

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**INTEGRAÇÃO DE SISTEMAS DE CONTROLE
AUTOMOTIVOS**

Relatório da Apresentação 6

Orientador: Diego Colón

Alunos: Maurício Sampaio

Daniel Tanaka

SÃO PAULO

2015

Sumário

1.	Introdução.....	4
2.	Conceitos Básicos.....	4
2.1.	Freio a Disco.....	4
2.2.	Freio a Tambor.....	4
2.3.	Diferencial	5
2.4.	Suspensão.....	5
3.	Descrição do problema.....	5
4.	Modelos utilizados.....	6
4.1.	Suspensão.....	6
4.2.	Motor	7
4.3.	Conversor de Torque.....	8
4.4.	Marcha	9
4.5.	Freio a Tambor.....	9
4.6.	Corpo do Veículo.....	10
5.	Resultados.....	12
5.1.	Forças – Aceleração e Frenagem.....	12
5.2.	Deslocamento – Carroceria.....	13
5.3.	Perturbação lombada.....	14
5.4.	FeedForward	15
5.5.	FeedBack - PID.....	16
5.6.	Projeto – PID.....	17
5.7.	Análise incluindo erros.....	21
5.8.	Simulações.....	23
5.8.1.	FeedForward sem lombada.....	24
5.8.2.	FeedForward com lombada	25
5.8.3.	PID acoplado ao FF sem lombada	26
5.8.1.	PID acoplado ao FF com lombada	27
5.8.2.	Comparando resultados.....	28
5.8.3.	Esforço de controle	28
	Anexo 1 – Cronograma 2º semestre.....	36
	Anexo 2 – Sistema Completo (Forças Verticais).....	37
	Anexo 3 – Sistema para deslocamento da carroceria.....	38

Índice de Figuras

Figura 1 – Modelo do sistema de suspensão ativa para um quarto do carro	6
Figura 2 - Curva de torque do motor	7
Figura 3 – Bloco utilizado para conversor de torque	8
Figura 4 - Bloco utilizado para a marcha	9
Figura 5 - Modelo do sistema de freio a lona	10
Figura 6 - Bloco utilizado para o freio a lona.....	10
Figura 7 - Modelo do sistema do corpo do veículo.....	10
Figura 8 - Bloco utilizado para o corpo do veículo	11
Figura 9 – De cima para baixo, sinais de entrada nos pedais de acelerador, freio, velocidade horizontal e as forças dinâmicas verticais na carroceria.....	12
Figura 10 - Diagrama simulink para geração de sinal da lombada.....	14
Figura 11 - Diagrama representativo da soma das forças na entrada da planta	15
Figura 12 - Feedforward, considerando dinâmica do atuador e delay de sinal de entrada	16
Figura 13 - FeedBack, utilizando controlador PID	16
Figura 14 - Resposta ao degrau para função $G_1(s)$	18
Figura 15 - Resposta ao degrau para funções $G(s)$ e $G_1(s)$	19
Figura 16 - Diagrama representando realimentação PID para função $G(s)$	20
Figura 17 - Resposta ao degrau.....	20
Figura 18 - Diagrama de Bode	21
Figura 19 - Em cima, a esquerda sinal do acelerômetro, a direita sinal do sensor de deslocamento. Embaixo, a esquerda sinal do sensor de velocidade, a direita sinal do sensor de deslocamento após integrador	22
Figura 20 - Resultado das simulações para sistema com FeedForward sem lombada	24
Figura 21 - Resultado das simulações para sistema com FeedForward e lombada.....	25
Figura 22 - Resultado das simulações para sistema com FeedBack e FeedForward	26
Figura 23 - Resultado das simulações para sistema com FeedBack, FeedForward e lombada ..	27
Figura 24 - Esforço de controle para os atuadores frontais e traseiros.....	29

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Definição das variáveis do modelo da suspensão ativa	6
Tabela 2 - Definição das variáveis do modelo do motor.....	8
Tabela 3 - Definição das variáveis do modelo do conversor de torque.....	8
Tabela 4 - Definição das variáveis do modelo da marcha.....	9
Tabela 5 - Definição das variáveis do modelo do freio a lona	10
Tabela 6 - Definição das variáveis do modelo do corpo do veículo	11

1. Introdução

Tomando como base projetos de anos anteriores, neste trabalho iremos verificar a relação existente entre um sistema de suspensão ativa e outros sistemas do veículo.

No projeto desenvolvido em 2014, foi levado em conta apenas perturbações aplicadas a roda, como lombadas e buracos, por exemplo. Porém, nosso objetivo agora é identificar como esse mesmo sistema reage ante as forças geradas por uma frenagem brusca.

2. Conceitos Básicos

Antes de discutirmos os modelos que serão usados nas simulações, é necessário revisar o funcionamento de certos mecanismos:

2.1. Freio a Disco

No sistema de freio a disco, conforme o motorista pressiona o pedal de freio, um par de pastilhas é pressionado contra o disco, que gira junto com a roda. A energia é então convertida em calor, desacelerando a rotação da roda.

A eficiência da frenagem depende muito das condições ambientais. Por exemplo, caso o veículo tenha passado por uma área de alagamento, as pastilhas terão menor atrito com o disco, devido à umidade, tornando a frenagem menos eficiente. Por outro lado, se o terreno em que o carro está possui um baixo coeficiente de atrito, os freios podem travar as rodas antes do veículo atingir o repouso.

Caso o freio seja usado em excesso, como em uma descida com carro desengatado, por exemplo, pode ocorrer o superaquecimento dos discos. Nessa situação, o motorista percebe que os freios não respondem de forma normal, podendo até mesmo sentir que estes perderam totalmente a sua funcionalidade.

2.2. Freio a Tambor

Assim como no caso do disco, o freio a tambor utiliza atrito para converter energia em calor. Porém, ao invés de pastilhas pressionadas contra um disco, este sistema usa sapatas pressionadas contra uma lona.

Por se basear no atrito, este sistema está sujeito aos mesmos problemas do sistema a disco. Porém, por ser um compartimento fechado, o tambor tende a demorar mais tempo para secar e perder calor, sendo assim menos eficiente. Por outro lado, sua fabricação é mais barata, sendo comum o uso de freios a disco para rodas dianteiras, e freios a tambor para as rodas traseiras.

2.3. Diferencial

Enquanto um carro executa uma curva, é evidente que as rodas devem ter velocidades de rotação diferentes. Caso a roda da direita fosse diretamente ligada à roda da esquerda, isso não seria possível. É justamente para atender este cenário que existe o diferencial.

O diferencial nada mais é do que um acoplamento de engrenagens que transfere a rotação do motor para as rodas de forma independente.

2.4. Suspensão

A suspensão de um carro tem dois objetivos: Reduzir o desconforto causado por buracos, lombadas e qualquer outra imperfeição na pista, e manter as rodas em contato com o solo, mantendo a aderência necessária para que o veículo responda as ações do motorista.

Um sistema comum é geralmente constituído de uma mola, que serve para isolar o veículo do solo, e um amortecedor, que impede que o veículo oscile por tempo indeterminado.

3. Descrição do problema

O projeto de suspensão ativa desenvolvido no ano passado tomou como base um veículo se deslocando a velocidade constante, sendo afetado por distúrbios representando buracos e lombadas, e foi desenvolvido um sistema de controle que atendesse a esse tipo de situação.

Porém, no caso de uma frenagem brusca, temos um grande deslocamento das forças de peso do carro para a roda da frente, aumentando e reduzindo o contato das rodas dianteiras e traseiras com o solo, respectivamente. Neste trabalho, vamos explorar como o sistema de controle responde a esta situação, e iremos propor métodos para minimizar o deslocamento resultante na carroceria.

4. Modelos utilizados

Antes de apresentar os resultados para as simulações em ambiente Matlab, vamos revisar agora quais os modelos e suas respectivas equações utilizadas para o sistema. Dos componentes apresentados a seguir, apenas a suspensão ainda não foi implementada, pois era necessário, em primeiro lugar, verificar o comportamento das forças verticais aplicadas nas rodas traseiras e dianteiras. Os outros blocos utilizados foram extraídos da biblioteca interna do Matlab.

4.1. Suspensão

Assim como no projeto do ano passado, iremos utilizar o modelo em que uma massa (representando um quarto do carro) é ligada a uma massa menor (representado a roda), por meio de uma mola, um amortecedor e um atuador, todos lineares, sendo acrescentada mais uma mola para emular a elasticidade do pneu. As dimensões da carroceria são ignoradas, logo, os elementos destacados são considerados como pontos materiais.

As equações que regem o modelo são as seguintes:

$$m\ddot{z} = -k(z - z_r) - b(\dot{z} - \dot{z}_r) + f$$

$$m_r\ddot{z}_r = k(z - z_r) + b(\dot{z} - \dot{z}_r) - k_r(z_r - p) - f$$

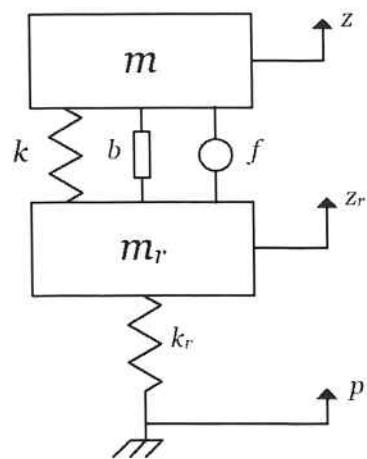


Tabela 1 - Definição das variáveis do modelo da suspensão ativa

Figura 1 – Modelo do sistema de suspensão ativa para um quarto do carro

m	Massa de um quarto de carroceria
z	Posição vertical de um quarto de carroceria
k	Constante de elasticidade da suspensão
b	Constante de amortecimento da suspensão
f	Força exercida pelo atuador da suspensão
m_r	Massa da roda
z_r	Posição vertical da roda
k_r	Constante de elasticidade do pneu
p	Perturbação da estrada

Na representação do sistema utilizada no ano passado, foram consideradas como entradas a perturbação da estrada e a força exercida pelo atuador. Porém, agora

será necessário considerar também o deslocamento provocado pelas forças geradas durante a frenagem e aceleração do carro. Sendo assim, este sistema será revisado para que seja possível prosseguir com a avaliação do sistema de controle proposto no projeto passado.

4.2. Motor

Representa um motor ciclo Otto, utilizando como entrada o sinal proveniente do pedal de aceleração. Este modelo utiliza uma relação programada entre torque e velocidade, modulada pelo sinal do pedal. Como pode-se ver na Figura 2, retirada do livro *Vehicle Dynamics*, a curva representa a relação entre torque a velocidade de rotação do motor junto ao sinal p_G que varia de 0 a 100% indicando quanto pressionado o pedal do acelerador se encontra.

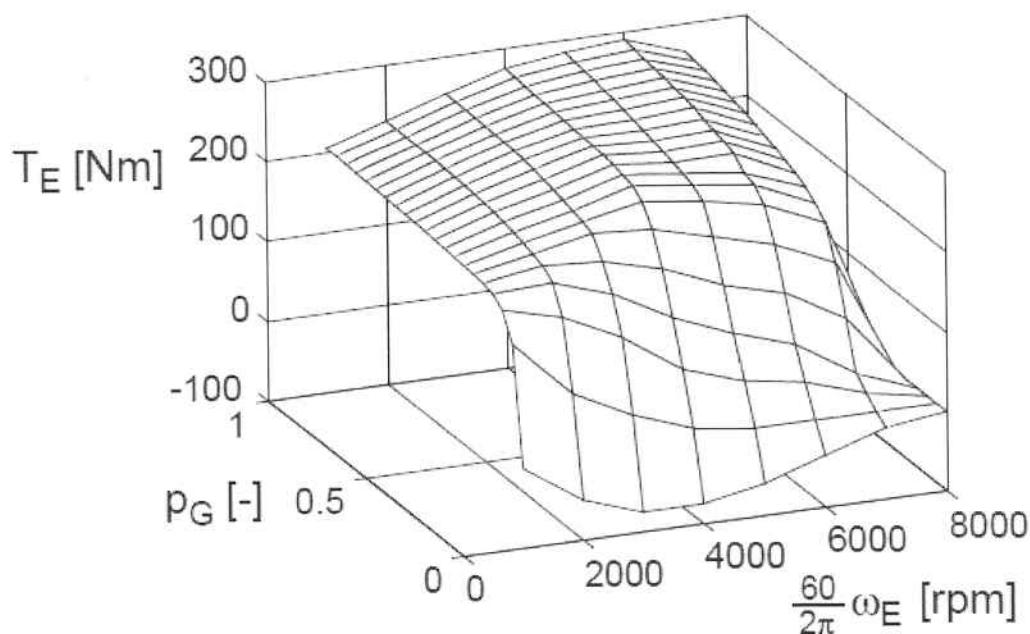


Figura 2 - Curva de torque do motor

A dinâmica do motor simplificada é dada pela obtenção do torque líquido:

$$M_e \dot{\omega}_e = T_e - T_{FR} - T_C$$

Onde:

Tabela 2 - Definição das variáveis do modelo do motor

M_e	Momento de inércia do motor
$\dot{\omega}_e$	Aceleração angular
T_e	Torque do motor
T_{FR}	Torque de perdas por atrito
T_C	Torque de perdas vindos da carga da embreagem

A aproximação utilizada é suficientemente válida para nossos testes, porém existem modelos mais completos envolvendo o controle da distribuição de combustível e também entradas e saídas de ar. Porém, nesta etapa do projeto ainda não se observou a necessidade de uso do modelo mais completo.

4.3. Conversor de Torque

Emula um conversor de torque que consiste em uma bomba, um estator e uma turbina, sendo uma função lookup definida para velocidades discretas.

Para que ocorra transferência de torque, é necessário que a razão entre as velocidades angulares da turbina e da bomba seja diferente de 1, sendo maior quando esta razão tende a zero ou infinito:

$$R_\omega = \omega_T / \omega_I$$

Sendo a razão de torque definida por:

$$R_T = \tau_T / \tau_I$$

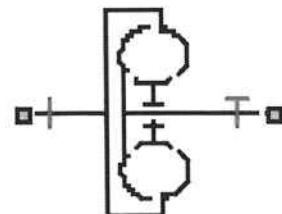
E o fator de capacidade K para $R_\omega < 1$:

$$K = \omega_I / \sqrt{\tau_I}$$

Já o fator de capacidade usado como referência para $R_\omega > 1$ é ω_I por padrão.

Tabela 3 - Definição das variáveis do modelo do conversor de torque

ω_T	Velocidade angular da turbina
ω_I	Velocidade angular da bomba
R_ω	Razão entre as velocidades angulares
τ_T	Torque da turbina
τ_I	Torque da bomba
R_T	Razão entre os torques
K	Fator de capacidade



Conversor de torque

Figura 3 – Bloco utilizado para conversor de torque

4.4. Marcha

Determina a razão entre as velocidades angulares de entrada e de saída, como se o veículo mantivesse uma mesma marcha pré-definida engatada, seguindo as equações:

$$\omega_1 = N \cdot \omega_2$$

$$T_2 = N \cdot T_1$$

$$P_1 = \omega_1 \cdot T_1$$

$$P_2 = -\omega_2 \cdot T_2$$

Tabela 4 - Definição das variáveis do modelo da marcha

ω_1	Velocidade angular do eixo de entrada
ω_2	Velocidade angular do eixo de saída
N	Razão da marcha
T_1	Torque no eixo de entrada
T_2	Torque no eixo de saída
P_1	Potência no eixo de entrada
P_2	Potência no eixo de saída



Figura 4 - Bloco utilizado para a marcha

Para as simulações realizadas, mantivemos $N=2$.

4.5. Freio a Tambor

Para as simulações realizadas, foram utilizados apenas freios a tambor, nas rodas onde é aplicada a tração do motor. O modelo funciona de acordo com a seguinte fórmula:

$$T = (F_{TB} - F_A) \cdot r_D + \mu_{visc} \cdot \omega$$

Sendo que as forças F_{TB} e F_A satisfazem a relação:

$$\frac{F_{TB}}{F_A} = e^{\mu\phi}$$

Substituindo esta relação na fórmula anterior:

$$T = F_A(e^{\mu\phi} - 1) \cdot r_D + \mu_{visc} \cdot \omega$$

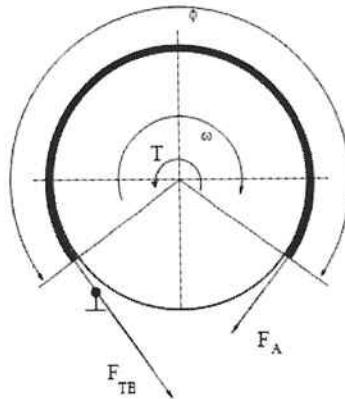
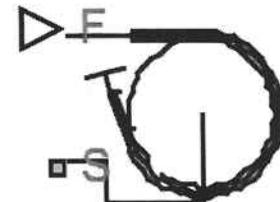


Figura 5 - Modelo do sistema de freio a lona

Tabela 5 - Definição das variáveis do modelo do freio a lona

T	Torque de freio
F_{TB}	Força atuando na parte tensionada da lona
F_A	Força de atuação externa do freio
r_D	Raio do tambor
μ_{visc}	Coeficiente de atrito viscoso
μ	Coeficiente de atrito de contato
ϕ	Ângulo coberto pela lona



Freio a Lona

Figura 6 - Bloco utilizado para o freio a lona

4.6. Corpo do Veículo

Representação longitudinal do veículo em duas dimensões, considerando a massa, arrasto aerodinâmico, inclinação da rua e distribuição do peso de acordo com a aceleração e perfil da rua. Este modelo não considera movimentação vertical, nem a possibilidade do veículo realizar pitch:

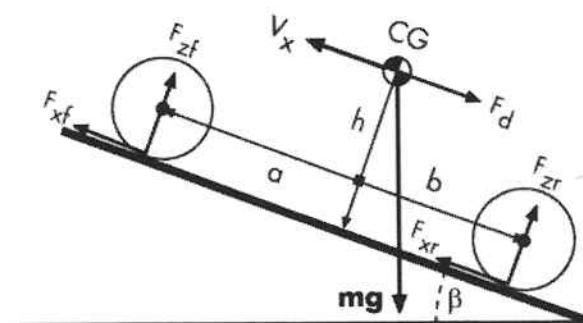


Figura 7 - Modelo do sistema do corpo do veículo

O equilíbrio das forças do modelo acima resulta nas seguintes equações:

$$mV_x = F_x - F_d - mg \cdot \sin \beta$$

$$F_x = n(F_{xf} - F_{xr})$$

$$F_d = \frac{1}{2} C_d \rho A (V_x - V_W)^2 \cdot \text{sgn}(V_x - V_W)$$

Considerando aceleração normal e pitch igual a zero (o carro se mantém em contato com o solo), temos que as forças nas rodas traseiras e dianteiras:

$$F_{zf} = \frac{-h(F_d + mg \sin \beta + m\dot{V}_x) + b \cdot mg \cos \beta}{n(a+b)}$$

$$F_{zr} = \frac{+h(F_d + mg \sin \beta + m\dot{V}_x) + b \cdot mg \cos \beta}{n(a+b)}$$

Tabela 6 - Definição das variáveis do modelo do corpo do veículo

g	Aceleração da gravidade
β	Inclinação da rua
m	Massa do veículo
h	Altura do centro de gravidade em relação ao solo
a, b	Distância dos eixos dianteiro e traseiro, respectivamente, do centro de gravidade
V_x	Velocidade longitudinal do veículo
V_W	Velocidade do vento frontal
n	Número de rodas em cada eixo
F_{xf}, F_{xr}	Forças longitudinais em cada roda nos pontos de contato dianteiro e traseiro com o solo, respectivamente
F_{zf}, F_{zr}	Forças normais de carga em cada roda nos pontos de contato dianteiro e traseiro com o solo, respectivamente
A	Área frontal efetiva do veículo
C_d	Coeficiente de arrasto aerodinâmico
ρ	Densidade do ar = 1.2 kg/m^3
F_d	Força aerodinâmica de arrasto

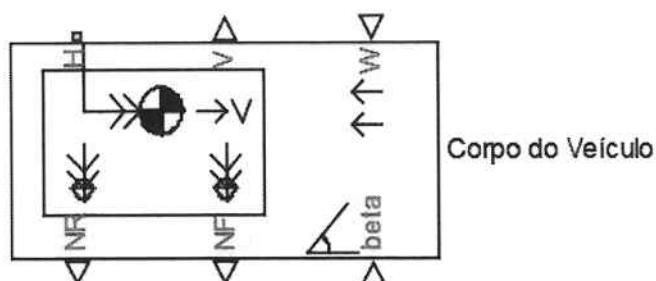


Figura 8 - Bloco utilizado para o corpo do veículo

5. Resultados

5.1. Forças – Aceleração e Frenagem

Utilizando os modelos destacados anteriormente, foram realizados testes tanto para as condições de aceleração quanto para frenagem. O modelo completo usado nas simulações pode ser encontrado em anexo. Seguem os resultados para as forças aplicadas nas rodas traseiras e dianteiras:

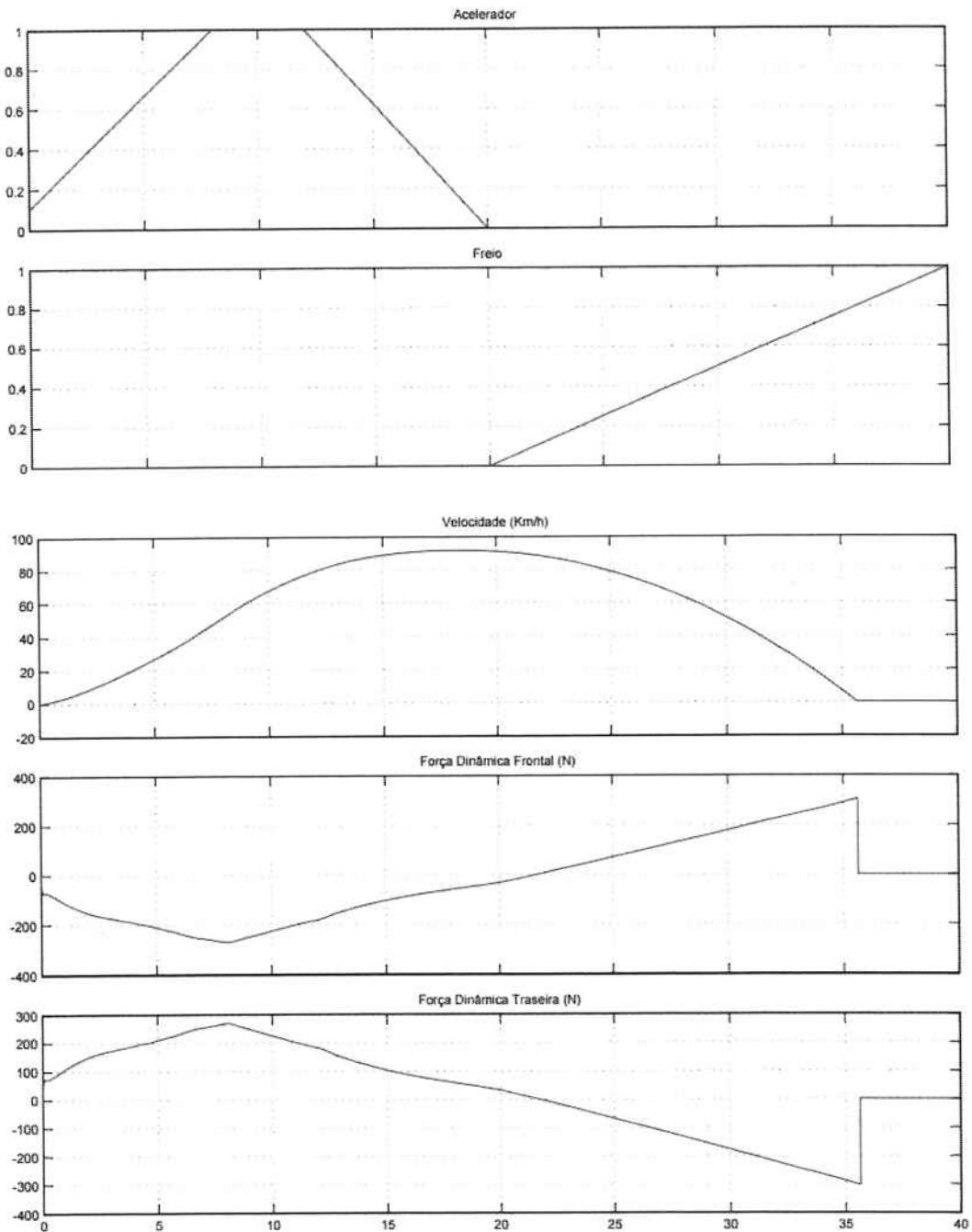


Figura 9 – De cima para baixo, sinais de entrada nos pedais de acelerador, freio, velocidade horizontal e as forças dinâmicas verticais na carroceria

5.2. Deslocamento – Carroceria

A partir das equações destacadas no item 6.1, foi construindo um diagrama no simulink, seguindo a seguinte lógica de espaço de estados:

$$\begin{aligned}\mathbf{u} &= [f \quad p] \\ \mathbf{B} &= [B_1 \quad B_2] \\ \mathbf{D} &= [D_1 \quad D_2]\end{aligned}$$

Resultando em:

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{Ax} + \mathbf{B}_1 f + \mathbf{B}_2 p \\ \mathbf{y} &= \mathbf{Cx} + \mathbf{D}_1 f + \mathbf{D}_2 p\end{aligned}$$

As matrizes de estado resultam:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{b}{m} & \frac{k}{m} & \frac{b}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k}{m_r} & \frac{b}{m_r} & -\frac{k+k_r}{m_r} & -\frac{b}{m_r} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_r} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{k_r}{m_r} \end{bmatrix}$$

E as matrizes de saída:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & -1 & 0 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{b}{m} & \frac{k}{m} & \frac{b}{m} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{D}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix}$$

$$D_2 = 0$$

Nas entradas do sistema, p representa uma perturbação na rua, podendo ser uma lombada ou buraco, e f a soma das forças do atuador e das forças verticais dinâmicas, calculadas no item 7.1.

5.3. Perturbação lombada

Visando trabalhar com uma simulação mais próxima das condições encontradas por um veículo comum se deslocando no asfalto, viu-se necessário criar uma situação em que o veículo enxerga a perturbação na rua de acordo com a sua velocidade de deslocamento.

Em um caso de velocidade constante, considerando uma lombada de 10cm de altura e 1,5m largura, o perfil visto pelo carro se assemelha a um pico de uma senóide. Porém, quando esta velocidade varia, esta simplificação se torna mais grosseira.

Uma solução para este problema é utilizar a velocidade do veículo, em m/s, integrar este valor, para então passar por uma função $f(u)$ que represente o perfil desejado. O resultado é a perturbação instantânea percebida pela roda do veículo.

Para o caso da lombada mencionada anteriormente, a função $f(u)$ é uma senóide de amplitude 0,1 e período 3 segundos, chaveada de forma a mostrar apenas meio período. Lembrando que a perturbação percebida pela roda traseira deve estar defasada em relação à roda da frente, segue o diagrama utilizado para as simulações com lombada:

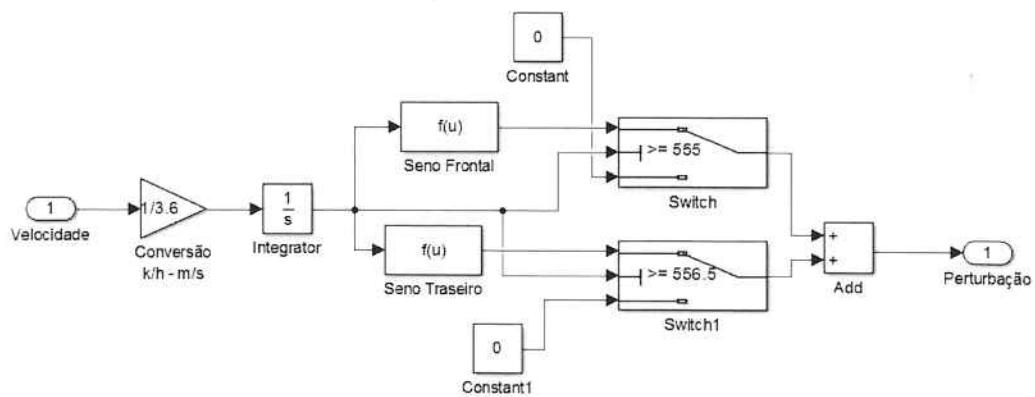


Figura 10 - Diagrama simulink para geração de sinal da lombada

5.4. FeedForward

Como as forças dinâmicas que atuam no deslocamento vertical da carroceria do veículo podem ser calculadas a partir da velocidade horizontal do carro, pode-se concluir que o método de controle mais eficiente para este caso não se trata de um sistema de realimentação tradicional, mas sim de um feedforward, pois a perturbação que afeta o sistema já é medida pelo computador de bordo (velocímetro).

Para este sistema em específico, as forças dinâmicas verticais atuam na planta da mesma maneira que a força derivada dos atuadores hidráulicos. Sendo assim, para que o veículo se mantenha estável em momentos de aceleração e frenagem brusca, basta projetar o atuador para que este aplique força contrária e de mesma intensidade àquela calculada para a variação de velocidade. Sendo assim, temos o seguinte diagrama:

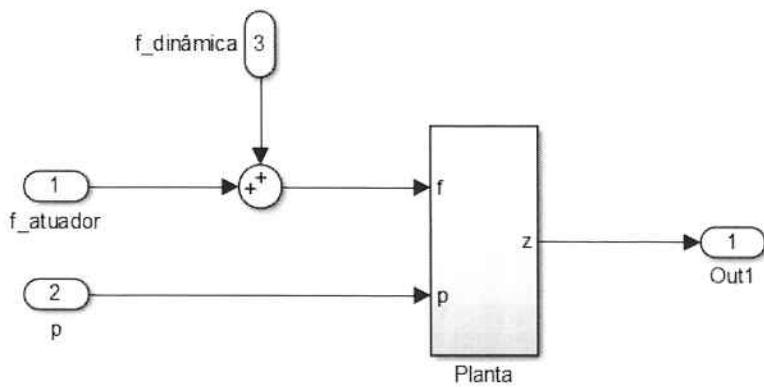


Figura 11 - Diagrama representativo da soma das forças na entrada da planta

Em um modelo ideal, o cancelamento da forças é perfeito e a posição vertical da carroceria passa a depender apenas da perturbação da rua. Porém, podemos acrescentar uma função de transferência que represente a dinâmica do atuador hidráulico e um delay que simule o tempo necessário para medição da velocidade e cálculo da força a ser controlada. Utilizando a função de transferência de primeira ordem $Act(s) = \frac{1}{\frac{1}{60}s + 1}$:

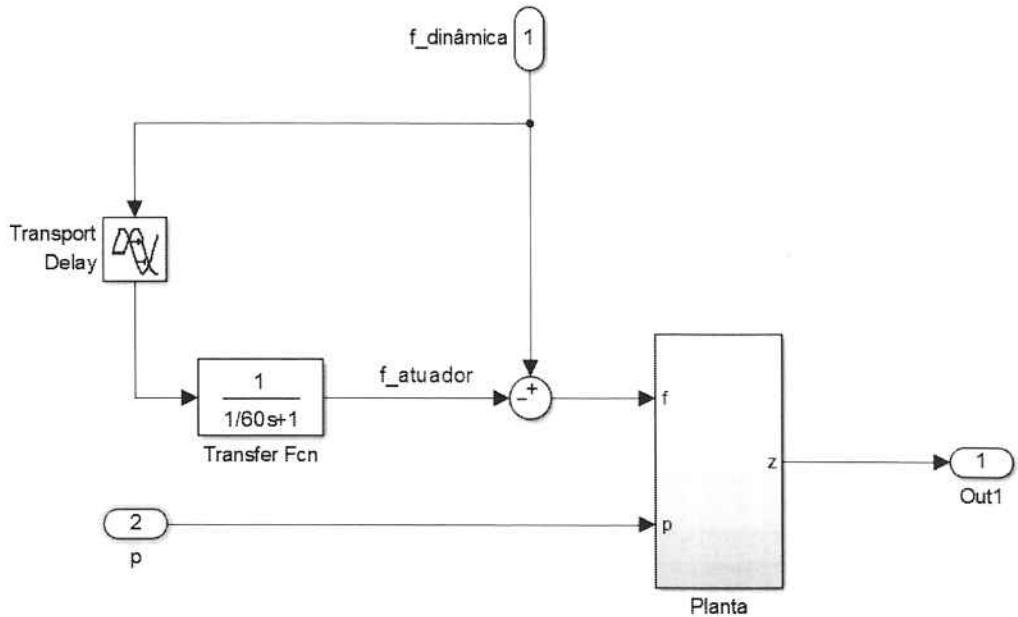


Figura 12 - Feedforward, considerando dinâmica do atuador e delay de sinal de entrada

5.5. FeedBack - PID

Para a perturbação da do asfalto, não temos como avaliar previamente qual será a intensidade do deslocamento, pois não é uma variável gerada pelo próprio veículo, mas sim pelo ambiente externo. Nesse caso, é necessário escolher um sistema de controle por FeedBack.

Para este projeto, utilizamos um controlador PID. Desconsiderando o controle feedforward mencionado anteriormente:

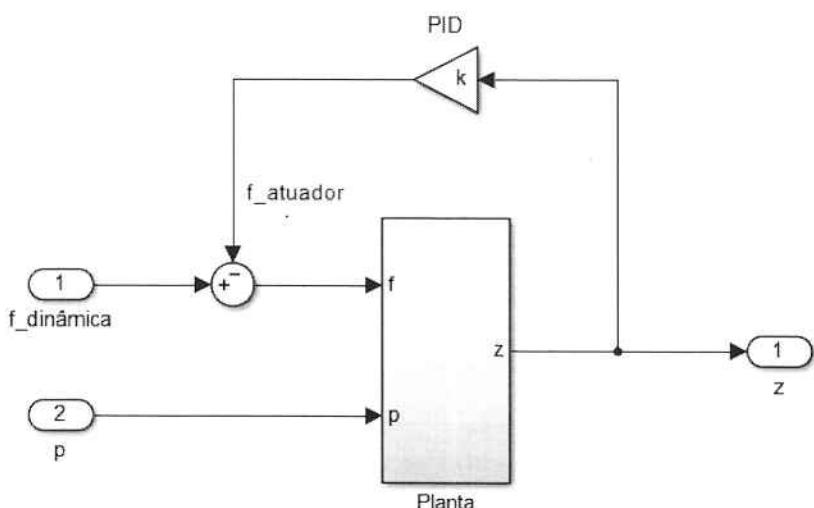


Figura 13 - FeedBack, utilizando controlador PID

Considerando a seguinte equação para o controlador PID:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt}$$

Lembrando que a intenção do controlador é minimizar a movimentação da carroceria, $e(t)$ pode ser extraído diretamente de $z(t)$, pois o valor desejado para a saída do sistema é sempre zero.

Os valores que devem multiplicar K_p e K_d podem ser facilmente obtidos a partir dos estados x_1 e x_2 . Porém, para o ganho K_i , devemos incluir um estado a mais no sistema:

$$x_5 = \int_0^t z dt \Rightarrow \dot{x}_5 = x_1$$

Sendo assim, segue vetor de estados resultante:

$$\mathbf{K} = [K_p \quad K_d \quad 0 \quad 0 \quad K_i]$$

Os valores adotados para os ganhos serão discutidos na próxima seção.

5.6. Projeto – PID

Para definir os valores de ganho para o controlador PID, devemos primeiro voltar as equações originais da planta e encontrar as funções de transferência que descrevem o sistema. Como visto no item 6.1:

$$\begin{aligned} m\ddot{z} &= -k(z - z_r) - b(\dot{z} - \dot{z}_r) + f \\ m_r\ddot{z}_r &= k(z - z_r) + b(\dot{z} - \dot{z}_r) - k_r(z_r - p) - f \end{aligned}$$

Assumindo condições iniciais iguais a zero, aplicando a transformada de Laplace:

$$\begin{aligned} (ms^2 + bs + k)Z(s) - (bs + k)Z_r(s) &= F(s) \\ -(bs + k)Z(s) + (m_r s^2 + bs + k + k_r)Z_r(s) &= k_r P(s) - F(s) \\ \begin{bmatrix} (ms^2 + bs + k) & -(bs + k) \\ -(bs + k) & (m_r s^2 + bs + k + k_r) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Z(s) \\ Z_r(s) \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} F(s) \\ k_r P(s) - F(s) \end{bmatrix} \\ A = \begin{bmatrix} (ms^2 + bs + k) & -(bs + k) \\ -(bs + k) & (m_r s^2 + bs + k + k_r) \end{bmatrix} \\ \det(A) &= \det \begin{bmatrix} (ms^2 + bs + k) & -(bs + k) \\ -(bs + k) & (m_r s^2 + bs + k + k_r) \end{bmatrix} \\ \det(A) &= (ms^2 + bs + k) \cdot (m_r s^2 + bs + k + k_r) - (bs + k)^2 \end{aligned}$$

Isolando as entradas e saídas do sistema:

$$\begin{bmatrix} Z(s) \\ Z_r(s) \end{bmatrix} = \frac{1}{\det(A)} \begin{bmatrix} (m_r s^2 + bs + k + k_r) & (bs + k) \\ (bs + k) & (ms^2 + bs + k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F(s) \\ k_r P(s) - F(s) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} Z(s) \\ Z_r(s) \end{bmatrix} = \frac{1}{\det(A)} \begin{bmatrix} (m_r s^2 + k_r) & (bk_r s + k \cdot k_r) \\ (-ms^2) & (mk_r s^2 + bk_r s + k \cdot k_r) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F(s) \\ P(s) \end{bmatrix}$$

Das equações acima, podemos extrair duas funções de transferência, sendo estas $G_1(s)$, para quando a perturbação da lombada for $P(s) = 0$, e $G_2(s)$, para quando a força no atuador for $F(s) = 0$:

$$G_1(s) = \frac{Z(s) - Z_r(s)}{F(s)} = \frac{(m + m_r) + k_r}{\det(A)}$$

$$G_2(s) = \frac{Z(s) - Z_r(s)}{P(s)} = \frac{-mk_r s^2}{\det(A)}$$

As duas funções de transferência obtidas representam o comportamento do sistema em malha aberta. Considerando ainda que apenas a força no atuador é controlável, e que as duas entradas do sistema afetam a saída de forma totalmente independente, podemos regular o PID tomando como base apenas a função de transferência $G_1(s)$.

Simulando em ambiente matlab, a resposta ao degrau de $G_1(s)$ pode ser encontrada facilmente:

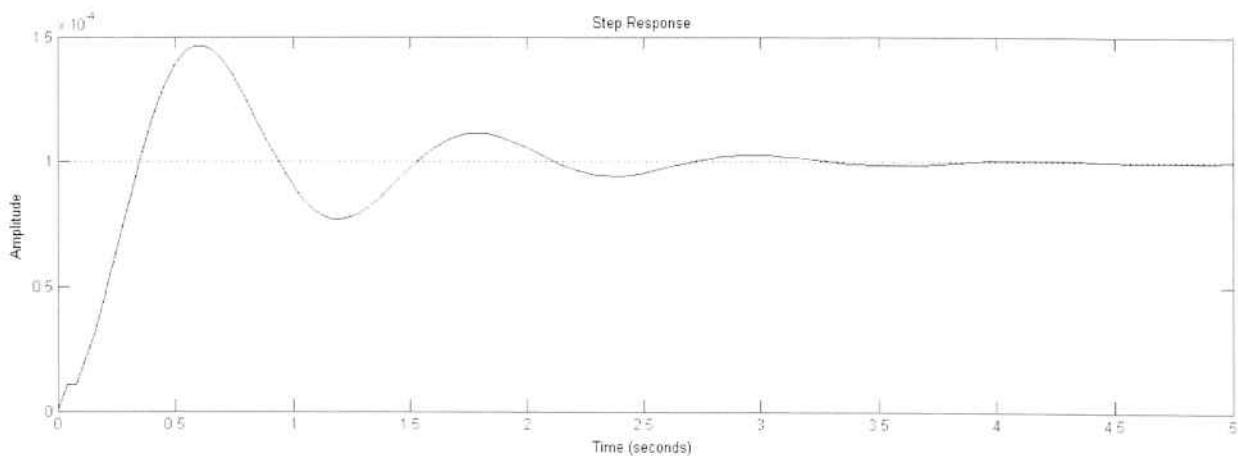


Figura 14 - Resposta ao degrau para função $G_1(s)$

Observando o gráfico obtido, podemos verificar que a resposta ao degrau se comporta de forma muito semelhante à de um sistema de segunda ordem em malha aberta. Sendo assim, para facilitar qualquer análise ou projeto de controlador, é possível aproximar $G_1(s)$ para um sistema de segunda ordem.

Para isso, devemos medir o sobressinal e o tempo de acomodação do sinal obtido, de forma a escrever a função de transferência no seguinte modelo:

$$G(s) = \frac{a\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}$$

Calculando os valores de ω_n , ζ e ajustando os resultados para melhor sobrepor o gráfico da função inicial, chegamos a seguinte função de transferência:

$$G(s) = \frac{0,002865}{s^2 + 2,5s + 28,65}$$

Avaliando a resposta ao degrau para a nova função de transferência:

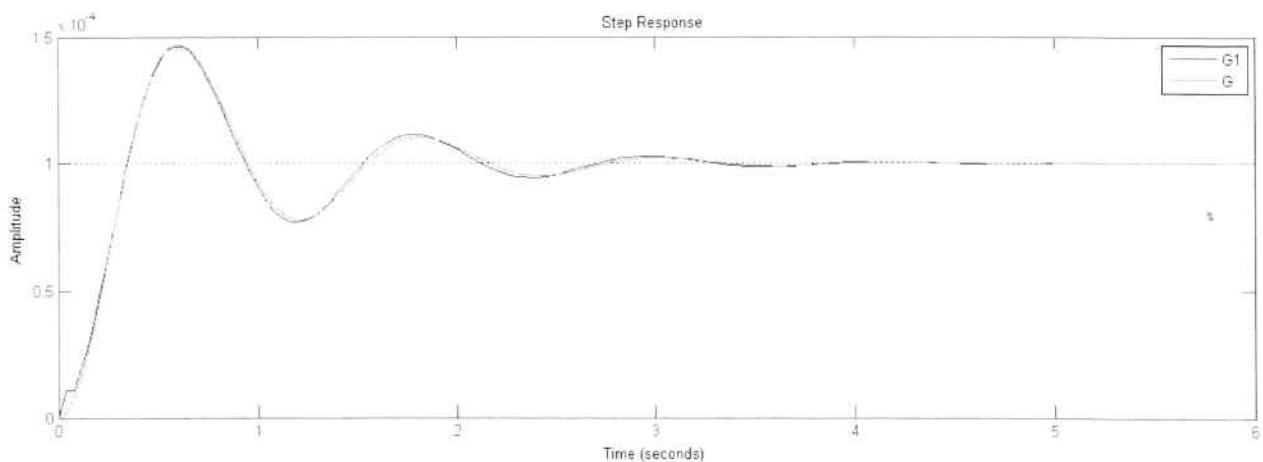


Figura 15 - Resposta ao degrau para funções $G(s)$ e $G_1(s)$

Como podemos observar, a função obtida aproxima o sistema original de forma muito satisfatória, sendo que uma FT de segunda ordem é muito mais fácil de ser analisada.

Após obtermos uma aproximação de segunda ordem da nossa planta. Introduzimos a atuação de um controlador PID, o critério de escolha foi devido a fácil implementação tanto em ambiente Simulink quanto em um projeto real, aplicado futuramente. O controlador PID foi sintonizado utilizando a ferramenta PID Tuner do Simulink. Foi realizado um setting de tempo de subida de 0.0248 segundos e um parâmetro de comportamento de transitório (ξ) igual a 0.79. Seguem imagens de resposta a perturbação degrau e diagrama de Bode comparativos.

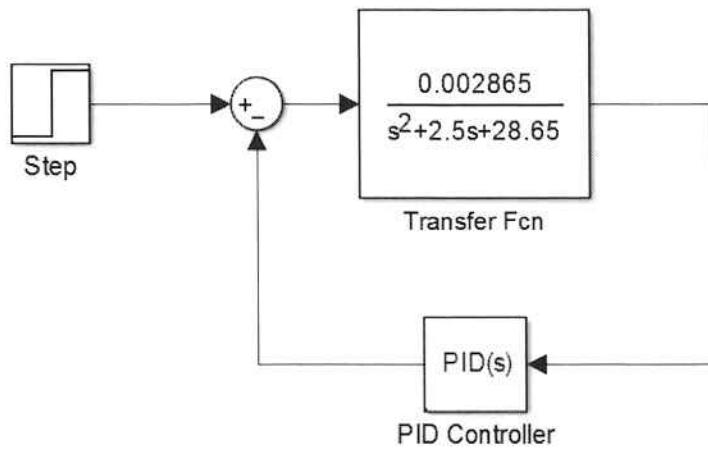


Figura 16 - Diagrama representando realimentação PID para função $G(s)$

Foram obtidos valores de controlador:

- $K_p = 23,1362$
- $K_i = 1,839$
- $K_d = 3,9437$

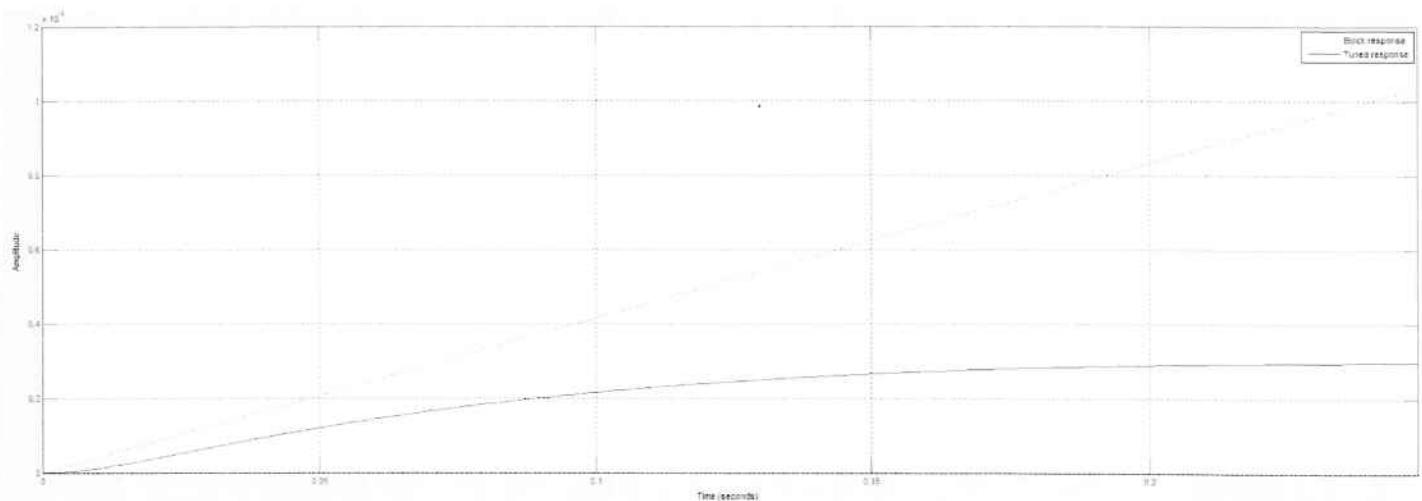


Figura 17 - Resposta ao degrau

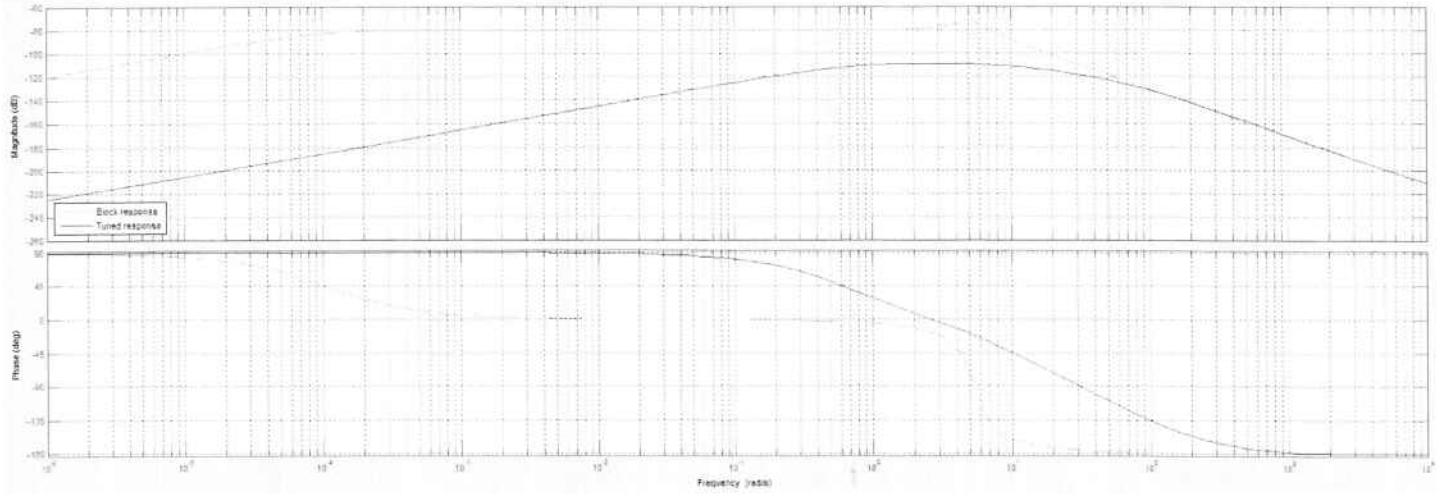


Figura 18 - Diagrama de Bode

5.7. Análise incluindo erros

Para validarmos o desempenho dos controladores em uma situação mais próxima a realidade, acrescentamos geradores de erros nos pontos que representam nossos sensores. Nos pontos de coleta de sinal, foi acrescido um erro aleatório que variava em até +/- 20% do sinal adquirido.

Os pontos de aquisição de sinal, e que representam assim nossos sensores, são:

- Sensor de aceleração longitudinal;
- Sensor de deslocamento da carroceria;
- Sensor de velocidade da carroceria;

Os comparativos entre os sinais simulados, e os sinais adquiridos com os erros acrescidos são listados nas imagens abaixo:

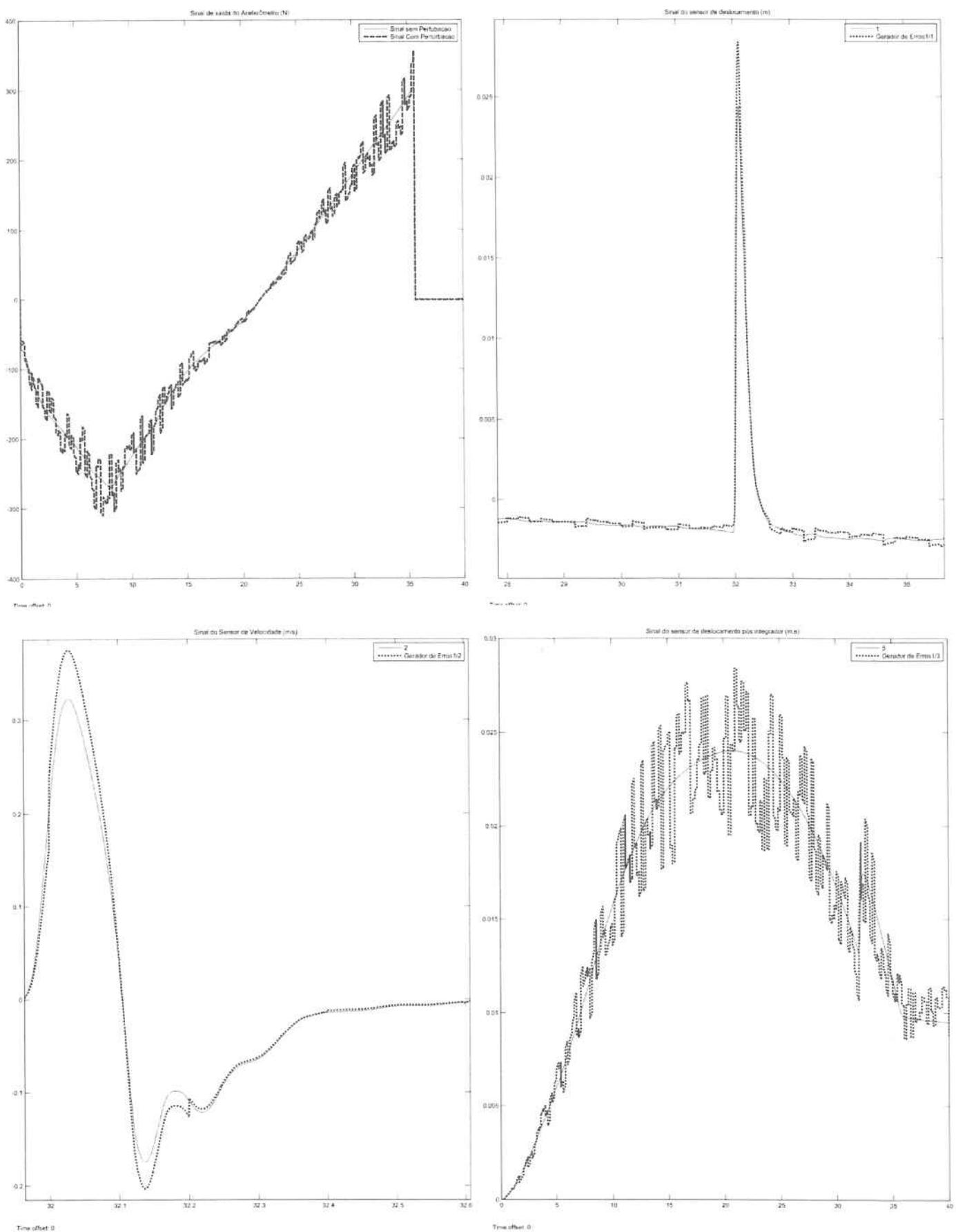


Figura 19 - Em cima, a esquerda sinal do acelerômetro, a direita sinal do sensor de deslocamento. Embaixo, a esquerda sinal do sensor de velocidade, a direita sinal do sensor de deslocamento após integrador

Os sinais com essas características de possíveis erros de aquisição foram utilizados em nossas simulações e testes como fonte de sinal para os controladores. Mesmo com a presença desses erros, o sinal de saída foi muito bem estabilizado ao redor da nossa referência 0.

5.8. Simulações

Definidos os sistemas de controle responsáveis pela estabilidade do veículo para situações de variação na velocidade longitudinal e perturbação na estrada, mostra-se necessário o teste de ambos os sistemas, primeiro os dois de forma independente, e, em seguida, os dois funcionando em conjunto. Importante ressaltar que deve ser verificado qual o esforço de controle exercido pelos atuadores frontais e traseiros, pois a utilização de dois controladores independentes pode causar a saturação do equipamento.

Com o intuito de facilitar a comparação dos resultados, as forças dinâmicas consideradas são referentes as mesmas variações de velocidade calculadas no item 7.1. Além disso, temos um delay no feedforward de 10^{-2} , e uma lombada com 10cm de altura e 1,5 metros de largura, aplicada no mesmo momento para todas as simulações. Para os testes a seguir, já foi implementada a presença de erros nas medições como listado anteriormente e também saturação do esforço de controle em 400 N.

Os gráficos são referentes a variação na angulação da carroceria, e são apresentados na seguinte ordem:

- 1- Desempenho apenas do Controlador FF sem lombada;
- 2- Desempenho apenas do Controlador FF com lombada;
- 3- Desempenho com o PID acoplado ao FF sem lombada;
- 4- Desempenho com o PID acoplado ao FF com lombada;

5.8.1.FeedForward sem lombada

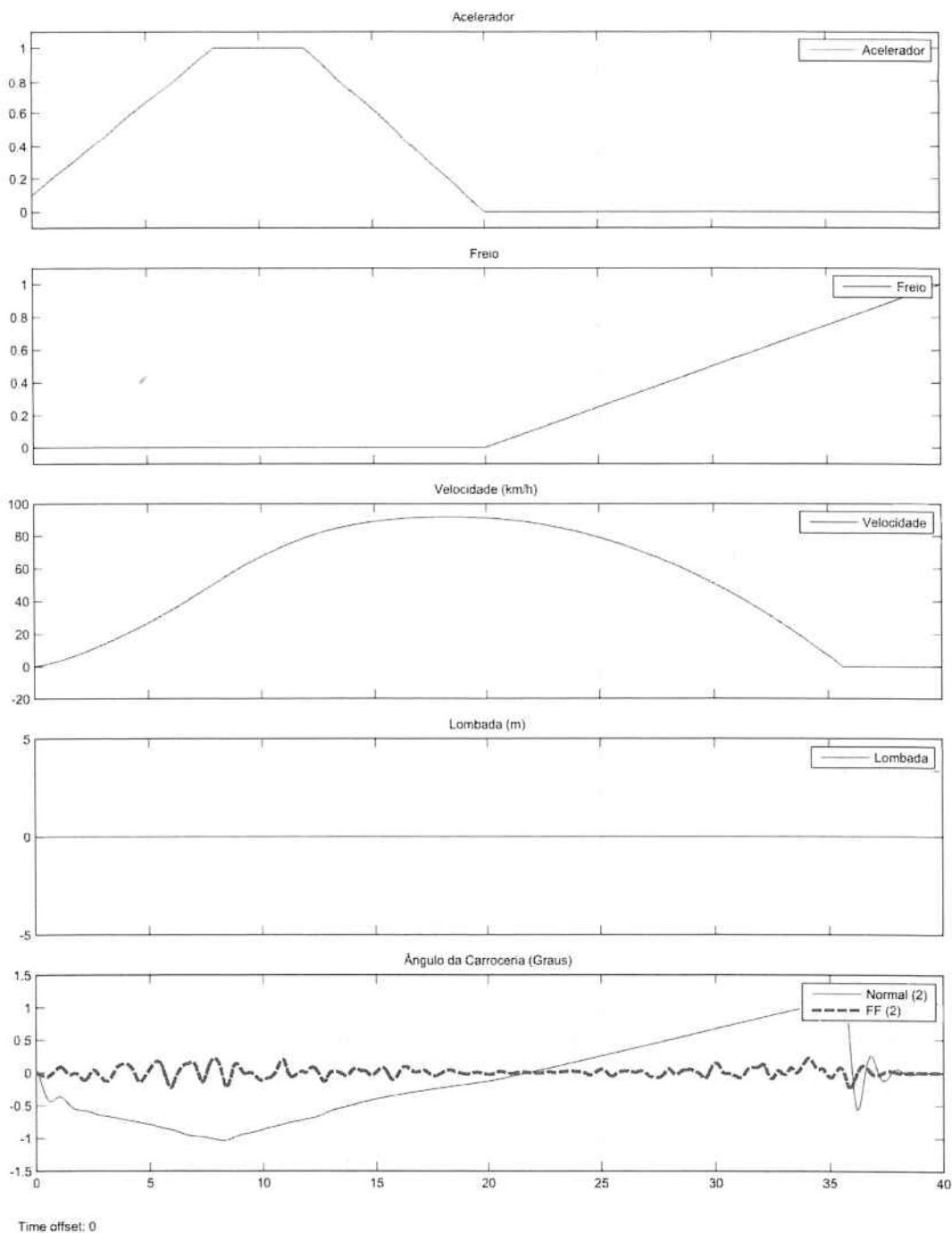


Figura 20 - Resultado das simulações para sistema com FeedForward sem lombada

5.8.2.FeedForward com lombada

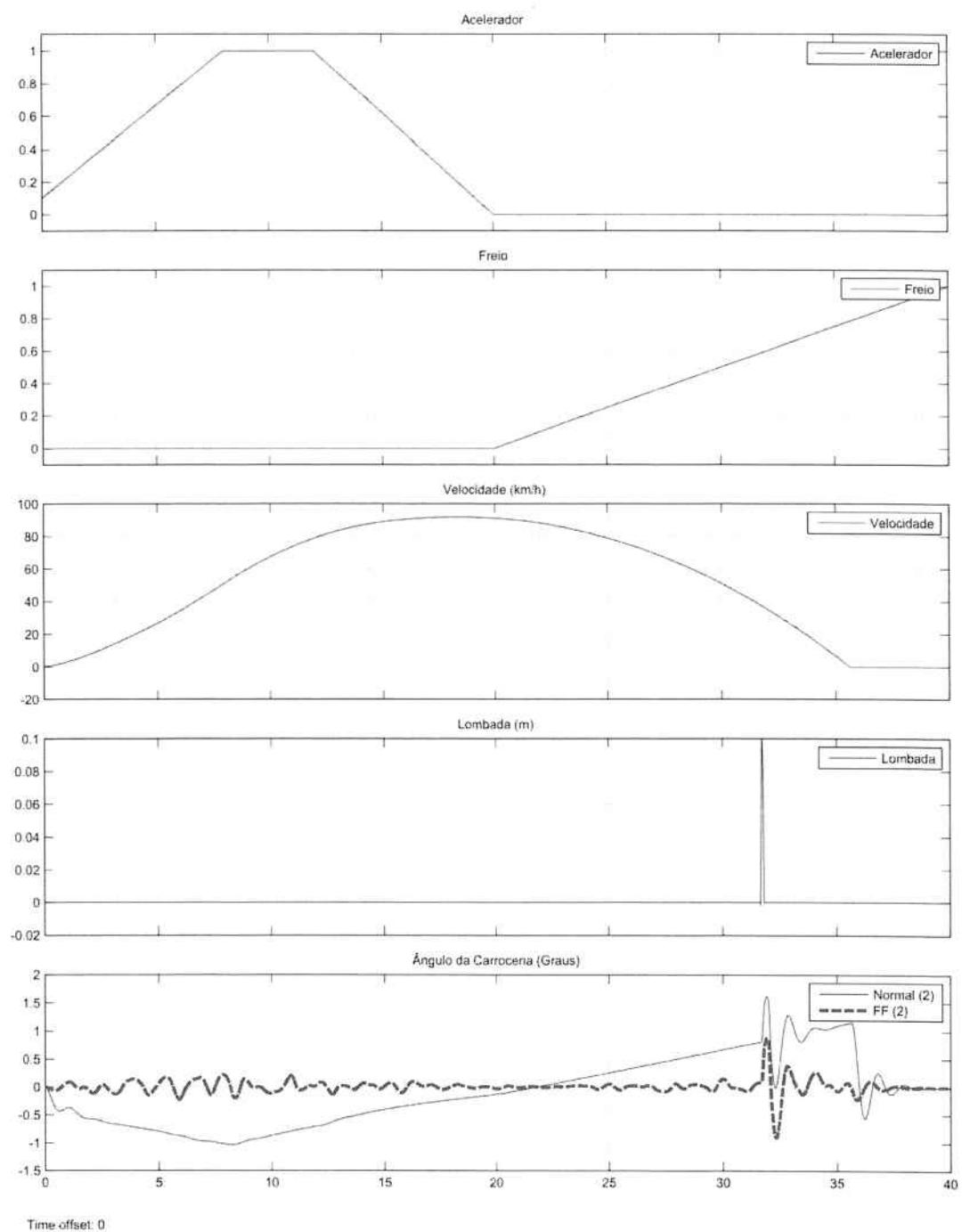


Figura 21 - Resultado das simulações para sistema com FeedForward e lombada

5.8.3.PID acoplado ao FF sem lombada

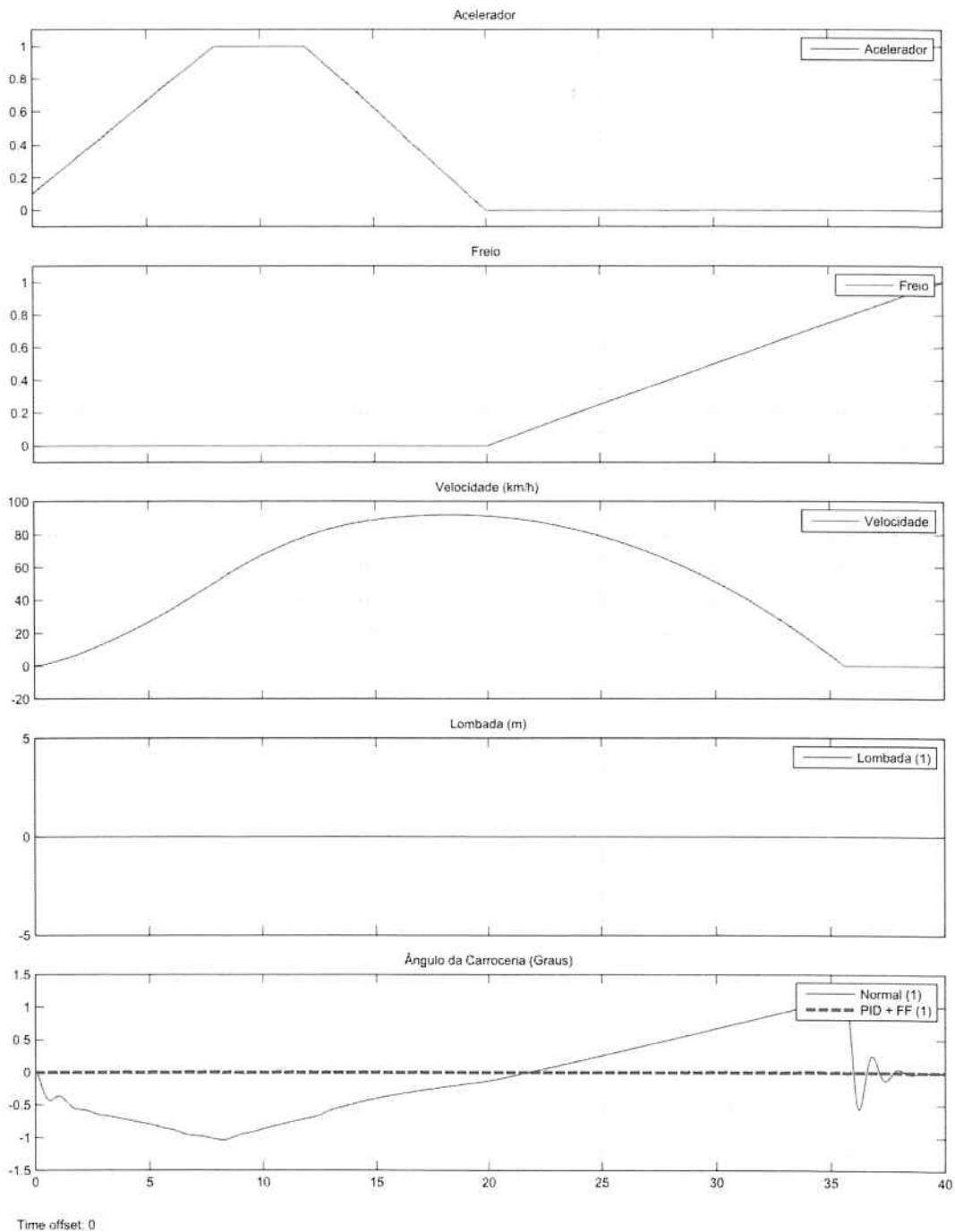


Figura 22 - Resultado das simulações para sistema com FeedBack e FeedForward

5.8.1.PID acoplado ao FF com lombada

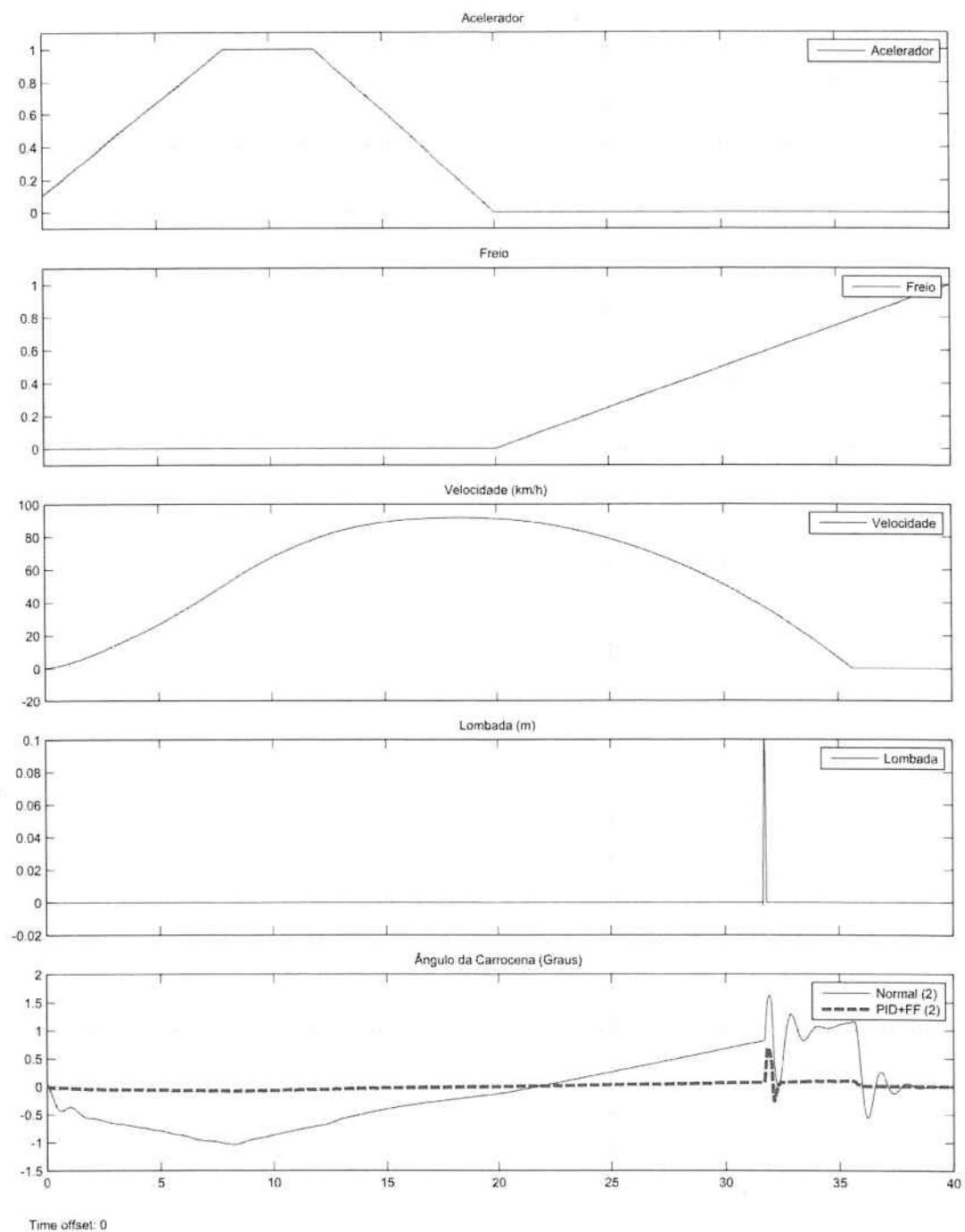


Figura 23 - Resultado das simulações para sistema com FeedBack, FeedForward e lombada

5.8.2.Comparando resultados

Podemos perceber que o sistema de cancelamento de forças via alimentação feedforward tem um desempenho muito afetado pelos erros de medição. Apesar de termos uma saída mais próxima a referência, as oscilações causadas podem não ser agradáveis ao usuário. É importante ressaltar também, que via simulações, caso o delay do feedforward seja maior que 0.1 s, o controlador passa a ter um desempenho muito inferior ao planejado, pois a força exercida pelo atuador não irá cancelar as forças dinâmicas verticais no momento certo.

Com a presença do controlador PID, sintonizado para a rejeição de inputs externos, conseguimos ajustar tanto os erros devido a variação dos sistemas de medição, como reduzir amplitude e número de oscilações da planta após a lombada.

O controlador feedforward fornece um valor aproximado de esforço de controle desejado devido a variações de velocidade, nesta situação , cabe ao PID nesta situação apenas corrigir variações causadas devido a erros de medição.

Quando ocorrem variações no perfil do trajeto, o PID também entra em ação, reduzindo a variação de posição máxima e mínima comparada com o modelo de malha aberta (redução da distância entre o ponto de máximo e mínimo da oscilação em aproximadamente 35%), mas mais importante: reduzindo o número de oscilações do modelo após passar pela lombada, após a implementação do controlador, a oscilação termina após o seu primeiro período e o veículo retorna a posição 0.

5.8.3.Esforço de controle

Como mencionado anteriormente, é necessário avaliar também o esforço de controle realizado pelo atuador, incluindo um ponto de saturação que é dependente das especificações do equipamento. Nesse projeto, iremos considerar que a força máxima que pode ser exercida pelo atuador é de 400 N.

Seguem os resultados do esforço de controle para o pior caso (com lombada) dos atuadores frontais e traseiros. Nesta situação, apenas no momento da lombada tivemos saturação dos nossos atuadores, porém esta não chega a afetar o resultado final de forma relevante.

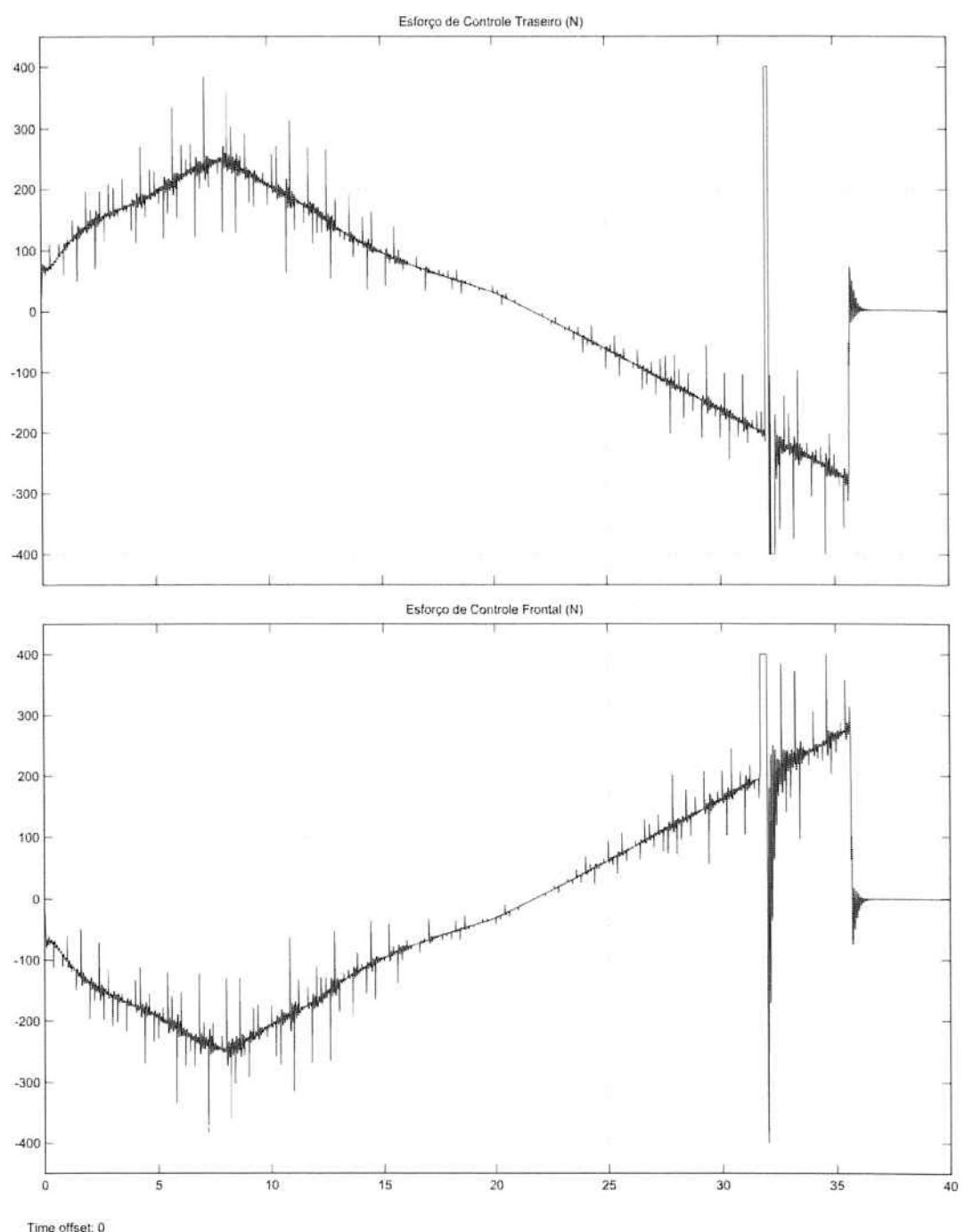


Figura 24 - Esforço de controle para os atuadores frontais e traseiros

6. Conclusões

Com base nos resultados encontrados das simulações, podemos afirmar que as técnicas de controle estudadas para o sistema da suspensão ativa se complementam de forma muito satisfatória.

O controle feedforward é extremamente eficaz para o cancelamento da forças verticais geradas pela aceleração e frenagem do veículo, enquanto o controlador PID minimiza o efeito das oscilações, principalmente daquelas oriundas de perturbações na estrada.

Quando considerados possíveis erros de medição nos sensores, o sistema feedforward perde muito em desempenho. Porém, o PID garante a robustez do sistema, corrigindo estas variações indesejadas.

A análise do esforço de controle também garante que o sistema, apesar de atingir a saturação em certos momentos, ainda assim se comporta conforme o desejado.

Este projeto oferece inúmeras possibilidades de continuidade, porém, um caminho que sugerimos seria observar como o modelo em questão se comporta em situações de curva. Neste caso, seria necessário simular outras forças dinâmicas.

Outra opção seria estudar formas de reduzir o número de sensores no projeto, reduzindo o custo total de implantação. Uma ideia, por exemplo, seria aproveitar o sinal do pedal do acelerador, cruzar com o valor da rotação do motor, para assim realizar cálculo da variação de velocidade do veículo.

Seja qual for o caminho a ser seguido, o projeto de suspensão ativa é um tema que envolve diversos conceitos aprendidos no curso de Controle e Automação, e sempre pode ser expandido para níveis de complexidade maiores.

7. Resumo das Referências Bibliográficas

- [1] Alleyne, A.; Hedrick, J. K. "Nonlinear Adaptive Control of Active Suspensions". *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 3, n. 1, p. 94-101, 1995.

Conteúdo: neste artigo é estudada a performance do controle por modos deslizantes (um caso particular da linearização por realimentação) para um modelo de um quarto de carro com suspensão ativa. O atuador é modelado como cilindro hidráulico (não linear). Para reduzir erros de modelagem, são propostos algoritmos de adaptação dos parâmetros baseados na análise de Lyapunov para funcionarem em conjunto com o controlador. O sistema foi então simulado e experimentado contra uma perturbação senoidal. A performance é estudada observando a capacidade do atuador seguir os esforços solicitados. Os autores concluem dizendo que esta estratégia de controle é superior à suspensão passiva para melhorar o conforto dos usuários.

- [2] Chantranuwathana, S.; Peng, H. "Adaptive Robust Control for Active Suspensions". *Proceedings of the American Control Conference*, San Diego, USA, 1999.

Conteúdo: neste artigo é descrito um modelo de suspensão ativa para um quarto de carro. O controle utilizado é um conjunto composto por um controlador ótimo LQR para a planta e uma sub-malha de controle robusto adaptativo específica para o atuador hidráulico-eletrônico (não linear), de forma que este consiga acompanhar os esforços requeridos adequadamente. Adicionalmente, é apresentada uma perspectiva histórica do desenvolvimento do controle de suspensões ativas, e ressaltado que poucos artigos tratam do controle do atuador. Diversas estratégias de controle são comparadas através de uma função de custo: LQR com atuador ideal; LQR com sub-malha PID (Proporcional-Integrador-Derivativo); LQR com sub-malha AR (Adaptativo Robusto); e malha única LQG (*Linear Quadratic Gaussian*). Os autores concluem dizendo que a abordagem LQR com sub-malha AR é a melhor estratégia para o controle da planta e do atuador.

- [3] Chen, H. "Constrained H_{∞} Control of Active Suspensions: An LMI Approach". *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, v. 13, n. 3, p. 412-421, 2005.

Conteúdo: este artigo trata do controle H_{∞} para um modelo de suspensão ativa de um quarto de carro. O controle é projetado para limitar a saída e o esforço de controle. Para medir a performance, é estudada a dirigibilidade do veículo, picos de velocidade e deflexão na suspensão, e a saturação do atuador. O cálculo do controlador é feito através do método de otimização LMI (*Linear Matrix Inequality*). O atuador é modelado como ideal e posteriormente com uma dinâmica linear. O artigo ainda

analisa a resposta em frequência do sistema e estuda os padrões de vibração das perturbações. Os autores concluem dizendo que esta abordagem produz o melhor conforto para os usuários possível, mantendo a deflexão da suspensão e o esforço do atuador sob limites e as rodas firmemente encostadas no chão.

- [4] Colón, D.; Laganaro, R. M.; Diniz, I. S. "Modelagem computacional e controle de um sistema de suspensão ativa para carro inteiro". *VII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*, São Luís, Brasil, 2012.

Conteúdo: neste artigo, é proposto um controle global do tipo modos deslizantes (um caso especial, mais robusto, da linearização por realimentação) para modelos de suspensão ativa de um quarto de carro e carro completo. Os atuadores são modelados como cilindros hidráulicos (não lineares). O sistema é simulado contra um impulso senoidal, imitando uma lombada. As variáveis controladas são a posição e aceleração verticais do chassi e os ângulos *pitch* (arfagem) e *roll* (rolamento) do chassi, de forma a melhorar o conforto dos usuários. Os autores concluem dizendo que esta estratégia atinge os objetivos suficientemente, aumentando o conforto dos passageiros em relação à suspensão passiva.

- [5] Creed, B.; Kahawatte, N.; Varnhagen, S. "Design of an LQR Control Strategy for Implementation on a Vehicular Active Suspension System". MAE 272 Paper, University of California, Davis, USA, 2010.

Conteúdo: neste artigo, é descrito um modelo de carro inteiro com suspensão ativa controlada pelo método LQR. Os atuadores não são modelados, sendo tratados como ideais. Este artigo foca no controle da aceleração vertical para aumentar o conforto dos passageiros. Desta forma, foi feito um esforço para manter a aceleração do centro de massa do carro inferior a um décimo da aceleração da gravidade. O sistema é simulado contra um impulso triangular, simulando uma lombada, e também variando as acelerações angulares *pitch* (arfagem) e *roll* (rolamento) para simular situações de aceleração, frenagem e curva. Os autores concluem dizendo que esta estratégia atinge os objetivos suficientemente.

- [6] Cruz, J. J.; "PTC2413 Controle I: Notas de Aula". Escola Politécnica, 2012.

Conteúdo: material didático sobre controle em malha fechada, modelagem de sistemas físicos, análise de resposta transitória, análise de erros, método do lugar das raízes, métodos de resposta em frequência e técnicas de projeto e compensação.

[7] Cruz, J. J.; "PTC2670 Introdução ao Projeto de Sistemas de Controle Robustos: Notas de Aula". Escola Politécnica, 2012.

Conteúdo: material didático sobre desempenho nominal, incertezas de modelagem, robustez da estabilidade, robustez do desempenho, projeto utilizando as técnicas LQG/LTR, H_{∞} e QFT, e limitações do desempenho.

[8] Darus, R. B. "Modeling and Control of Active Suspension for a Full Car Model". Master thesis, University Teknologi Malaysia, Malaysia, 2008.

Conteúdo: neste artigo, são descritos dois modelos: modelo de um quarto de carro e de carro completo com suspensão ativa. Diversas estratégias de controle são discutidas e por fim o controle ótimo LQR é adotado para ambos os modelos, alegando ser mais eficiente para aumentar o conforto dos usuários. Os atuadores não são modelados, sendo tratados como ideais. O sistema é simulado contra um impulso senoidal, imitando uma lombada, e depois contra dois impulsos senoidais consecutivas. A autora conclui dizendo que esta estratégia de controle é superior à suspensão passiva em relação a tempo de acomodação da aceleração vertical do chassi, porém não consegue reduzir a amplitude desta aceleração. Outro problema citado é a incapacidade de adaptação a diferentes condições de perturbações na estrada.

[9] Kashtiban, A. M.; Pourqorban N.; Alizadeh G.; Hasanzadeh I. "Nonlinear Optimal Control of a Half Car Active Suspension". Second International Conference on Computer and Electrical Engineering, 2009.

Conteúdo: neste artigo, é descrito um modelo de meio carro com suspensão ativa. Os atuadores são modelados como cilindros hidráulicos (não lineares). É proposto um método de controle ótimo não linear baseado em uma função de custo quadrática. Os estados da planta são estimados por séries de Taylor e uma lei de controle é introduzida para minimizar as diferenças entre os estados estimados e desejados, resultando num caso particular de linearização por realimentação. O sistema é simulado contra dois impulsos senoidais consecutivos. Os autores concluem dizendo que esta técnica regula melhor o *tradeoff* entre qualidade da viagem e deflexão da suspensão do que a suspensão passiva.

[10] Lin, J.-S.; Kanellakopoulos, I. "Nonlinear Design of Active Suspensions". *IEEE Control Systems Magazine*, v. 17, n. 3, p. 45-59, 1997.

Conteúdo: este artigo trata do controle não linear adaptativo *backstepping* da suspensão ativa de um quarto de carro, comparando com a suspensão passiva. A ideia

do controle é usar um filtro não linear nas variáveis controladas, de forma que o controlador amacie a suspensão quando a deflexão desta é pequeno, e endureça-a quando a deflexão for grande demais (o que pode ocasionar danos ao veículo). Ou seja, o sistema em malha fechada se adapta a cada condição de operação. O atuador é modelado inicialmente como linear e posteriormente como não linear (hidráulico). O sistema é simulado contra um impulso senoidal, imitando uma lombada. Os autores concluem dizendo que esta estratégia de controle regula eficientemente o *tradeoff* entre qualidade da viagem e deflexão da suspensão, e ressaltam que é robusta em relação à incertezas de medida e do modelo da planta, podendo ainda se adaptar a diferentes perfis de perturbação na estrada.

- [11] Pereira da Silva, P. S. "PTC2513 Controle Multivariável: Notas de Aula". Escola Politécnica, 2012.

Conteúdo: material didático sobre sistemas multivariáveis no espaço de estados, controllabilidade, observabilidade, formas canônicas, realizações mínimas, imposição de polos por realimentação de estado, observadores assintóticos, compensador baseado em observador, controladores lineares ótimos com critério quadrático, entre outros.

- [12] Pereira da Silva, P. S. "PTC2417 Controle Não Linear: Notas de Aula". Escola Politécnica, 2012.

Conteúdo: material didático sobre sistemas não lineares, análise no plano de fase, equações diferenciais não lineares, trajetórias, métodos analíticos, métodos gráficos, análise qualitativa e espaço de parâmetros, soluções periódicas, estabilidade no sentido de Lyapunov, linearização exata, entre outros.

- [13] Slotine, J. E.; Li, W. "Applied Nonlinear Control". Prentice Hall, 2009.

Conteúdo: material didático sobre sistemas não lineares, análise no plano de fase, teoria de estabilidade de Lyapunov, linearização exata, controle por modos deslizantes, controle adaptativo, entre outros.

- [14] Bueno Marques, A.; Cólón, D. "Controle da mistura ar/combustível em injetões eletrônicas de motores a gasolina". Universidade Estadual Paulista, 2009.

Conteúdo: Este documento tem por objetivo propor controladores de mistura ar/combustível de um motor de quatro tempos a gasolina (ciclo Otto) de modo a se ter

baixa emissão de poluentes na atmosfera. Para tanto, o controlador tenta manter a proporção ar/combustível próximo de sua proporção ideal, ou estequiométrica.

- [15] Tuoni Hanna, R.; Gregolin Dias, L.; Colón, D. "Sistema de suspensão ativa para carro completo". Escola Politécnica, 2014.

Conteúdo: Este trabalho tem a intenção de comparar diversas metodologias de controle para o sistema de suspensão ativa de um carro completo. O sistema foi modelado como uma superfície rígida retangular conectada nas quatro extremidades às rodas através de molas, amortecedores e atuadores.

- [16] Rill, G. "Vehicle Dynamics". University of Applied Sciences, 2007.

Conteúdo: Material didático sobre dinâmica e modelagem de veículos. Nesta literatura há modelos levantados por meio de equações dinâmicas mas também por levantamento de dados via experimentos, literatura de grande ajuda para auxílio da modelagem de também integração dos possíveis sistemas automotivos.

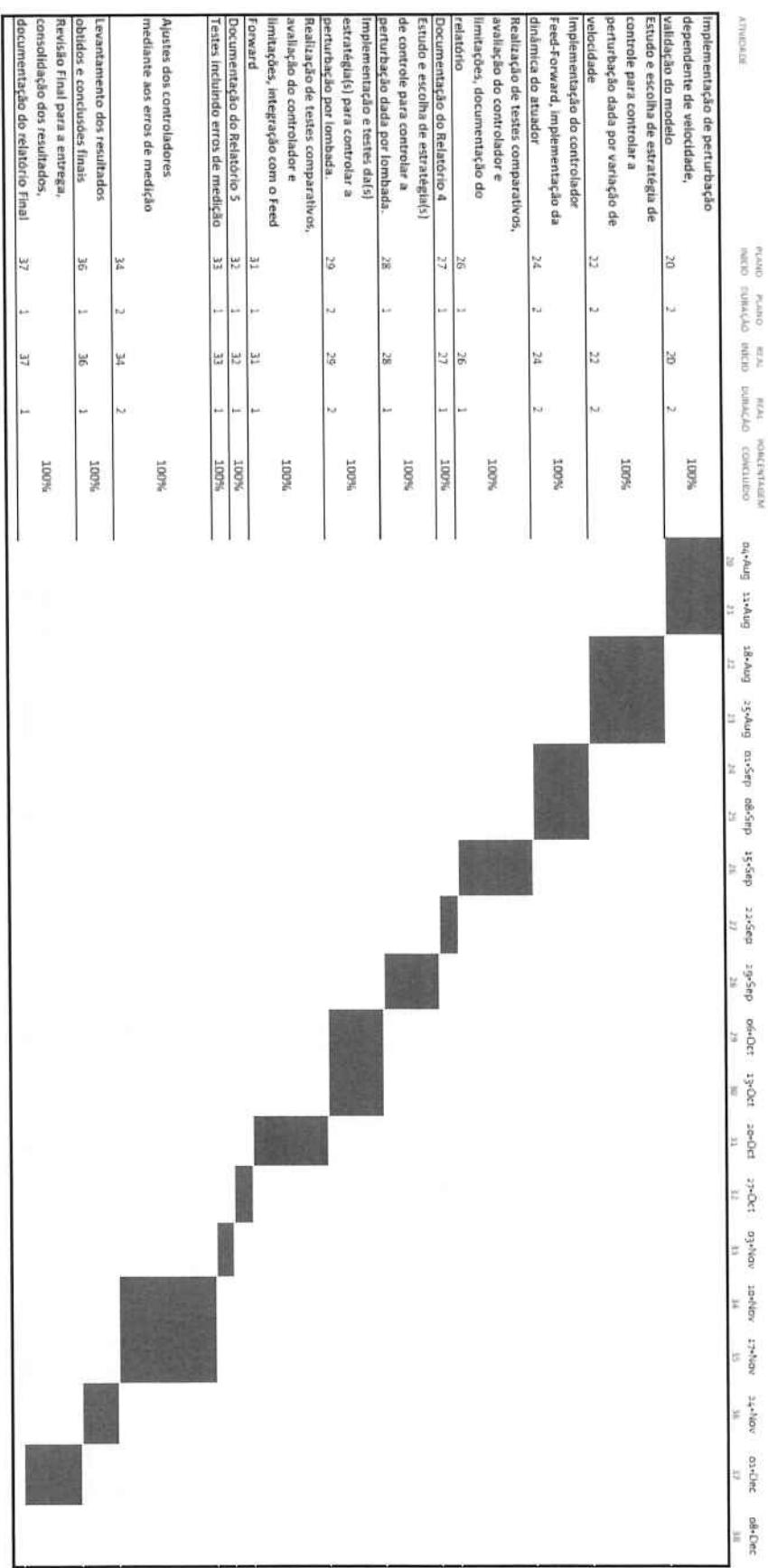
- [17] Jiang, F.; Gao, Z. "An Application of Nonlinear PID Control to a Class of Truck ABS Problems". Proceedings of IEEE Conference on Decision and Control, 2001.

Conteúdo: Este artigo foca em um algoritmo de controle NPID (Nonlinear Proportional-Integral-Differential) aplicado a um sistema de freio ABS de caminhão. Nele, são realizadas diversas simulações representando diferentes situações, apresentando um resultado comparativo entre um controlador convencional PID e um NPID.

- [18] Cook, J. A.; Sun, J.; Buckland J. H.; Kolmanovsky, I. V.; Peng, H.; Grizzle, J. W. "Automotive Powertrain Control: A Survey". University of Michigan, 2005.

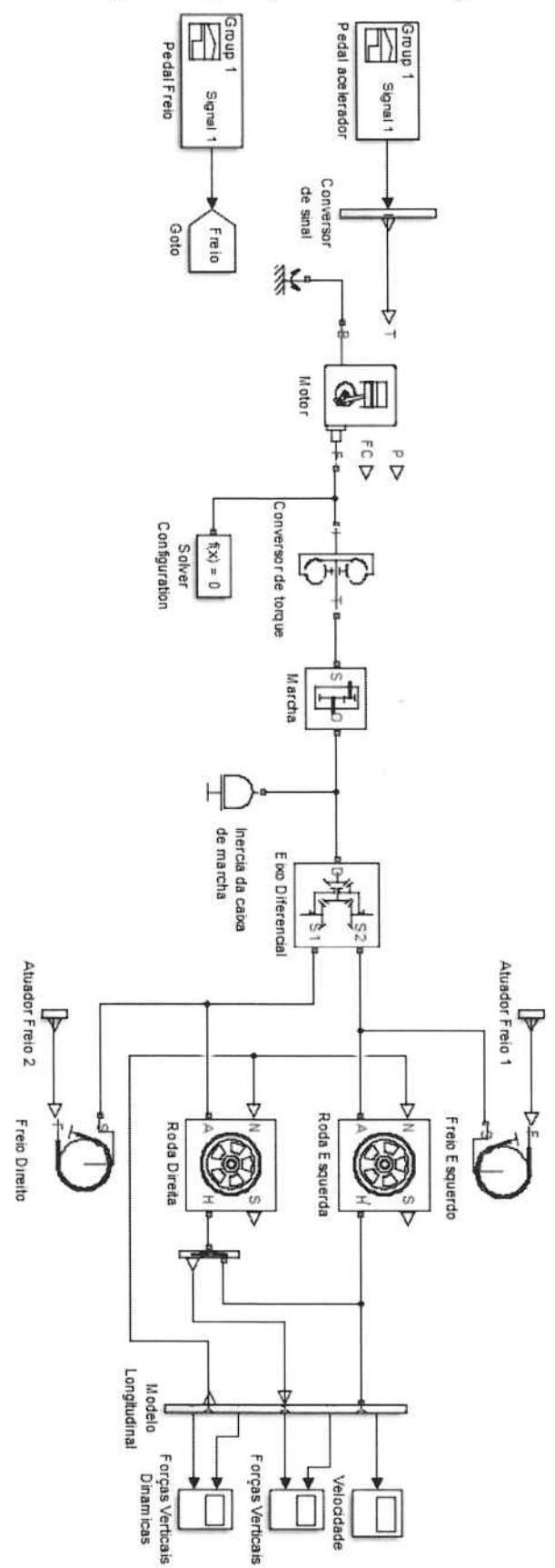
Conteúdo: Artigo voltado ao estudo do controle do trem de potência automotivo. São abordados modelos para ciclo Otto e diesel, além de discutir problemas relacionados a motores convencionais, veículos híbridos, e células de combustível.

Cronograma



Anexo 1 – Cronograma 2º semestre

Anexo 2 – Sistema Completo (Forças Verticais)



Anexo 3 – Sistema para deslocamento da carroceria

