

SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE CONTROLE ATIVO DE CRUZEIRO PARA VEÍCULOS DE PASSEIO EM SITUAÇÃO DE TRÁFEGO PESADO

Gabriel Serrano de Lima, gabsdlima@gmail.com¹
Luiz Henrique Nardi Pinto, luiz_nardi@yahoo.com.br¹
Rafael Coronel Bueno Sampaio, rafaalc@sc.usp.br¹
Marcelo Becker, becker@sc.usp.br¹

¹Mechatronics Lab-SEM-EESC-USP, Departamento de Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos - EESC/ USP - Av. do Trabalhador São-Carlense 400, Pq Arnold Schimidt - CEP:13566-590 - São Carlos - SP/ Brasil

Resumo. *Este projeto consiste no desenvolvimento de um sistema adaptativo de controle de cruzeiro longitudinal que efetua a leitura da velocidade do veículo e, quando em trânsito urbano pesado, mede a distância do elemento à frente e promove a aceleração/frenagem do veículo automaticamente. Dessa forma, é possível eliminar a ação de pisar nos pedais de freio e acelerador quando o veículo encontra-se em tais circunstâncias. A motivação desse projeto é, além de proporcionar maior segurança e conforto para o motorista e os transeuntes, reduzir o consumo de combustível, otimizar o desempenho do veículo e aumentar a capacidade das linhas de tráfego urbano. Foi realizado um estudo da dinâmica do veículo, considerando um modelo não-linear, assumindo os requisitos de segurança e conforto, a partir dos quais foi desenhado um controlador PID para ajustar a distância entre o veículo e elemento à sua frente. O projeto do controlador considerou modificações nas equações de recorrência de controle, otimizando tanto o seu desempenho quanto a flexibilidade de sintonia dos ganhos.*

Palavras-chave: *Dinâmica veicular, Controle de cruzeiro longitudinal, Active Cruise Control, Controlador PID, Mecatrônica.*

1. INTRODUÇÃO

A maior parte das cidades atualmente tem suas vias urbanas congestionadas e necessitam de uma capacidade adicional de tráfego. Historicamente, esta demanda tem sido suprida com a construção de novas vias, diminuindo o problema de congestionamento. Mas esta não é a solução mais viável para grandes centros urbanos devido principalmente a: falta de terreno adequado, custos de construção ascendentes, considerações ambientais, entre outros. Por conta disso, alternativas a estas soluções tem sido desenvolvidas. Uma delas é aumentar a capacidade de tráfego de uma via através de sua otimização, retirando o máximo possível de envolvimento humano no sistema, através da automatização e de controle computacional. Isto contribuiria também para a segurança e conforto do motorista e passageiro, eliminando a ação de pisar no freio e acelerador em situações de tráfego pesado (Ioannou & Chien, 1993).

Nesse contexto, aliado ao interesse constante pelo aperfeiçoamento de produtos, tanto pela parte técnica quanto pelo conforto oferecido, tecnologia em sistemas de controle ativo de cruzeiro, ou ACC (do inglês Active Cruise Control), está se tornando destaque no mundo automobilístico. Estes sistemas são capazes de controlar esterçamento, aceleração, frenagem e alerta do carro, para otimizar a performance do veículo em seu trajeto, baseando-se em sua condição instantaneamente, como perigo de impacto, identificação de obstáculos, pedestres e outros elementos ou seu consumo de combustível.

O presente trabalho consiste no projeto de um controlador de velocidade e posição de um veículo, a ser utilizado em tráfego lento. Pretende-se incluir este na categoria de ACC (*Active Cruise Control*), satisfazendo todos seus pré-requisitos e concordando com suas características principais. A priori, este controle será feito longitudinalmente, com aquisição de dados através de um sensor instalado na parte frontal do veículo controlado, e deverá manipular responder aos estímulos de forma confiável e confortável, seguindo também premissas de segurança e conforto.

A modelagem é feita de acordo com descrito e utilizado em (Ioannou & Chien, 1993), (Sheikholeslam & Desoer, 1989) e (Godbole & Lygeros, 1993), e o controle foi desenhado conforme premissas diferentes, levando em conta outro juízo de segurança e conforto.

A implementação do controlador PID considerou a teoria de controle PID descrita em (Ogata, 2000) com refinamento por aproximação de *Tustin* e aproximação por diferença anterior (Sampaio & Becker, 2009)

2. MODELAGEM

A modelagem do nosso sistema foi realizada como sugerido por (Sheikholeslam & Desoer, 1989), utilizada por (Godbole & Lygeros, 1993), onde foram analisadas duas plataformas relevantes, em movimento na mesma faixa de uma rua. O automóvel à frente, chamado de "veículo-alvo", foi denominado com o índice i_1 , enquanto a plataforma em questão, a ser controlada, chamada de "veículo controlado", recebendo o índice i . Esta notação é utilizada ao longo de toda a modelagem, a fim de designar de quem são os parâmetros utilizados na determinação da planta e de seu controle.

Os veículos devem manter uma distância mínima de segurança enquanto o veículo controlado segue a velocidade do veículo-alvo. Inevitavelmente, haverá um distúrbio na velocidade do veículo-alvo, como mudanças de faixa, aceleração, desaceleração e eventuais paradas bruscas. Apenas no caso de mudança de faixa, este sistema não tem capacidade de atuar, devido à falta de recursos para deduzir a mudança de faixa, sendo aconselhável, como trabalho futuro, aliar este a outros sistemas de visão computacional.

Outro aspecto importante na modelagem do sistema a ser considerado é a determinação dos limites de velocidade, aceleração e *jerk* impostos no carro, para que o controle seja feito da forma mais suave, confortável e segura possível. Assim sendo, foram estabelecidos os limites, de acordo com as especificações de projeto e de acordo com (Godbole & Lygeros, 1993):

- Distância: $1,5m$ no mínimo;
- Velocidade: entre $-2m/s$ e $8,3m/s$;
- Aceleração: entre $-2m/s^2$ e $5m/s^2$;
- *Jerk*: entre $-5m/s^3$ e $5m/s^3$.

Estes são limites razoáveis para tráfego normal em que os carros atuais têm condições de operar. O desempenho deste tipo de controle sob condições eventuais de chuva, tempestade, neve, entre outros, ainda está sendo estudada. Assume-se também o veículo está equipado com sensores capazes de fornecer a velocidade e aceleração do veículo controlado e, finalmente, não há comunicação entre os veículos. A partir da Fig. 1, podemos notar que a distância é definida por:

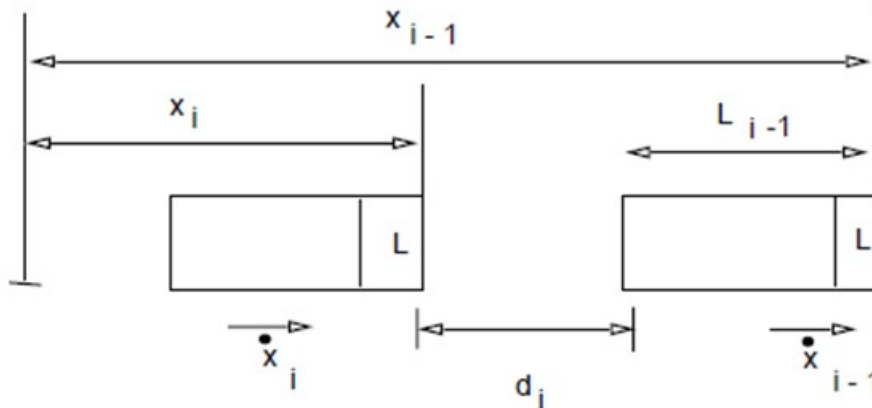


Figura 1. Situação de utilização do controlador, adaptado de (Godbole & Lygeros, 1993).

Na figura acima, podemos perceber que a distância é definida por:

$$d_i = x_{i-1} - x_i - L_{i-1} \quad (1)$$

Onde x_{i-1} e x_i são as distâncias entre cada veículo e uma referência global e L_{i-1} é o comprimento do veículo-alvo, como utilizado por (Godbole & Lygeros, 1993). Porém, neste trabalho, a distância d_i é medida através de um sensor laser instalado na parte frontal do veículo controlado. Este diagrama é utilizado apenas para ilustrar a situação que será controlada.

O diagrama de corpo livre do carro pode ser ilustrado pela Fig. 2, o qual foi adaptado do trabalho de (Canale, 1989), para representar as principais forças atuantes no veículo, seguindo o modelo de (Sheikholeslam & Desoer, 1989).

Do diagrama da figura acima, obtém-se a seguinte equação de forças longitudinais:

$$F_i - m_i g \sin \theta - \frac{\rho A_i C_{di}}{2} (\dot{x}_i + V_{wind})^2 - d_{mi} = m_i \ddot{x}_i \quad (2)$$

Da Eq. 2, pode-se elaborar a seguinte malha para a planta do veículo a ser simulado, ilustrada na Fig. 3.

Da planta do veículo, são utilizadas as seguintes variáveis:

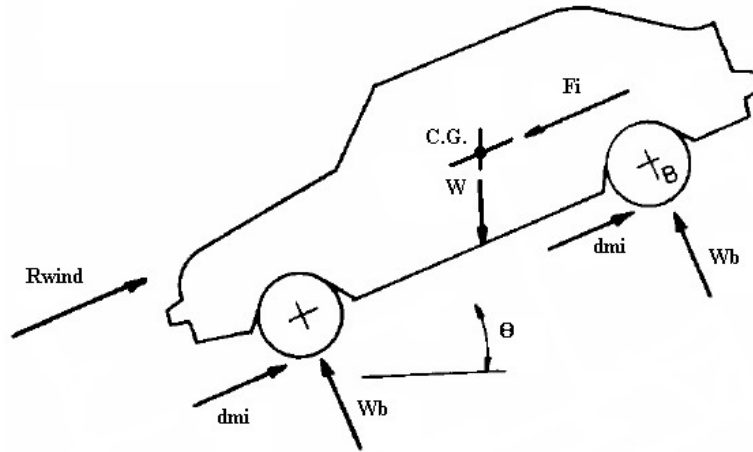


Figura 2. Diagrama de corpo livre do veículo, apresentando as principais forças que atuam no mesmo.

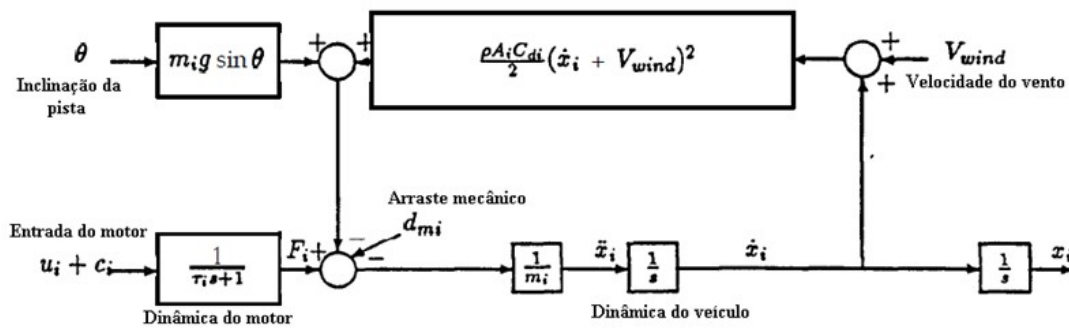


Figura 3. Malha da dinâmica veicular, adaptado de (Sheikholeslam & Desoer, 1989).

- O termo \dot{x}_i denota a posição deste em relação ao veículo-alvo;
- O bloco $m_i g \sin \theta$ especifica a componente do peso, paralela à superfície da rua, onde m_i denota a massa do veículo controlado, g denota a aceleração da gravidade e θ o ângulo entre a superfície da rua e o plano horizontal, geralmente positivo para subida;
- O bloco $\frac{\rho A_i C_{di}}{2} (\dot{x}_i + V_{wind})^2$ especifica a força de arraste devido à resistência do ar, onde ρ é a massa específica do ar, A_i é a área transversal do veículo, chamada de área molhada, C_{di} o coeficiente de arraste aerodinâmico do carro e V_{wind} a velocidade do vento;
- O fator d_{mi} denota a força de arraste mecânico do veículo, ditado pela relação:

$$d_{mi} = f m_i g \cos \theta \quad (3)$$

Sendo que, de acordo com (Canale, 1989), visto que a velocidade limite de cruzeiro do veículo é considerada baixa:

$$f = 0,01(1 + 0,0044\dot{x}) \quad (4)$$

Onde \dot{x}_i é dado em m/s .

- O bloco $\frac{1}{\tau_i s + 1}$ modela a dinâmica do motor de combustão do automóvel controlado, onde τ_i é a constante de tempo do motor do veículo (tempo necessário para o motor atingir 63% do requisitado pela entrada);
- O fator u_i denota a entrada de tração do motor, e c_i sua ação de controle;
- E, finalmente, F_i que denota a força produzida pelo motor do veículo controlado.

A partir desta malha, podemos realizar algumas considerações pertinentes às hipóteses e condições do projeto, simplificando então a modelagem. Assume-se a pista plana, ou seja, $\theta = 0$, a influência do vento praticamente nula, ou seja, $V_{wind} = 0$ e chamaremos $\frac{\rho A_i C_{di}}{2} (\dot{x}_i + V_{wind})^2$ de K_{di} . Além disso, assume-se que o estado $[\dot{x}_i, \ddot{x}_i]$ pode ser medido diretamente, portanto a retroalimentação é possível sem auxílio de um observador, ou seja, possível através da medida do sensor e que m_i , τ_i , K_{di} e d_{mi} são conhecidos. Esta premissa é consideravelmente forte, visto que seus valores são apenas aproximados e podem mudar ao longo do curso, mesmo que para um mesmo carro.

Então, após as simplificações, o modelo está pronto para ser implementado, segundo a lei de controle a seguir. Tal modelo não é linear, e isto exigirá um pouco mais do sistema de controle a ser projetado.

$$F_i - K_{di}\dot{x}_i - d_{mi} = m_i\ddot{x}_i \quad (5)$$

3. PROJETO DO SISTEMA DE CONTROLE

O projeto do controlador considerou as equações de recorrência do controlador PID otimizado pela aproximação de *Tustin* e aproximação por diferença anterior, seguindo o trabalho de (Sampaio & Becker, 2009). Tais equações sugerem modificações algébricas que permitem um melhor resultado de sobre-sinal e de resposta em regime. O método consiste em inserir um parâmetro β que atua como ponderador da banda proporcional e um parâmetro N para ponderar a banda derivativa. As equações de recorrência do controlador PID são dadas por:

$$P(k) = K_p[\beta r(k) - y(k)]; \quad (6)$$

$$I(k) = I(k-1) + \frac{K_p T}{T_i} e(k-1) \quad (7)$$

$$D(k) = \frac{2T_d - TN}{2T_d + TN} D(k-1) + \frac{2K_p T_d N}{2T_d + TN} (y(k) - y(k-1)) \quad (8)$$

O diagrama de blocos da Fig. 4 ilustra a arquitetura da planta do veículo a ser controlado, simplificada segundo as premissas assumidas anteriormente.

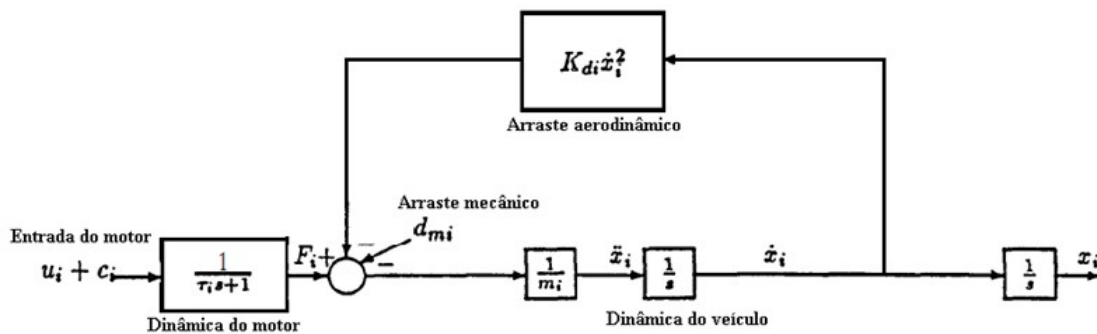


Figura 4. Planta não-linear do veículo modelado, adaptado de (Sheikholeslam & Desoer, 1989).

Para realização da modelagem virtual e simulação, foi utilizada a plataforma Simulink do Matlab. A Fig. 5 apresenta o diagrama de blocos implementado para a simulação.

Para ilustração, o modelo foi submetido à entrada degrau unitário, a fim de comprovar a não-linearidade do sistema, como pode ser observado no gráfico da Fig. 6. Num sistema linear, o sinal de entrada seria acompanhado pela resposta ao longo do tempo, equilibrando-se e igualando-se em determinado tempo. Mas não é o que acontece neste caso.

É fácil perceber que, para uma entrada simples de degrau unitário, o sistema tome um rumo diferente, mas fisicamente plausível. Visto que a entrada é uma ação no motor, movendo a borboleta de controle de combustível, e que a saída é a posição do veículo em relação à sua origem, ao manter constante o acionamento desta borboleta, haverá uma aceleração contínua, empurrando exponencialmente o veículo na direção determinada, como ilustra a figura a seguir.

Este fato inviabiliza a primeira técnica para estimativa de um controle PID (Proporcional, Integrativo e Derivativo), o primeiro método de *Ziegler-Nichols*, viável principalmente para sistemas cuja função-transferência é de difícil obtenção, mas são lineares e estáveis à entrada degrau unitário. Mesmo assim, foi implementado um controle PID a fim de controlar esta planta e torná-la estável.

A estimativa inicial para os ganhos do controlador foi definida através do 2º Método de *Ziegler-Nichols*. O método exige que a planta já esteja dentro de uma malha de controle realimentada com um PID. Este analisa o 1º modo de vibrar da reação do sistema "controlado" a uma entrada degrau unitário, elevando o ganho proporcional K_p de 0 até o valor com o qual o sistema oscila na chamada "oscilação sustentada" ou "mantida", em que a resposta assume um formato senoidal

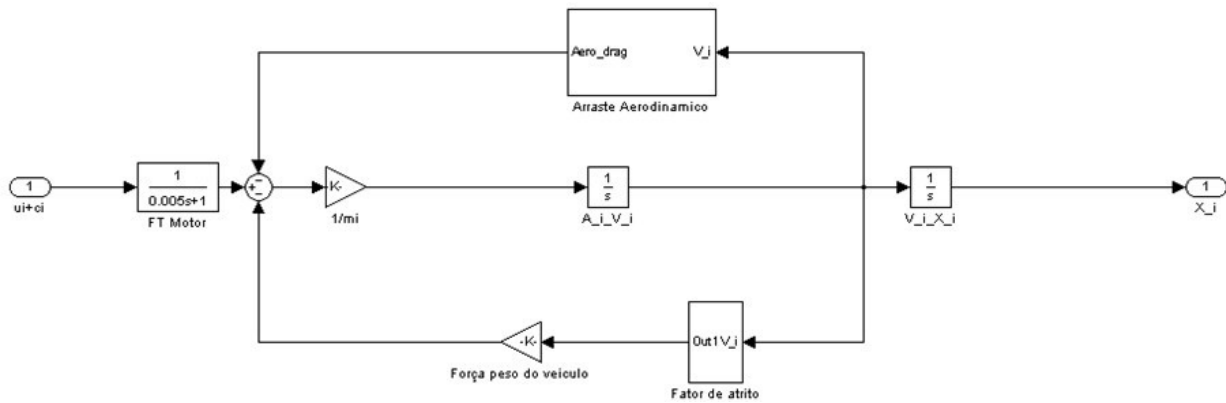


Figura 5. Modelo adaptado ao Matlab Simulink.

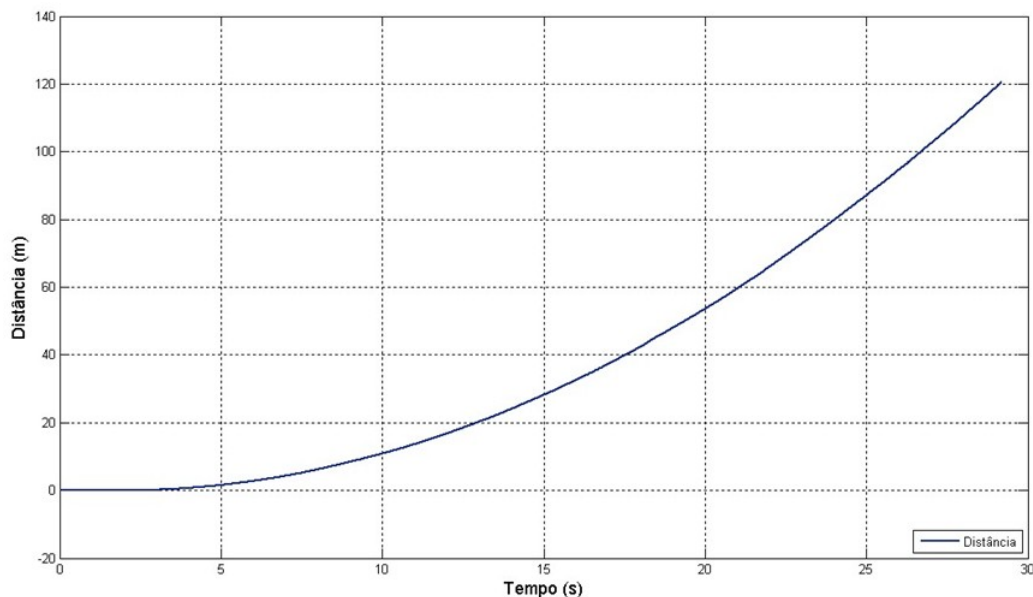


Figura 6. Resposta da planta a um degrau unitário, revelando as não-linearidades inerentes ao modelo do veículo.

de período constante. Este valor, chamado de K_{cr} (crítico), e o período de oscilação do sistema (P_{cr}) são utilizados para o cálculo dos outros parâmetros do PID. Vale ressaltar que tais valores devem ser utilizados como uma base, a fim de serem refinados futuramente.

No caso deste modelo, a oscilação sustentada foi observada no sistema para um $K_{cr} \approx 0,23$ e um $P_{cr} \approx 20s$. Assim sendo, de acordo com a tabela de relações para o ganho, foram obtidos os seguintes valores iniciais: $K_p \approx 0,138$, $K_i \approx 0,0138$ e $K_d \approx 0,345$.

É fácil perceber que o sinal estabiliza no valor requisitado pela entrada degrau unitário, mas de uma forma lenta e oscilante. Como é desejado que não haja sobressinal e que tenha um tempo de subida pequeno, o 2º Método de Ziegler-Nichols se mostrou ineficiente. Porém, com base nestes valores obtidos, será feita uma estimativa, a fim de atender aos requisitos de projeto do controlador.

Para que a resposta seja segura e confortável, foram determinados, para este projeto, as seguintes condições de resposta:

- Sobressinal nulo;
- Tempo de subida = 0.5 s;
- Tempo de acomodação = 1s.

Para que o sistema seja condizente com estas especificações, os ganhos do PID foram ajustados e adequados para que o sistema tenha uma resposta condizente e aceitável. Os ganhos obtidos são: $K_p \approx 140$, $K_i \approx 1.38$ e $K_d \approx 34,5$. Com isto, o sistema responde a uma entrada degrau sem sobressinal, com $tr \approx 0,45$ e $ts \approx 0,9$, dentro do requerido.

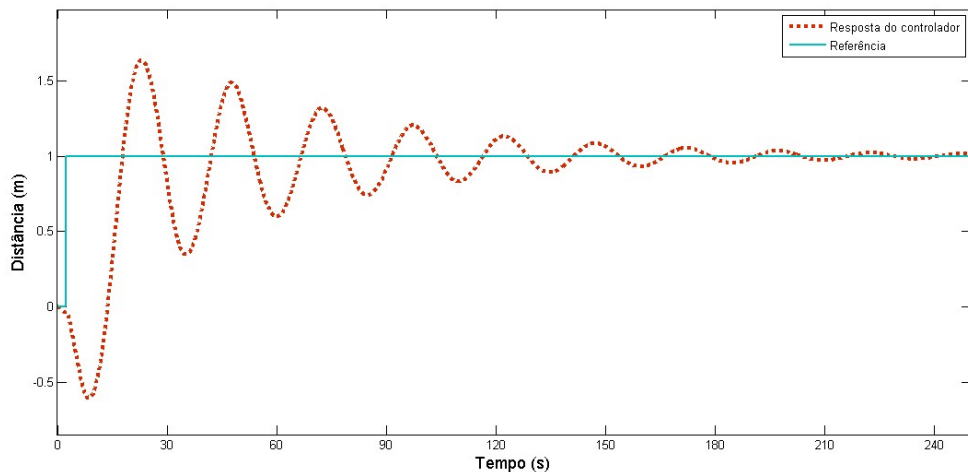


Figura 7. Resposta da planta a um degrau unitário, revelando as não-linearidades inerentes ao modelo do veículo.

4. RESULTADOS

Desse modo foram realizados ensaios onde simulou-se as circunstâncias reais que o veículo encontraria corriqueiramente em tráfego. Todos os ensaios foram realizados inserindo-se perturbações gaussianas à planta. A Fig. 8 ilustra o gráfico da solicitação da distância entre os veículos para um valor de 1m.

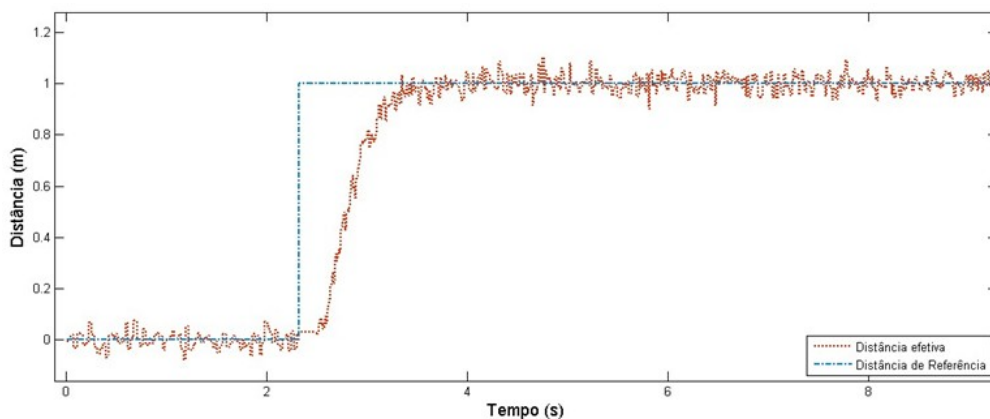


Figura 8. Resposta da planta a uma solicitação de distanciamento do veículo guia em padrão degrau sujeito a perturbação.

Nota-se que o controlador manteve os veículos separados com erro mínimo. A Fig. 9 mostra o resultado da solicitação de distanciamento variando com o tempo. Tais resultados denotam a habilidade do controlador em reajustar a distância de referência relativa ao veículo à sua frente, caso essa situação seja solicitada em tempo de execução.

Assim sendo, o controlador responde bem, mantendo a resposta dentro dos limites especificados pelo projeto, atendendo às características limitadoras de distância, velocidade, aceleração e *jerk*. Inclui-se também seu esforço para superar o ruído gaussiano imposto, aproximando sua situação à interpretada da realidade.

Adicionalmente, foram simuladas situações de tráfego, de acordo com as premissas estabelecidas no início do trabalho, a fim de validar o controle desenvolvido. Através dos resultados obtidos, foi possível estabelecer o melhor momento para acionar o dispositivo de direção autônoma em tráfego pesado, que é quando os dois veículos estão próximos um do outro (a aproximadamente 2m de distância). Nessa situação o carro seguidor não ultrapassa a velocidade de 8m/s ao acompanhar o veículo líder, desde que o mesmo não ultrapasse também essa marca. Dentre todos os testes realizados, encontram-se descritos aqui casos que abrangem situações encontradas no ambiente real, conforme previamente proposto.

Primeiramente, foi requerido ao veículo que seguisse um carro que tinha sua velocidade variando entre 0 e 8 m/s de maneira senoidal, e foi considerado que o controlador foi ativado enquanto o carro-alvo estava em movimento, com velocidade de 4m/s. Tanto o estímulo quanto a resposta do controlador, em velocidade e posição, são representados pelas Figs. 10 e 11.

Em seguida, o controlador foi submetido a uma situação semelhante, onde o veículo alvo inicia parado a 2m de distância do veículo controlado, iniciando seu movimento acelerado até atingir 8m/s de velocidade, onde estabiliza. É

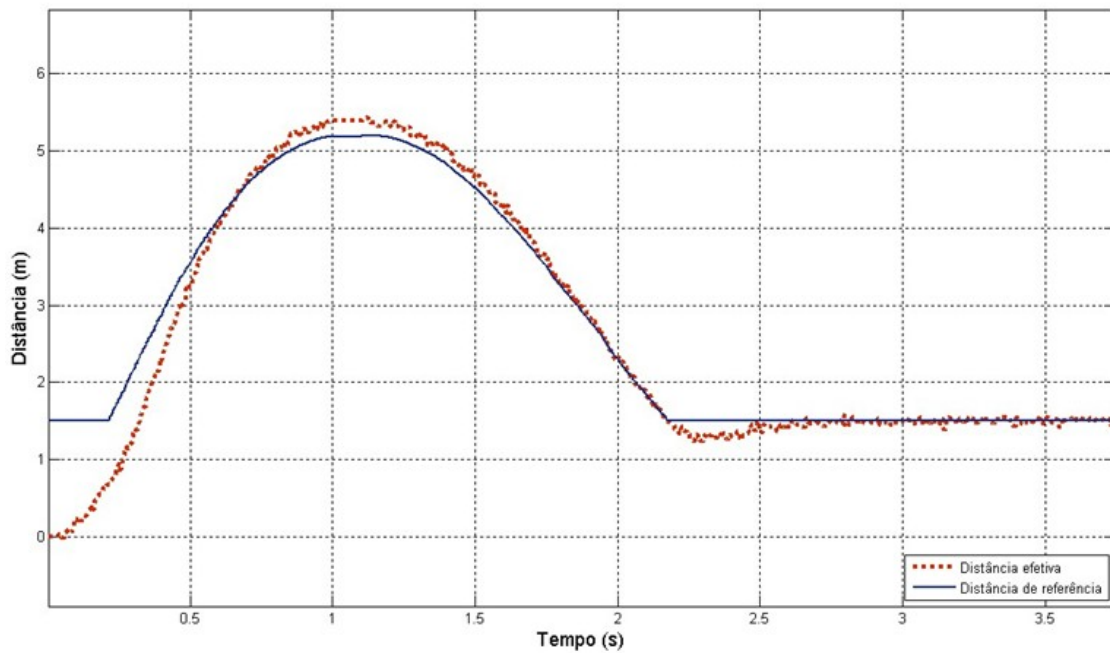


Figura 9. Esforço do controlador frente a solicitação de distanciamento do veículo guia.

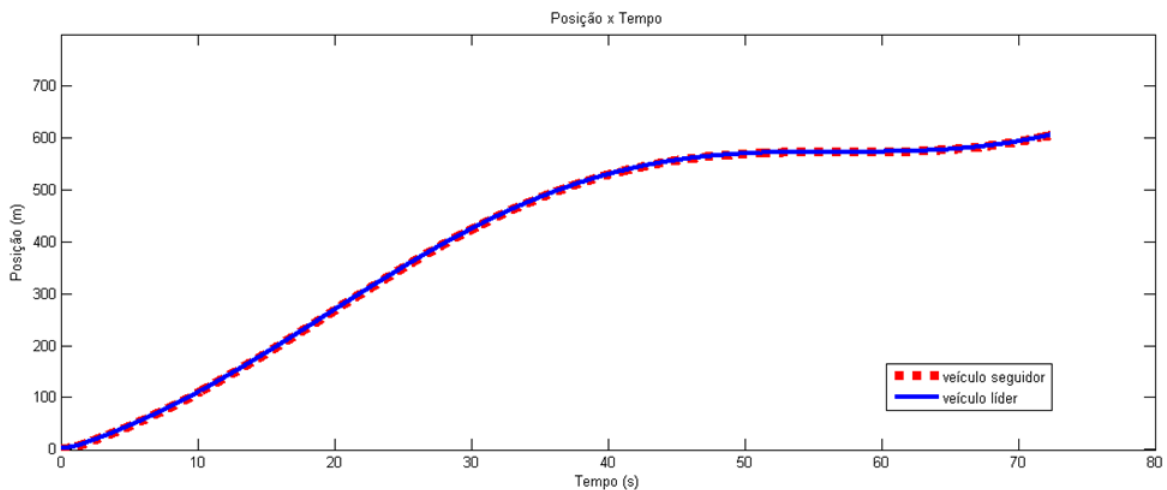


Figura 10. Posição dos veículos para distância inicial de 2m.

Possível perceber, pelas Figs. 12 e 13, que o controle responde de maneira satisfatória, mesmo atingindo uma velocidade acima da do veículo-alvo em alguns pontos. Isto se deve ao fato de o controle priorizar a manutenção da distância de segurança, e ter a velocidade e a aceleração como parâmetros limitadores.

5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

A modelagem realizada neste projeto levou em consideração apenas as forças externas relevantes atuantes no veículo controlado, sendo considerada simples, mas suficiente para estimar a resposta deste a um estímulo. Por resultar em um sistema não-linear, o modelo dificulta a utilização dos métodos típicos de refinamento de controle (como os métodos de Ziegler-Nichols), mas não o conceito de controle PID.

Após a realização de diversos testes no controlador, foi possível observar respostas satisfatórias para seu desempenho. Em todos os casos, a velocidade do veículo controlado igualou-se à velocidade do veículo líder e a distância de segurança foi mantida. Os resultados obtidos são coerentes com a proposta do estudo, que garante a robustez do controlador desenvolvido.

Os valores observados para a distância de segurança variam entre 1m e 2m. É importante ressaltar que o veículo seguidor reagiu bem às variações de velocidade do veículo líder, até mesmo em casos de parada total. Desde que o

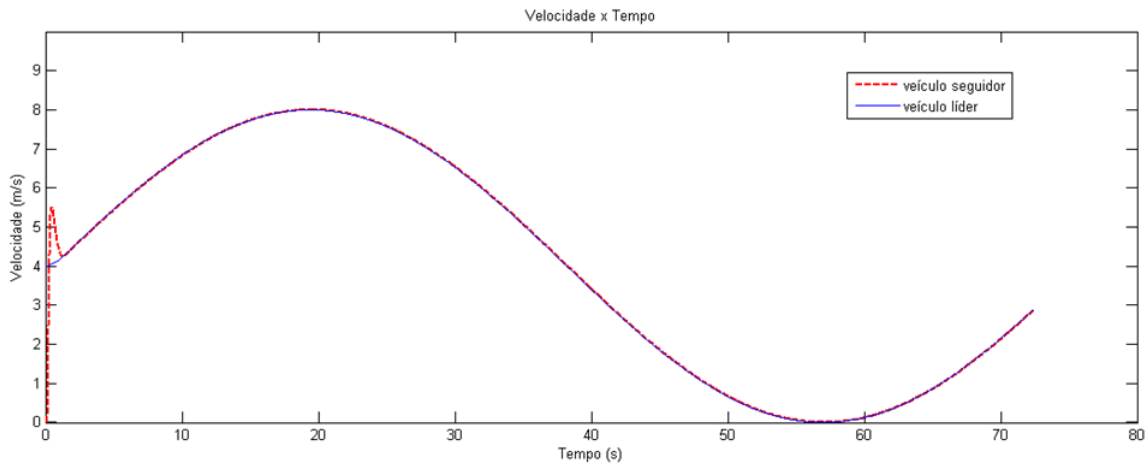


Figura 11. Velocidade dos veículos, onde o veículo-alvo inicia com velocidade de 4 m/s.

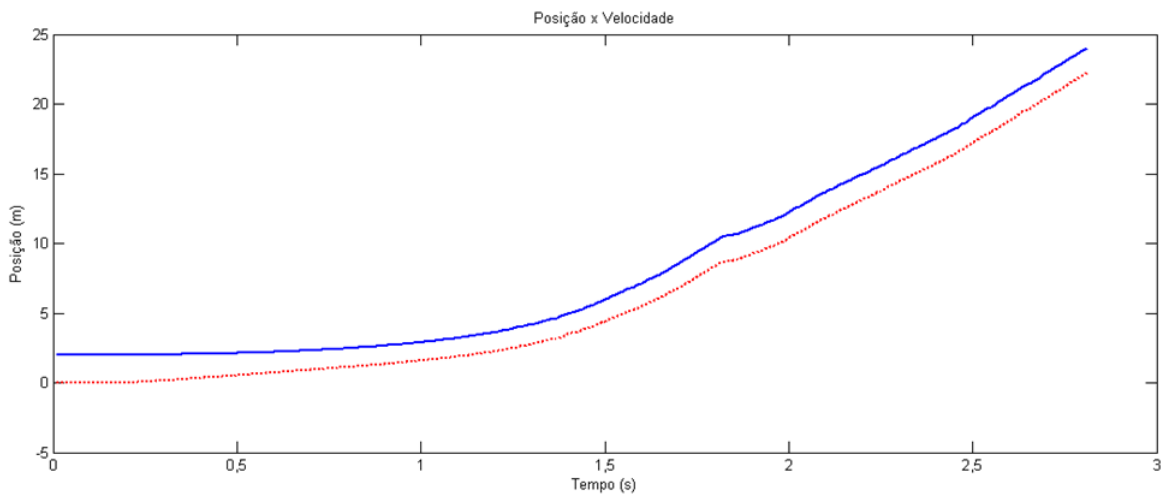


Figura 12. Posição dos veículos para distância inicial de 2m, para uma nova situação.

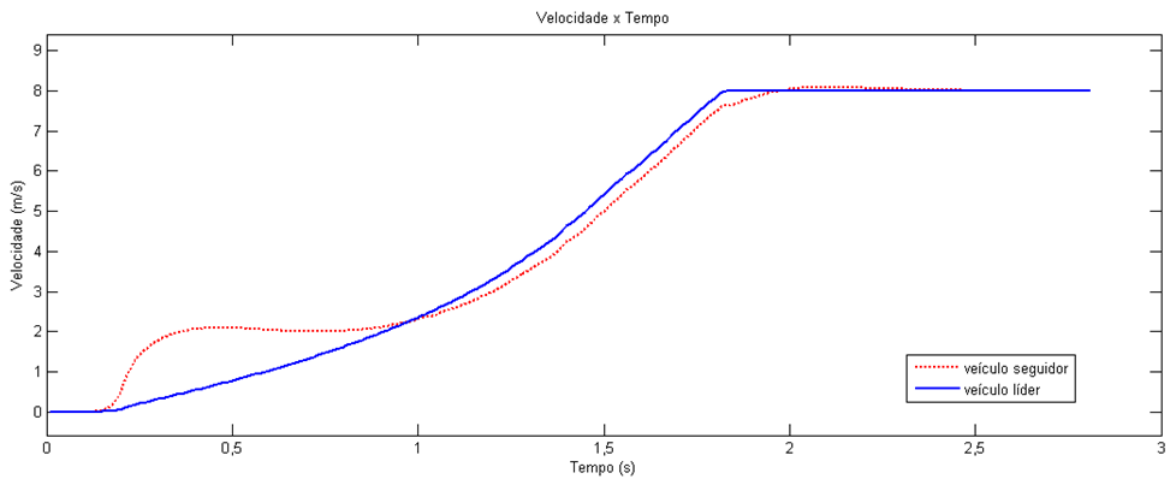


Figura 13. Velocidade dos veículos onde o veículo controlado segue o alvo inicialmente com velocidade relativa nula.

espaçamento inicial entre os carros não seja grande (maior que três metros) e o veículo líder não ultrapasse os 30 Km/h, o veículo seguidor também não ultrapassará esta marca.

Foi demonstrado aqui que a utilização de um controlador PID para estabilizar modelos não-lineares é viável e confiável, sendo necessário apenas atentar ao refinamento e à calibração de seus ganhos perante os requisitos do projeto.

Foi demonstrado também que, com a manipulação dos dados obtidos através do sensor citado, foi possível agregar todas as informações necessárias para atuar como referência no controle do veículo, descartando, para controle longitudinal, a necessidade de sensoriamento adicional.

Cogita-se como trabalho futuro o projeto de um controlador robusto a este modelo, o aprofundamento nos parâmetros da modelagem veicular utilizada e a implementação destes resultados em um veículo experimental, aliando a este técnicas de comunicação entre interfaces veiculares e o controlador. Além disso confrontar resultados com outro tipo de controle, como a lógica fuzzy, para assegurar a eficiência e confiabilidade do sistema. A fim de integrar o controlador ao veículo, será necessário projetar os meios e a interface de comunicação do controlador com os atuadores e sensores, e então, novos testes devem ser realizados com o controlador já instalado.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Prof. Adriano Siqueira, do Laboratório de Mecatrônica-EESC-USP e ao Prof. Luís Carlos Passarini, do Laboratório de Eletrônica Embarcada-EESC-USP, pelo auxílio na detecção de falhas na modelagem.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Referências

- GODBOLE, D. N., LYGEROS, J., 1993, "Longitudinal Control of a Lead Car of a Platoon", Berkeley: Path California, 15 p.
- IOANNOU, P. A., CHIEN, C.C., "Autonomous Intelligent Cruise Control", 1993, IEEE Transactions On Vehicular Technology, Los Angeles, v. 42, n. 4, p.657-672, Mensal.
- IOANNOU, P. A., XU, Z. , 1994, "Throttle and Brake Control Systems for Automatic Vehicle Following", Berkeley: Path California, 32 p.
- OGATA, K., 2003, "Engenharia de Controle Moderno", 200 4. ed. Boston: Pearson Prentice-hall.
- SAMPAIO, R. C. B., BECKER, M., 2009, "Mechatronic Servo System Applied To A Simulated-Based Autothrottle Module", 20th International Congress of Mechanical Engineering, Gramado, Brazil, 2009, 1-10
- SHEIKHOLESLAM, S.; DESOER, C. A., 1989, "Longitudinal Control of a Platoon of Vehicles I: Linear Model", Berkeley: Escholarship, 27 p.
- VENHOVENS, P., NAAB, K., ADIPRASITO, B., 2000, "Stop and Go Cruise Control", International Journal of Automotive Technology, Munich, v. 1, n. 2, p.61-69.

8. DIREITOS AUTORAIS

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

SIMULATION OF A VEHICLE ACTIVE CRUISE CONTROL ON HEAVY TRAFFIC CONDITIONS

Gabriel Serrano de Lima, gabsdlima@gmail.com¹

Luiz Henrique Nardi Pinto, luiz_nardi@yahoo.com.br¹

Rafael Coronel Bueno Sampaio, rafaelc@sc.usp.br¹

Marcelo Becker, becker@sc.usp.br¹

¹Mechatronics Lab-SEM-EESC-USP, Department of Mechanical Engineering - School of Engineering of São Carlos - EESC/ USP - Av. Trabalhador Sao Carlense, 400 - Pq. Arnold Schimidt - Zip code: 13566-590 - São Carlos - SP/ Brazil

Resumo. *This essay consists in developing a longitudinal adaptative cruise control system that reads the vehicle speed and, when in heavy urban traffic situation, takes the distance from the element ahead and accelerates/breaks the vehicle automatically. Therefore, it is possible to eliminate the action of stepping on break and accelerator when the vehicle is in such circumstances. The motivation of this essay is, beyond to provide higher safety and comfort to the driver and pedestrians, reduce fuel use, optimize its performance and rise the urban traffic lines' capacity. A vehicular dynamical study was done, considering a non-linear model assuming safety and comfort requirements, from which was designed a PID controller to tune the distance between the vehicle and the element ahead. The controller design considered modifications on the feedback control equations, optimizing its performance and gain tuning flexibility.*

Keywords: *Vehicle Dynamics, Longitudinal cruise control, Active Cruise Control, PID controller, Mechatronics*