
Apresentação inicial																			
Relatório Parcial																			
Relatório Final																			
Envio dos resumos																			
Apresentação																			█

ANEXO C – ROTINA IMPLEMENTADA PARA DINÂMICA LATERAL DO VEÍCULO

//DEFINIÇÃO DOS PARÂMETROS DE SIMULAÇÃO

Cd=30000;//N/m

Ct=45000;//N/m

M=1500;//kg

a=1.3;//m

b=1.2;//m

V=27;//m/s

Iz=2130;//Nm²

//MONTAGEM DO SISTEMA

//Definição dos coeficientes:

a11=-2*(Cd+Ct)/(M*V);

a12=-1-2*(Cd*a-Ct*b)/(M*V²);

a21=2*(Ct*b-Cd*a)/Iz;

a22=-2*(Cd*a²+Ct*b²)/(Iz*V);

b11=2*Cd/(M*V);

b21=2*Cd*a/Iz;

c11=1;

c12=a/V;

c21=1;

c22=-b/V;

d11=-1;

d21=0;

//Matrizes do espaço de estados de malha aberta:

A=[a11 a12;a21 a22];

B=[b11;b21];

C=[c11 c12;c21 c22];

D=[d11;d21];

//Sistema de controle no espaço de estados:

direcao=syslin('c',A,B,C,D);

```

autoval=spec(A);
disp(autoval,'autovalores=');

// verificação da controlabilidade
rk=contr(A,B);
dA=size(A);

if rk == tam then disp('O sistema é controlável');

// verificação da observabilidade
A=A';
rko=contr(A,C')
A=A';

if rko == dA then disp('sistema completamente observável');
else disp('sistema não-observável');
end

//Funções de transferência de malha aberta:
G=ss2tf(direcao)

// Controle PID - Método S de Z-N
xset('window',8);
plot2d(t,y1);
x0=0.58;y0=-0.0112;
m=0.031;
h1=-0.0174*ones(t);
h2=-0.0315*ones(t);
plot2d(t,h1)
plot2d(t,h2)
reta=-m*(t)+y0;
plot2d(t,reta)
xtitle('Coef de Z-N','tempo (s)','Side-slip(rad)');

t=0:0.01:6;
u=1 *%pi/180*ones(t);
T = 0.44;

```

```

L=0.21
s=poly(0,"s");
//coef o z-n
Kp=1.2*T/L;
Ti=2*L;
Td=0.5*L;
G2=ss2tf(s1);
Gc3=Kp*(1+1/(Ti*s)+Td*s);
TF21=(G2(1,1)*Gc3)/(1+G2(1,1)*Gc3);
ss21=syslin('c',TF21);
y21=csim(u,t,ss21);
xset('window',9);
plot2d(t,y21)
xtitle('Controle PID - Método S de Z-N','tempo (s)','Side-slip(rad)');

```

Rotina em MATLAB

```

clear all
close all

% Dados do veículo

g = 9.81; % aceleração gravitacional m/s2
m = 1026; % massa do veículo kg
t = 1.410; % bitola do veículo m
a = 1.00757; % distancia do eixo traseiro ao CM m
b = 1.48343; % distancia do CM ao eixo dianteiro m

l = a+b; % entre eixos m
h = 1.300; % altura do CM do veículo m
Ixx = 0; % momento de inércia na direção x kgm2
Iyy = 0; % momento de inércia na direção Y kgm2
Izz = 1269; % momento de inércia na direção z kgm2
W=m*g; % peso do veículo N

v=90; % velocidade km/h
V=v/3.6; % velocidade m/s

pmf=b/l; % porcentagem de massa na dianteira
pmt=a/l; % porcentagem de massa na traseira

Wf=pmf*W; % Peso no eixo dianteiro
Wt=pmt*W; % Peso no eixo traseiro

Wf1=Wf/2; % Carga no eixo dianteiro
Wt1=Wt/2; % Carga no eixo traseiro

Caf = 750*180/pi; % Rigidez lateral do pneu dianteiro N/rad

```

```

Cat = 550*180/pi; % Rigidez lateral do pneu dianteiro N/rad

% Definição da matriz de estados

%Verificação da aproximação do polinômio de Taylor ordem 1
rt=0:0.001:.18;
f=1./(V+rt*t/2);

ftaylor1=1/V-1/(2*V^2)*rt*t;
plot(rt,f,'.',rt,ftaylor1,'-');
plot(rt,f,rt,ftaylor1);
f2=1./(V-rt*t/2);
ftaylor2=1/V+1/(2*V^2)*rt*t;
plot(rt,f2,rt,ftaylor2);

a11 = -2/(m*V)*(Caf+Cat); % alteração do sinal

a12 = 2/(m*V*V)*(Cat*b-Caf*a) -1;

a21 = 2/(Izz)*(-Caf*a+Cat*b);

a22 = -2/(Izz*V)*(Caf*a*a+Cat*b*b);

b11 = +Caf/(m*V);

b12 = +Caf/(m*V);

b13 = Cat/(m*V);

b14 = Cat/(m*V);

b21 = +Caf*a/Izz;

b22 = +Caf*a/Izz;

b23 = -Cat*b/Izz;

b24 = -Cat*b/Izz;

A=[a11 a12; a21 a22];

B=[b11 b12 b13 b14; b21 b22 b23 b24];

C=[1 0;0 1];

D=[0 0 0 0;0 0 0 0];

est=ss(A,B,C,D); % espaço de estados

ftrans=tf(est);

```

```

%Pólos e zeros do sistema

[num1,den]=(ss2tf(A,B,C,D,1));
num11=num1(1,:);
num12=num1(2,:);
trans11=tf(num11,den);
trans12=tf(num12,den);
hold on
pzplot(trans11)
title('Pólos e zeros para delta dd/de - Ângulo de guinada')
pzplot(trans12)
title('Pólos e zeros para delta dd/de - Velocidade de guinada')

[num2,den]=(ss2tf(A,B,C,D,2));
num21=num2(1,:);
num22=num2(2,:);
trans21=tf(num21,den);
trans22=tf(num22,den);
hold on
pzplot(trans21)
title('Pólos e zeros para delta td/te - Ângulo de guinada')
pzplot(trans22)
title('Pólos e zeros para delta td/te - Velocidade de guinada')

%Respostas ao degrau unitário
step(A,B,C,D,1)
grid
title('Resposta à entrada degrau para delta(dd)')

step(A,B,C,D,2)
grid
title('Resposta à entrada degrau para delta(de)')

step(A,B,C,D,3)
grid
title('Resposta à entrada degrau para delta(td)')

step(A,B,C,D,4)
grid
title('Resposta à entrada degrau para delta(te)')

```

ANEXO D - PLANILHA DE CÁLCULO DE DESEMPENHO LONGITUDINAL

n motor [rpm]	Torque do motor [Nm]	F trativa	v [km/h]	Far [N]	Frol [N]	Frestivas [N]	F liq (Ft - Fr) [N]	a (m/s²) (pmax)	γ (inércias rotativas)	t [s]	S [m]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,0000	0
30	-195,4079089	4750	6,786940132	0,917754774	180	180,9177546	4589,082245	2,99	1,3	0,6496	1,21310
60	-215,7404553	4750	13,57168026	3,671019066	180	183,6710191	4566,328981	2,93	1,3	1,2875	3,64077
90	-153,0809511	4750	20,3575204	8,259792966	180	188,259793	4561,740207	2,92	1,3	1,9321	7,28994
120	-50,16427642	4750	27,1438053	14,88407638	180	194,8840764	4555,316924	2,92	1,3	2,5777	12,16302
150	58,4042559	4750	33,92920066	22,94388935	180	202,9438894	4547,056131	2,91	1,3	3,2243	18,24792
180	152,316898	4823,368437	40,71504079	33,0391787	180	213,0391719	4510,329266	2,96	1,3	3,8822	25,46142
210	222,1140493	7033,611561	47,50088092	44,96988393	180	224,9698839	8898,641577	4,36	1,3	4,2940	31,15997
240	266,1234644	8427,24308	54,28672105	58,7363054	180	238,7363055	8188,506732	5,25	1,3	4,8531	36,57514
270	287,7821476	9113,101341	61,07265119	74,3381367	180	254,3381367	8889,763204	5,88	1,3	4,9851	42,20628
300	293,3444979	9289,242435	67,85840132	91,7754774	180	271,7754774	9017,468957	5,78	1,3	5,3112	48,35288
330	289,9755158	9182,557999	74,64424145	111,0483277	180	291,0483277	8891,508672	5,70	1,3	5,6419	55,21014
360	284,2292419	7916,868687	81,43008158	132,1568875	180	312,1568875	7804,509979	4,87	1,3	6,0286	63,98689
390	280,9124283	7125	88,21592171	155,1005588	180	335,1005588	6789,889443	4,35	1,3	6,4616	74,58893
420	282,3334411	6333,333333	95,00176184	179,8799357	180	359,8799357	5973,453386	3,83	1,3	6,9539	87,58958
450	287,9363654	5541,868687	101,787802	206,4948242	180	386,4948242	5155,171843	3,30	1,3	7,5243	103,88733
480	294,3205216	4750	108,5734421	234,9452222	180	414,9452222	4335,054778	2,78	1,3	8,2026	124,14461
510	296,6447647	3968,333333	115,3592822	265,2311297	180	445,2311297	3513,102204	2,25	1,3	9,0396	150,98643
540	284,4716146	3168,888687	122,1451224	297,3525488	180	477,3525488	2889,31412	1,72	1,3	10,1331	188,05605
570	252,6721894	2375	128,9399525	331,3094734	180	511,3094734	1883,890527	1,19	1,3	11,7109	244,57263
600	193,5264258	1563,333333	135,7188026	367,1019096	180	547,1019096	1036,231424	0,66	1,3	14,5466	361,55201