

PROJETO DE SISTEMA DE FRENAGEM CONTROLADA PARA VEÍCULOS AUTOMOTORES DE QUATRO RODAS

Leonardo Bartalini Baruffaldi
leonardo.baruffaldi@yahoo.com.br

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves
malalves@usp.br

Resumo. O principal objetivo deste texto é o desenvolvimento de um sistema de controle da dinâmica lateral de um veículo automotor por meio do acionamento seletivo dos freios de roda. Para tanto, buscou-se compreender os fenômenos que ocorrem quando um veículo executa uma curva da maneira mais simples e abrangente possível. Um controlador linear foi projetado e inserido na dinâmica do sistema com vistas a conformar a resposta dinâmica e minimizar o risco de acidentes pela perda de controle do veículo. Testou-se a eficiência desse controlador em situações não-lineares por meio de co-simulações entre programas de sistemas multicorpos (MSC.Adams) e programas adequados para o projeto de sistemas de controle (Matlab/Simulink).

Palavras chave: engenharia, engenharia automotiva, controle, dinâmica veicular, sistemas multicorpos.

1. Introdução

O desenvolvimento de sistemas de estabilização veicular, como ABS (*anti-locking braking systems*), ESP (*electronic stability program*), EBD (*electronic braking distribution*), ao longo das últimas duas décadas, tem sido fortemente focado na atuação dos sistemas de frenagem. A grande potência entregue pelos freios hidráulicos facilita as ações de controle sobre a rotação dos pneus e a criação de válvulas mais leves e rápidas melhorou consideravelmente o tempo de resposta e o erro em regime permanente desses equipamentos.

Os novos controles de estabilidade, no entanto, têm esbarrado em dois pontos críticos, característicos de instalações hidráulicas: atraso no tempo de resposta - que sabidamente pode tornar o sistema instável - e vazamento do fluido. Com o avanço tecnológico dos veículos híbridos e elétricos, algumas pesquisas têm sido dedicadas ao desenvolvimento de sistemas de *drive-by-wire*, que dispensam elos mecânicos entre os comandos efetuados pelo piloto e os equipamentos mecânicos. De fato, alguns carros comerciais já vêm equipados com aceleradores e direções eletrônicas.

Como aponta Gombert (2006), as novas tecnologias de controle veicular não só deverão monitorar o tráfego e as condições ambientais como também deverão prestar assistência ativa ao condutor e seus passageiros. Um sistema de freios inteligente, capaz de ponderar sobre o que acontece a sua volta, é essencial para a segurança veicular.

No entanto, a literatura especializada apresenta poucos modelos realmente representativos da dinâmica lateral dos veículos automotores, atendo-se à representação clássica do veículo como um bicicleta. Apesar de interessante para estudos iniciais, tal hipótese deixa de levar em consideração as diferenças existentes entre os dois lados de um veículo de quatro rodas, o que necessariamente implica em considerar as forças nos pneus simétricas.

O estudo completo do comportamento de um veículo em curvas, porém, deve levar em conta o acoplamento entre os movimentos possíveis da carroceria e a solução das equações resultantes exige métodos numéricos adequados, como os utilizados no estudo da dinâmica multicorpos. Uma maneira de se validar computacionalmente o desempenho do sistema de controle, desenvolvido com base em premissas simplificadas, é inseri-lo em um laço de simulação multicorpos e verificar o comportamento do sistema.

2. Interação pneu-solo

Quando se trata do estudo da dinâmica de um veículo de solo, a utilização de um modelo de pneu adequado é essencial. É pelos pneus que o veículo se comunica com o pavimento, recebendo e enviando informações que determinam seu comportamento global.

Usualmente, os modelos de pneu utilizados nas análises de dinâmica veicular podem ser divididos em duas categorias: os *modelos semi-empíricos* e os *modelos matemáticos*.

Os *modelos semi-empíricos* são condensados por curvas que descrevem os esforços transmitidos pelos pneus ao solo nas diversas direções em função de parâmetros como a carga normal, as condições da pista, pressão interna. Esses modelos têm a vantagem de acelerar as soluções numéricas, pois não passam de interpolações de pontos experimentais, mas perdem resolução nos resultados em regime transiente, pois não levam em consideração nenhum tipo de amortecimento que decorre dos efeitos de histerese e adesão ao pavimento.

Já os pneus *matemáticos*, ou *estruturais*, são baseados em formulações de elementos finitos e, se por um lado suprem as falhas transientes dos modelos semi-empíricos, por outro aumentam o custo computacional ao adicionar diversos graus de liberdade às equações da dinâmica do veículo. Apesar disso, em função do aumento da capacidade de processamento dos computadores modernos, os modelos estruturais têm ganhado mais espaço.

A Figura 1 mostra os esforços agindo na área de contato de um pneu automotivo e indica o sistema de coordenadas utilizado para seu estudo, com o eixo z apontando para cima, o eixo x no sentido longitudinal e o eixo y como resultado do produto vetorial dos versor de z pelo versor de x.

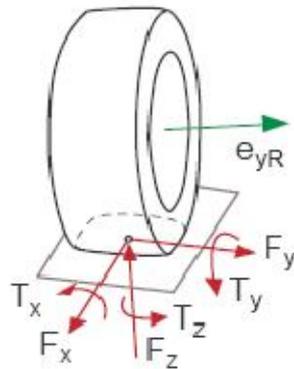


Figura 1. Esforços agindo sobre um pneu (adaptado de Rill, 2007).

Além das forças nas três direções, os componentes dos torques T_z e T_y são especialmente importantes no estudo da dinâmica do veículo como um todo e são chamados, respectivamente, de torque auto-alinhante e torque de resistência ao rolamento. Ambos aparecem como resultado do deslocamento da linha de ação das forças atuantes na área de contato.

Conforme explica Genta (1997), um pneu parado ou rolando sem escorregamento tem a força normal de reação do solo, F_z , alinhada com o centro da roda. Quando esse mesmo pneu é submetido a um torque que o acelera, as pressões de contato têm seu padrão alterado, de tal forma que a linha de ação da normal é deslocada, Figura 2, causando um momento que é contrário ao torque forçante e resultando no torque de resistência ao rolamento. Outros efeitos, como irregularidades severas no pavimento, podem alterar também a direção da reação normal, adicionando intensidade às componentes em x e y também. O torque auto-alinhante é gerado de forma semelhante, pela translação do ponto de aplicação das forças laterais quando o pneu é submetido a um certo ângulo de deriva.

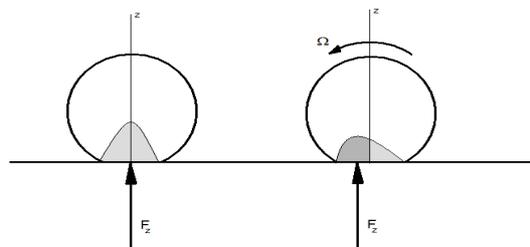


Figura 2. Deslocamento do ponto de aplicação da força vertical.

Diversos pesquisadores, entre eles Pacejka (2006), mostraram, por dados empíricos, que as forças longitudinais podem ser modeladas em função do escorregamento da banda de rodagem, ou:

$$F_x = s_x F_z = \frac{u - R\Omega}{u} F_z \quad (1)$$

onde F_x é a força longitudinal, s_x é o escorregamento, F_z é a carga vertical, u é a velocidade longitudinal do centro da roda, R é o raio efetivo de rodagem e Ω é a velocidade angular da roda.

As comparações entre resultados numéricos e empíricos, mostrados em Baruffaldi (2008), porém, sugerem que a adoção de um modelo de geração de forças longitudinais mais simples, do tipo $F_x = \mu F_z$, com μ constante, fornece resultados bastante satisfatórios fora de condições extremas.

As forças laterais são geradas de forma semelhante, como uma função do ângulo de deriva do pneu. Para valores pequenos desse ângulo, esses esforços são dados por:

$$F_y = C_\alpha \alpha F_z \cong C_\alpha \frac{v}{u} F_z \quad (2)$$

em que F_y é a força lateral, α é o ângulo de deriva, C_α é um valor aproximadamente constante conhecido como rigidez lateral e v é a velocidade lateral da roda.

Considerando um veículo de carroceria perfeitamente rígida realizando uma curva plana, como a Figura 3 ilustra, as velocidades nas rodas podem ser escritas em função dos valores das velocidades longitudinal, lateral e de guinada do centro de massa. Sejam r a velocidade angular de guinada, a_i os semi-entre-eixos e b_i as semi-bitolas. Então, os ângulos de deriva em cada uma das rodas podem ser dados por:

$$\alpha_1 = \frac{v + r \cdot a_1}{u - r \cdot b_1} \quad (3)$$

$$\alpha_2 = \frac{v + r \cdot a_1}{u + r \cdot b_2} \quad (4)$$

$$\alpha_3 = \frac{v - r \cdot a_2}{u - r \cdot b_1} \quad (5)$$

$$\alpha_4 = \frac{v - r \cdot a_2}{u + r \cdot b_2} \quad (6)$$

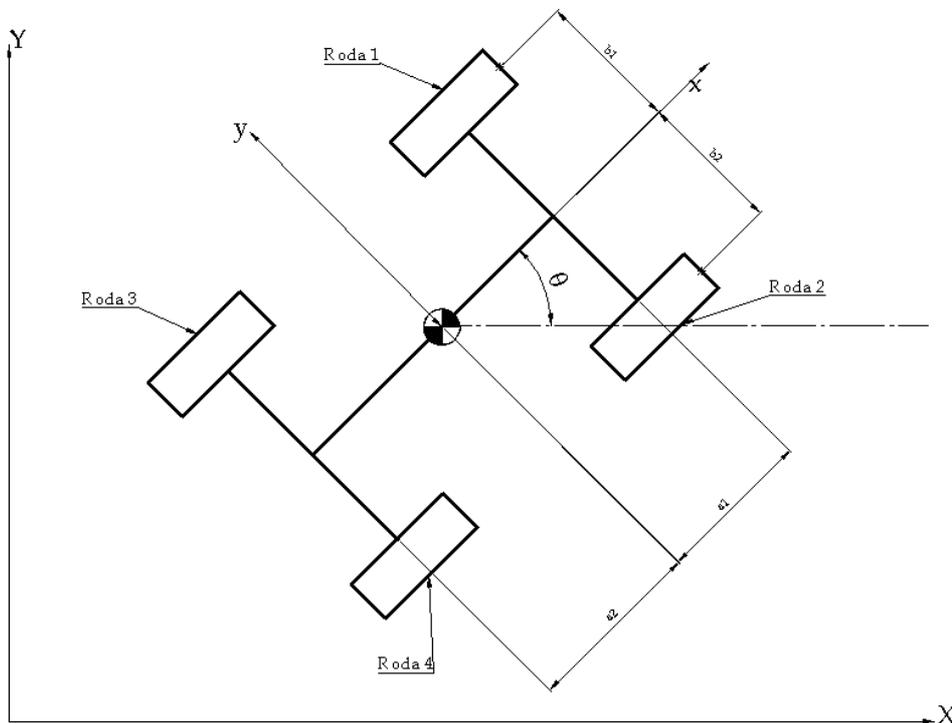


Figura 3. Veículo em curva plana.

As equações de movimento podem ser obtidas pelo estudo do veículo e sua dedução pode ser encontrada em Pacejka (2006), Genta (1997) e Rill (2008) e são dadas pelo sistema (7):

$$\left\{ \begin{array}{l} m\dot{u} + mrv = \sum F_{x,i} - \sum F_{r,i} - \frac{1}{2}\rho A_x C_x u^2 \\ m\dot{v} - mru = F_{y,i} - \frac{1}{2}\rho A_x C_y v^2 \\ I\dot{r} = a_1(F_{y,1} + F_{y,2}) - a_2(F_{y,3} + F_{y,4}) + \\ -b_1(F_{x,1} - F_{r,1} + F_{x,3} - F_{r,3}) + b_2(F_{x,2} - F_{r,2} + F_{x,4} - F_{r,4}) \end{array} \right. \quad (7)$$

As Eq. (7) podem ser linearizadas ao redor de uma situação inicial e nelas I indica o momento de inércia de guinada, A_x é a área frontal, C_x e C_y são os coeficientes de arrasto aerodinâmico, m é a massa total do veículo e ρ é a massa específica do ar atmosférico. De maneira geral, as equações lineares para cada grau de liberdade são dadas por:

$$\dot{x} = f_j(x_0) + \left. \frac{\partial f_j}{\partial x_j} \right|_{x_0} \Delta x_j + \left. \frac{\partial f_j}{\partial F_{x,i}} \right|_{x_0} \Delta F_{x,i} \quad (8)$$

As funções f_j são diferentes para cada variável de estado e podem ser obtidas com a expansão em série de Taylor das Eq. (7). Considerando $x_1=u$, $x_2=v$ e $x_3=r$, tem-se:

$$f_1(u, v, r) = \frac{F_{x,i} - F_{r,i}}{m} - rv - \frac{R_x}{m} u^2 \quad (9)$$

$$f_2(u, v, r) = \frac{k}{m} F_{z,i} \cdot \alpha_i + ru - \frac{R_y}{m} v^2 \quad (10)$$

$$f_3(u, v, r) = -\frac{b_1}{I} \cdot (F_{x,1} + F_{x,3} - F_{r,1} - F_{r,3}) + \frac{b_2}{I} \cdot (F_{x,2} + F_{x,4} - F_{r,2} - F_{r,4}) + \\ + \frac{a_1 k}{I} (F_{z,1} \cdot \alpha_1 + F_{z,2} \cdot \alpha_2) - \frac{a_2 k}{I} (F_{z,3} \cdot \alpha_3 + F_{z,4} \cdot \alpha_4) \quad (11)$$

A substituição das Eq. (9), (10) e (11) em (8) fornece o modelo linear. Admitindo a representação do sistema dinâmico no espaço de estados, as matrizes A e B ficariam então:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{2}{m} R_x \cdot x_{10} & -x_{30} & -x_{20} \\ \frac{k}{m} \left(F_{z_i} \cdot \frac{\partial \alpha_i}{\partial x_1} \right) + x_{30} & \frac{k}{m} \left(F_{z_i} \cdot \frac{\partial \alpha_i}{\partial x_1} - 2 \cdot R_y \cdot x_{20} \right) & \frac{k}{m} \left(F_{z_i} \cdot \frac{\partial \alpha_i}{\partial x_1} \right) + x_{10} \\ \frac{k}{I} \left[a_1 \cdot \left(F_{z_1} \cdot \frac{\partial \alpha_1}{\partial x_1} + F_{z_2} \cdot \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_1} \right) + \right. & \frac{k}{I} \left[a_1 \cdot \left(F_{z_1} \cdot \frac{\partial \alpha_1}{\partial x_2} + F_{z_2} \cdot \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_2} \right) + \right. & \frac{k}{I} \left[a_1 \cdot \left(F_{z_1} \cdot \frac{\partial \alpha_1}{\partial x_3} + F_{z_2} \cdot \frac{\partial \alpha_2}{\partial x_3} \right) + \right. \\ \left. -a_1 \cdot \left(F_{z_3} \cdot \frac{\partial \alpha_3}{\partial x_1} + F_{z_4} \cdot \frac{\partial \alpha_4}{\partial x_1} \right) \right] & \left. -a_2 \cdot \left(F_{z_3} \cdot \frac{\partial \alpha_3}{\partial x_2} + F_{z_4} \cdot \frac{\partial \alpha_4}{\partial x_2} \right) \right] & \left. -a_2 \cdot \left(F_{z_3} \cdot \frac{\partial \alpha_3}{\partial x_3} + F_{z_4} \cdot \frac{\partial \alpha_4}{\partial x_3} \right) \right] \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} & \frac{1}{m} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{b_1}{I} & \frac{b_2}{I} & -\frac{b_1}{I} & \frac{b_2}{I} \end{bmatrix} \quad (13)$$

3. Projeto do sistema de controle

O sistema de controle no espaço de estados do sistema linearizado pode ser realizado com diversas técnicas consolidadas, como as apresentadas em Ogata (2004).

A forma mais simples de realizar essa tarefa é realimentar o sistema com uma entrada proporcional aos estados, escolhendo os ganhos de modo a alocar os pólos de malha fechada em pontos adequados do plano complexo. Como os polos de um sistema controlam tanto sua estabilidade quanto características da resposta, esse método permite moldar de maneira definitiva o desempenho do controlador. Se por um lado existe essa vantagem, por outro, pode ser que uma escolha única de polos não seja suficiente quando o controle deve ser feito para um sistema de comportamento não-linear. Para reconhecer as falhas do projeto, é imperativo, então, que ele seja testado de alguma maneira no contexto das equações não-lineares.

A simulação com alguns casos de linearização mostrou que a trinca $-2.5, -3.2 \pm 0.5i$ fornece bons resultados, como os mostrados na Figura 4 para perda de aderência momentânea em uma das rodas, seguida de frenagem de emergência. Com o controle, o veículo consegue retomar sua trajetória original em muito menos tempo, como o indicado pela evolução das velocidades lateral e de guinada. Além disso, esse efeito é obtido com perda significativamente menor de velocidade longitudinal.

É interessante notar que, para entrada em degrau, o sobre-sinal da velocidade de guinada é elevado (cerca de 140%) para os padrões de sistemas de controle. No entanto, esse valor foi considerado adequado, pois fornece ao motorista um aviso palpável de que o veículo pode sair de controle.

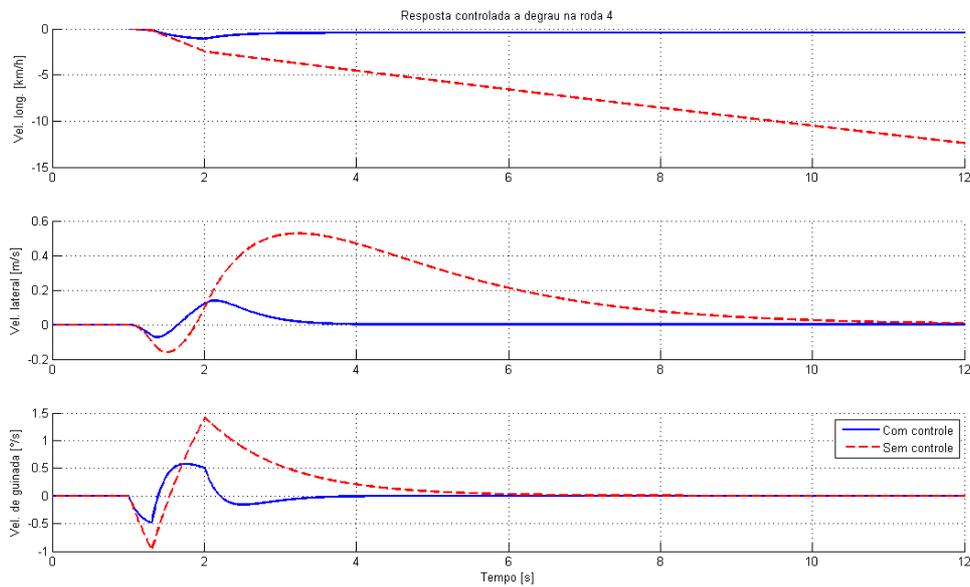


Figura 4. Respostas do sistema com e sem controle a frenagem de emergência.

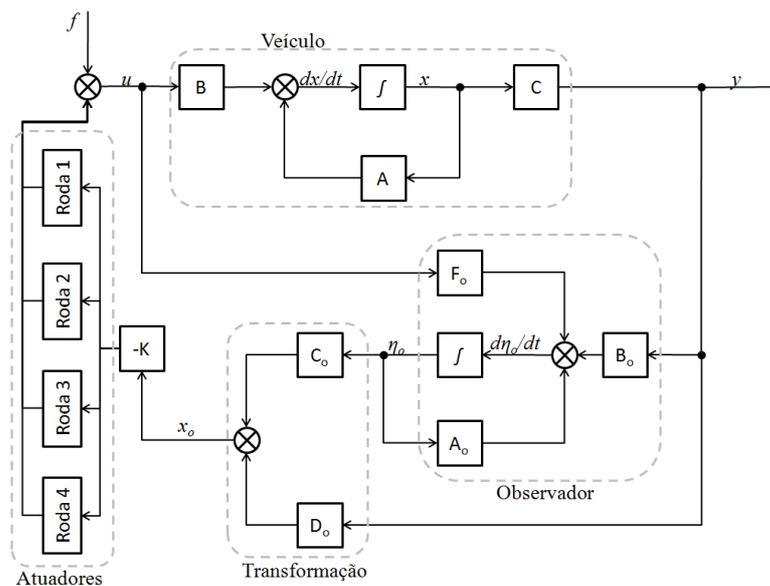


Figura 5. Diagrama de blocos do sistema de controle da dinâmica lateral.

Para completar o projeto, foi desenvolvido um observador de estados de ordem mínima para estimar os valores da velocidade lateral, que em geral não apresenta um sensor específico. O observador adiciona um pólo ao sistema e cuidou-se para que sua dinâmica fosse rápida o bastante de modo a fornecer dados ao controlador em uma taxa razoável.

A Figura 5 mostra o diagrama de blocos do sistema com controle e observador de estados. Após a passagem do sinal de realimentação pela matriz de ganho K da alocação de polos, as pinças de freio recebem o comando de força e devem, por de sua própria dinâmica, decidir qual a melhor forma de atuação para prevenir o escorregamento.

4. Verificação do projeto de controle

Como foi observado, é recomendável que a qualidade do projeto de controle seja comprovada em um ambiente não linear. Para esse fim, um protótipo virtual foi montado no programa de simulação mult corpos MSC.Adams. Esse *software* possui uma interface de comunicação com o Matlab, permitindo que o sistema de controle interfira na dinâmica do veículo.

Por se tratar de um problema de dinâmica veicular, adotou-se como base de simulações o módulo Adams/Car que apresenta uma série de facilidades e análises pré-programadas para a simulação de veículos automotores. A Figura 6 ilustra a topologia do veículo montado para as simulações, cujas características de inércia são semelhantes às de um carro popular compacto.

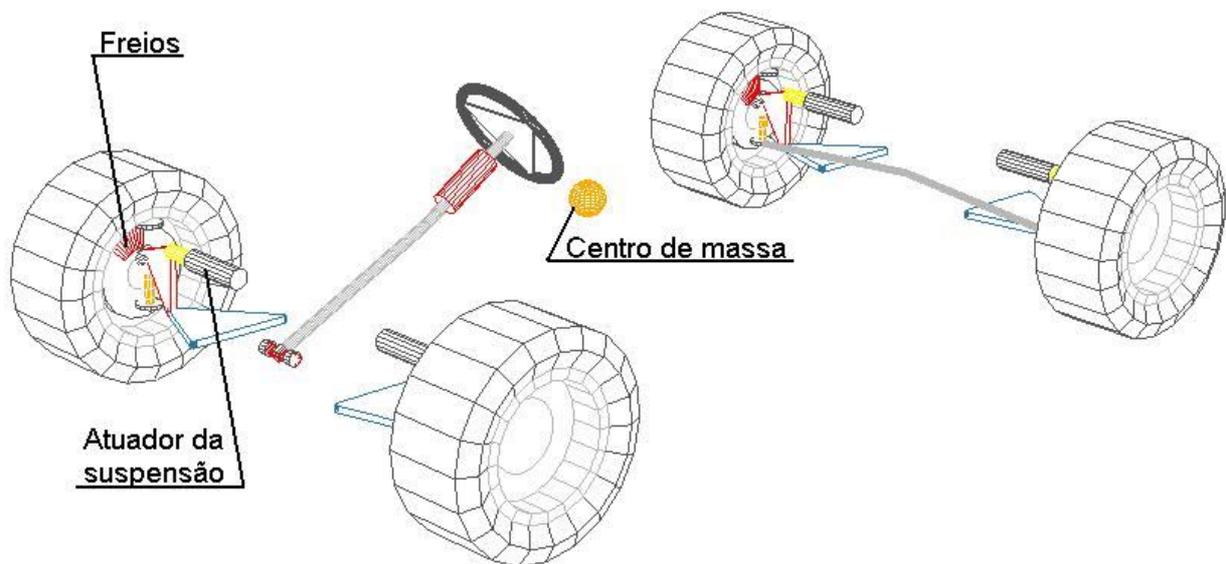


Figura 6. Protótipo virtual montado no Adams.

A Figura 7 mostra o diagrama de blocos utilizado para as co-simulações. O controlador passou por algumas alterações para adequá-lo ao uso real. O sinal de controle só passa para a planta caso o ângulo de escorregamento lateral do centro de massa, definido pelo ângulo que a velocidade faz com a direção longitudinal do veículo, ultrapassa os 8° , indicando que o movimento lateral começa a predominar. Além disso, todas as entradas positivas são desprezadas, pois o sistema de freios não possui capacidade para acelerar as rodas.

A eliminação dos sinais positivos revela um inconveniente do controlador projetado, pois força o sistema a desperdiçar energia calculando entradas que não serão utilizadas para o controle efetivo do veículo. Seria interessante, então, como desenvolvimento futuro, a escolha de um algoritmo de controle que priorizasse os comandos negativos.

Foram realizadas diversas simulações de mudança de faixa em manobra de ultrapassagem segundo a norma ISSO 3888, sempre com velocidade inicial de 100 km/h e com o coeficiente de atrito do pavimento, variando de 1.0 (pista seca) a 0.1 (pista muito escorregadia). De maneira geral, o controlador comportou-se como o esperado, sendo irrelevante em condições de pista ideal, mas atuando de maneira positiva quando ocorre o risco deslizamento. A Figura 8 traz uma comparação entre simulações de alta e baixa aderência. É possível notar que, com pista em más condições, o condutor leva quase 300 m para colocar o veículo em contato com a trajetória original. Com o pavimento seco, nas condições de melhor aderência, o retorno ocorre em cerca de 100 m. Com o controle ativo, mesmo na situação mais crítica, de pior aderência, o veículo não leva mais de 200 m para voltar à trajetória inicial.

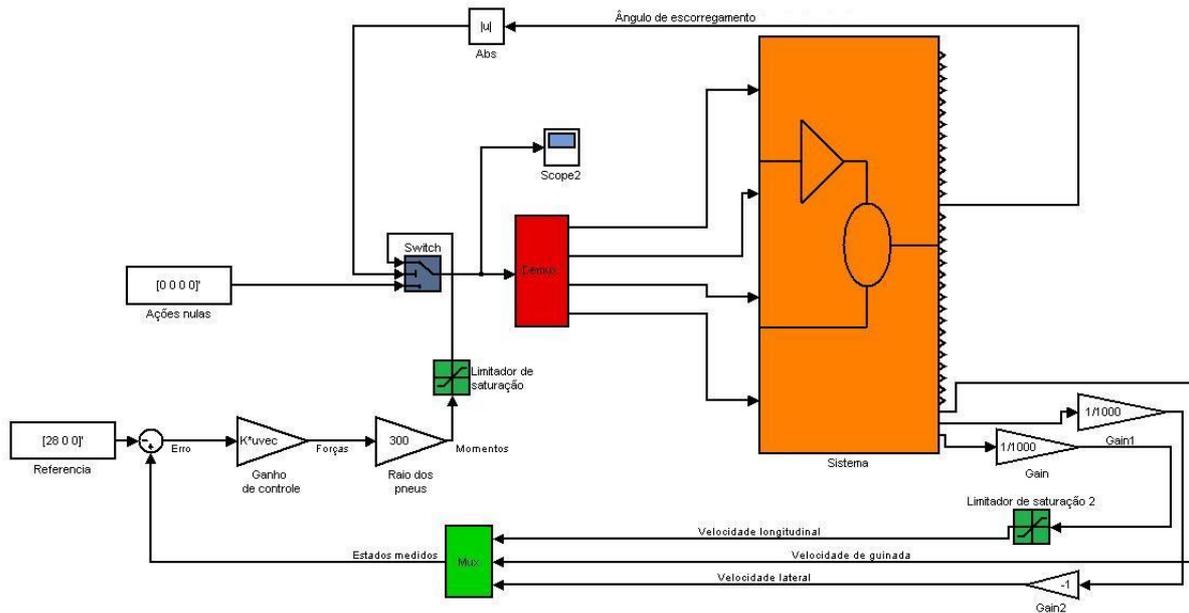


Figura 7. Diagrama de blocos do sistema montado no Matlab/Simulink. O bloco nomeado sistema gera a interface de comunicação com o MSC.Adams.

Na Figura 8, uma comparação entre duas análises em pista altamente escorregadia (curvas do caso E) é mostrada. Nota-se que, quando o veículo não apresenta controle, a mudança de faixa se inicia quase 25 metros mais tarde (o que em si já poderia causar uma colisão) e o veículo só volta a cruzar com sua trajetória de origem após cerca de 300 metros, mas ainda com velocidade lateral elevada (como se nota pela inclinação da trajetória em relação ao eixo das abscissas). Quando o controle é imposto, o motorista tem muito mais facilidade em retomar sua trajetória original e o faz com mais estabilidade e menor escorregamento lateral. A terceira curva é o resultado de uma simulação sem controle para a pista com a melhor aderência possível para um dado pneu. Comparando essa última com a curva do sistema controlado em pista escorregadia, pode-se notar o quanto o sistema de controle melhora a resposta dinâmica.

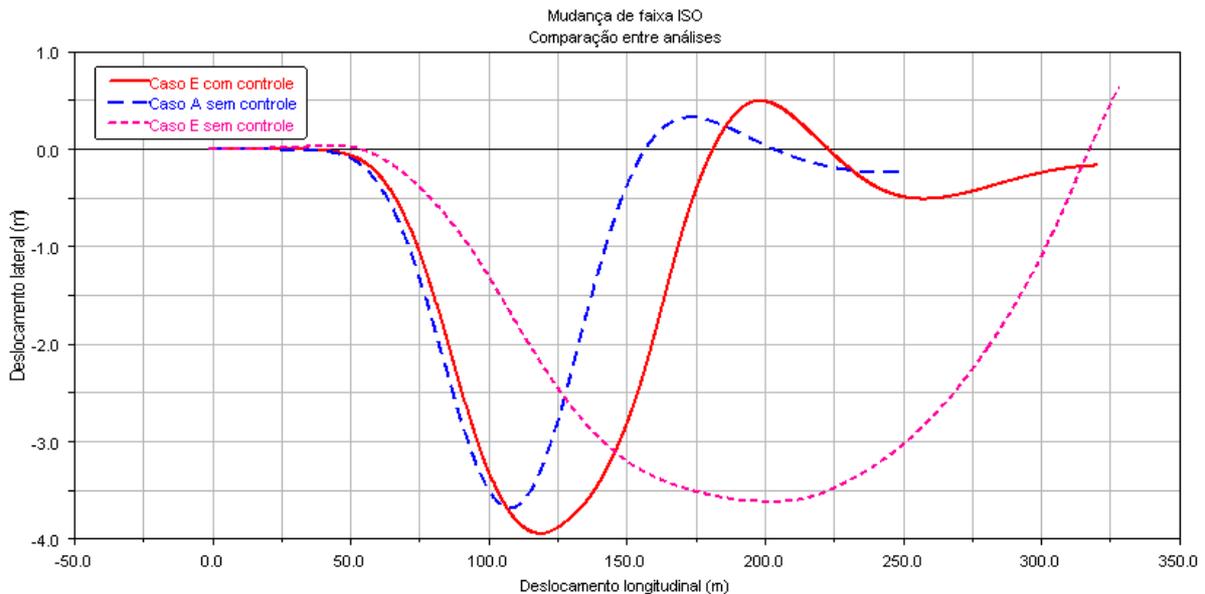


Figura 8. Comparação entre simulações de mudança de faixa. No caso A, a pista está perfeitamente seca e em E, muito escorregadia.

5. Conclusões

A partir do estudo do comportamento do veículo em curvas e da simplificação das forças nos pneus, foi possível elaborar um modelo de baixa complexidade para descrever a dinâmica lateral de um veículo automotor. Com base nas equações de movimento obtidas, desenvolveu-se um controlador por alocação de polos que aprimorasse a resposta do veículo em condições adversas.

A eficácia de tal sistema de controle foi posta à prova com simulações colaborativas entre o MSC.Adams, um programa de dinâmica multicorpos, e o Matlab/Simulink, no qual o controlador foi desenvolvido. Os resultados indicaram que, mesmo em um ambiente não-linear, o projeto desenvolvido mostrou-se robusto o bastante para garantir a segurança dos passageiros.

Para dar continuação a este trabalho, duas vertentes devem ser seguidas. A primeira diz respeito ao mecanismo de atuação das pinças de freios, que são os agentes ativos no sistema de controle desenvolvido. A segunda relaciona-se ao controle completo do veículo, integrando direção, suspensão, freios e tração.

6. Referências

- Baruffaldi, L. B. et alii., 2008, “Desempenho em aceleração e frenagem”, Relatório técnico apresentado à EPUSP, São Paulo, Brasil. 13 p.
- Genta, G., 1997, “Motor vehicle dynamics: modeling and simulation”, World Scientific, Cingapura. 345 p.
- Gombert, B., 2006, “Wedge brake design boosts by-wire stopping performance”, Siemens VDO, Alemanha. 3 p.
- Ogata, K., 2004, “Engenharia de controle moderno”, Pearson, Rio de Janeiro, Brasil. 788 p.
- Pacejka, H. B., 2006, “Tyre and vehicle dynamics”, 2 ed., Elsevier, Burlington, Inglaterra. 642 p.
- Rill, G., 2007, “Short course on vehicle dynamics”, Apostila do curso ministrado na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, FEM-Unicamp, Campinas, Brasil. 181 p.

7. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

CONTROLLED BRAKING SYSTEM DESIGN FOR FOUR-WHEELED MOTOR VEHICLES

Leonardo Bartalini Baruffaldi

leonardo.baruffaldi@yahoo.com.br

Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

malalves@usp.br

Abstract. This work seeks the development of a control system for the lateral dynamics of a automotive vehicle. This control is made by the selective action of the four wheel brakes. To achieve this goal, a simple yet representative model of a curving car was assembled, helping the comprehension of the concerning phenomena. Then, a linear controller was designed and inserted on the original system dynamics, improving its response in hazardous situation. To prove the controller performance in non-linear situations, a multibody model of a sample vehicle was built in MSC.Adams and co-simulated with the control system that was born in Matlab/Simulink.

Keywords. Engineering, automotive engineering, control, vehicle dynamics, multibody systems.