



Suavização de Oscilações em Barra de Pulverização com Input Shapping e Controle Adaptativo Robusto por Modelo de Referência

Gleilson M. Lima¹, Josenalde B. Oliveira^{1,2}

¹Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecatrônica
– Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN)
CEP 59078-900 – Caixa postal 1524 – Natal – RN – Brasil

²Laboratório de Tecnologias Aplicadas às Ciências Agrárias (TAPIOCA/UFRN)
Escola Agrícola de Jundiá
RN 160 - Km 03 - Distrito de Jundiá – Macaíba – RN – Brasil

gleilsondemedeirolima@gmail.com, josenalde.oliveira@ufrn.br

Abstract. *The need for the sprayer boom to be parallel to the ground during operation requires active suspension systems with controllers that minimize oscillations associated with rolling movement. This work proposes the integration of the zero-vibration (ZV) input shaping technique with model-based robust adaptive controllers, the MRAC and the VS-MRAC, comparing their results. The robustness of VS-MRAC is evidenced with gains in tracking and control signal when it is integrated into input shaping.*

Resumo. *A necessidade da barra de pulverização agrícola estar paralela ao solo durante a operação requer sistemas de suspensão ativa com controladores que reduzam ao máximo as oscilações associadas ao movimento de rolagem. Este trabalho propõe a integração da técnica input shaping de vibração nula (ZV) com controladores adaptativos robustos baseados em modelo, o MRAC e o VS-MRAC, comparando seus resultados. A robustez do VS-MRAC é evidenciada com ganhos de rastreamento e sinal de controle quando o mesmo é integrado ao input shaping.*

1. Introdução

A produtividade agrícola possui entre seus principais fatores limitantes a aplicação controlada de fertilizantes e defensivos, sendo a barra de pulverização um dos principais implementos acoplado às máquinas agrícolas para esta finalidade. É fato que os movimentos da barra ao longo da operação apresentados na Figura 1, principalmente a rolagem em torno do eixo X , impactam o padrão de distribuição dos produtos, podendo gerar áreas sem cobertura e irregulares. Consequentemente a uniformidade e qualidade da pulverização

térrea depende da estabilidade do sistema de suspensão e estes requisitos de desempenho são atingidos com a minimização das oscilações na barra que deve permanecer paralela ao solo durante a operação.

Como solução comum para baixas frequências nas máquinas agrícolas tem-se a suspensão ativa pendular. O ajuste do ângulo α na Figura 1 é de interesse prático, como em [Deprez et al. 2002] que avaliaram o controlador em avanço com alocação de polos e zeros com base no lugar das raízes, sendo o atuador um motor DC em cenário com velocidades de deslocamento entre $2 - 3 \text{ m s}^{-1}$ e 27m de comprimento de barra. Os controladores tem sido projetados com base em modelos identificados de segunda ordem subamortecidos, como em [Deprez et al. 2002] e [Cui et al. 2019a]. Neste último os autores justificam a necessidade de robustez às perturbações não modeladas e incertezas paramétricas incidentes, principalmente com o aumento da velocidade do trator. Uma solução com dois graus de liberdade (2-DOF) foi apresentada por [Cui et al. 2019b], com compensador antecipatório de velocidade e PID em malha fechada, obtendo uma redução efetiva nas oscilações em testes de transitório, rastreamento senoidal e robustez às perturbações. Esta ideia remete à clássica técnica de modelagem de entradas (*input shaping*) para suavização (idealmente cancelamento) de vibrações denominada *posicast* [Smith 1957], inicialmente apenas em *feedforward*, mas posteriormente integrada em malha fechada por [Hung 2003]. Consiste basicamente de um controle em malha aberta que realiza a convolução do sinal de entrada com uma sequência de impulsos (Figura 2), cujas amplitudes e instantes de aplicação são função da frequência natural ω_n e do coeficiente de amortecimento ξ do sistema [Singh and Singhose 2002].

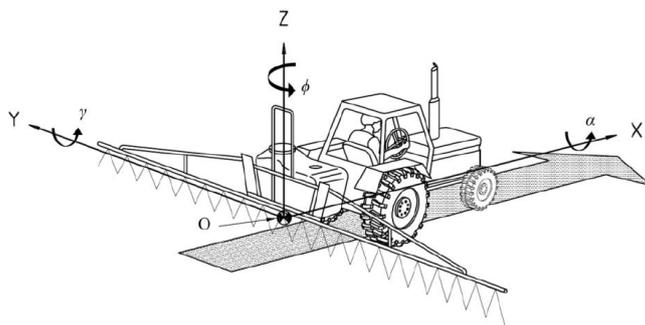


Figura 1. Movimento de rotação (rolagem) da barra de pulverização em torno do eixo X [Kappaun et al. 2021]

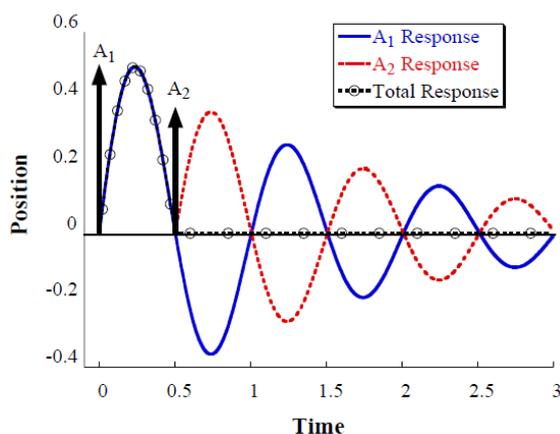


Figura 2. Ideia base do *input shaping* com dois impulsos

Desde então vários *shapers* foram propostos e aplicados [Kasprowiak et al. 2022,

Mohammed et al. 2020], partindo da versão mais simples com apenas dois sinais (*Zero Vibration ZV*), também denominado *posicast* de meio ciclo. Versões mais robustas à incertezas paramétricas como o *Zero Vibration Derivative (ZVD)* foram comparadas em [Singhose et al. 1995] e estratégias adaptativas como em [Dhame and Jayasuriya 2003] e de identificação de frequências [Chatlatanagulchai et al. 2015, Chu and Hu 2016, Goubej et al. 2020] foram combinadas nesta mesma perspectiva de agregação de insensibilidade paramétrica e reprojeção em tempo de execução. Não identificou-se contudo aplicações do *input shaping* em sistemas de suspensão de máquinas agrícolas ou de seus implementos, como é o caso de barras de pulverização. Outras abordagens de *shapers* robustos baseiam-se na integração de controle por estrutura variável e seus modos deslizantes (*sliding modes*, SMC) [Utkin et al. 2009]. O SMC é uma técnica não linear que tem como base uma lei de controle chaveada, função das variáveis de estado do sistema. A união do SMC com o controle adaptativo por modelo de referência (MRAC) originou o denominado VS-MRAC, que depende apenas de medidas da entrada e saída da planta e mantém as características de robustez à incertezas paramétricas, distúrbios e dinâmicas não modeladas [Costa and Hsu 1992]. O VS-MRAC desde então evoluiu consideravelmente em sua abordagem direta e indireta, enfatizando aspectos práticos de implementação e suavização do sinal chaveado de alta frequência [Dias et al. 2021].

Este trabalho apresenta resultados do *input shaping ZV* aplicado ao modelo da suspensão ativa de barra de pulverização conforme [Cui et al. 2019a]. Em seguida é projetado um controlador MRAC em conjunto com o ZV na configuração 2-DOF, com simulação nos problemas de rastreamento de trajetória senoidal e posicionamento angular da barra, sujeito à distúrbios externos. Estes resultados são então comparados ao VS-MRAC padrão em termos de robustez.

2. Definição do Problema

O sistema de suspensão ativa deve garantir que a barra siga as ondulações de baixa frequência do terreno de modo a mantê-la paralela ao solo. Os "braços" laterais são conectados ao eixo central por juntas de revolução. A Figura 3 adaptada de [Cui et al. 2019a] descreve geometricamente o sistema. A barra é suspensa do suporte pela haste OP e o ponto P é o centro de massa. A haste é conectada ao suporte na junta localizada no ponto O , que forma um ângulo ϕ com a vertical. Sob ação apenas de suspensão passiva, a barra gira sobre O , mas sob ação do sistema de controle que varia o comprimento do cilindro l_d , também gira em torno de P . As alturas relativas ao alvo são medidas nas extremidades

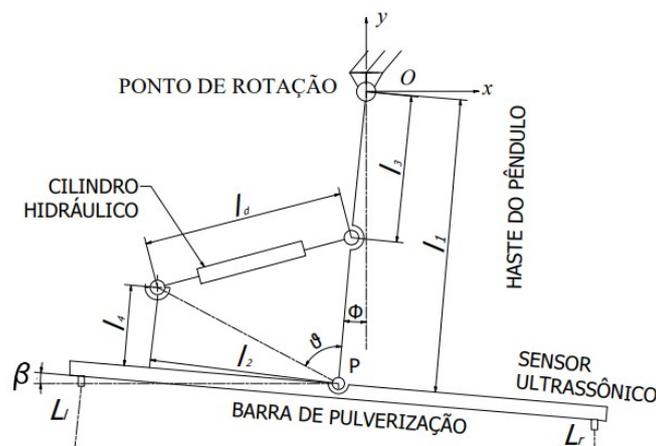


Figura 3. Descrição geométrica da suspensão ativa pendular. Adaptada de [Cui et al. 2019a]

pelos sensores ultrassom L_l e L_r , que permitem calcular o ângulo de inclinação β da barra em relação ao alvo, dada a distância D_L entre os dois sensores:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{L_r - L_l}{D_L} \right) \quad (1)$$

A cadeia cinemática dos vetores associados aos elos fixos l_i , $i = 1, 2, 3, 4$ é dada por: $\vec{l}_1 + \vec{l}_2 + \vec{l}_4 = \vec{l}_3 + \vec{l}_d$, onde l_d é o componente ajustável incorporado ao cilindro. Visto que quando a haste OP está na vertical o comprimento inicial do cilindro é l_{d0} , conclui-se que o deslocamento y_d da haste do pistão é dada por $y_d = l_d - l_{d0}$. O detalhamento da modelagem pelo método de Lagrange pode ser visto em [Cui et al. 2019a]. Aqui é utilizado o modelo que relaciona a entrada l_d em metros com o ângulo de saída β da barra, cujos parâmetros foram obtidos em [Cui et al. 2019a] por mínimos quadrados não linear e é dado por:

$$\frac{\beta(s)}{l_d(s)} = \frac{c_2 s^2 + c_1 s + c_0}{s^2 + b_1 s + b_0} = \frac{-0.0058 s^2 + 67.29 s + 174.2}{s^2 + 0.834 s + 1.993} \quad (2)$$

com zeros em -2.59 e $+11,604$ e polos estáveis em $-0.417 \pm 1.35j$. Este zero instável em $+11,604$ pode ser visto como uma dinâmica parasita que será desconsiderada para o projeto do modelo de referência com grau relativo unitário. Fazendo $c_2 = 0$ e denominando k_p o ganho de alta frequência da planta, (2) pode ser escrita como:

$$G(s) = k_p \frac{s + b_1}{s^2 + a_1 s + a_2} = 67.29 \frac{s + 2.588}{s^2 + 0.834 s + 1.993} \quad (3)$$

3. Projeto de Controladores Input Shaping, MRAC e VS-MRAC

O controlador ZV é projetado conforme [Singh and Singhose 2002], de modo que a amplitude A_1 é dada por:

$$A_1 = \frac{1}{1 + K}, \quad K = e^{\left(\frac{\xi \pi}{\sqrt{1 - \xi^2}} \right)} \quad (4)$$

e $A_2 = 1 - A_1$. O primeiro pulso é aplicado em $t_1 = 0$ e o segundo pulso de amplitude A_2 é aplicado em $t_2 = \frac{\pi}{\omega_d} = \frac{T_d}{2}$, com $\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$ e T_d é o período de amortecimento. Portanto o sinal de comando $X(s)$ (neste caso a referência) é composto por estas duas partes (Figura 4) gerando o sinal $X_s(s)$ [Oliveira and Boaventura-Cunha 2013]. Usualmente o subscrito s refere-se neste contexto a *shaped*. Para a planta (2), os parâmetros do ZV são: $A_1 = 0.73$, $A_2 = 0.27$, $t_2 = 2.33s$.

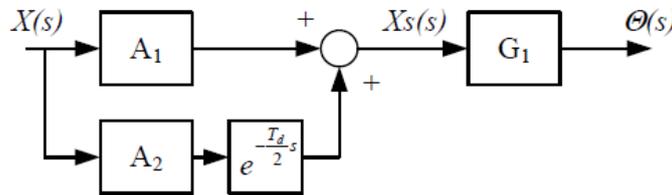


Figura 4. Esquema básico de controlador ZV

A integração em malha fechada de um modelo de referência sobreamortecido e com convergência mais rápida é uma estratégia bastante utilizada. O projeto consiste basicamente em definir este modelo $M(s)$ e estabelecer as leis adaptativas para os parâmetros do controlador, considerando uma abordagem direta [Ioannou and Sun 2012]. Por exemplo, na Figura 5 é perceptível a ideia de fazer a planta se comportar como um modelo mais rápido que (2) com polos em $-0.8 \pm 0.4j$ e $r = 0.01m$. Além disto, apresenta o resultado de aplicação do ZV em (2), com notável redução de overshoot de 49% para 8% e tempo de estabilização de 11s para 6s.

$$M(s) = \frac{y_m}{r} = \frac{67.29}{s^2 + 1.6s + 0.8} \quad (5)$$

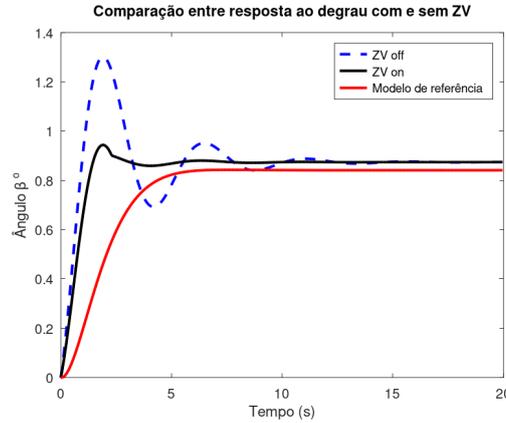


Figura 5. Modelo de referência sobreamortecido

O controlador MRAC para sistema de segunda ordem tem sinal de controle u dado por:

$$u = \theta_{v1}v_1 + \theta_2y + \theta_{v2}v_2 + \theta_4r, \quad (6)$$

com $\dot{v}_1 = -\lambda_1v_1 + gu$, $\dot{v}_2 = -\lambda_1v_2 + gy$. Neste caso, $\lambda_1 = 0.8$, $g = 0.1$. Com base na teoria de estabilidade de Lyapunov, A lei adaptativa para o vetor de parâmetros do controlador θ é dada por:

$$\dot{\theta}_{v1} = -\gamma_1ev_1 \quad \dot{\theta}_2 = -\gamma_2ey \quad \dot{\theta}_{v2} = -\gamma_3ev_2 \quad \dot{\theta}_4 = -\gamma_4er \quad (7)$$

onde $e = y - y_m$ e $\gamma_1 = 0.1$, $\gamma_2 = 0.1$, $\gamma_3 = 0.5$, $\gamma_4 = 0.1$.

A modificação em (7) para agregar estrutura variável e obter o VS-MRAC consiste em utilizar projeção, ou seja, a hipótese de que limitantes superiores são conhecidos para os parâmetros do controlador, definindo as amplitudes dos relés de modo a garantir uma condição suficiente de estabilidade assintótica, com a condição $\bar{\theta} > |\theta^*|$. Ou seja, as leis chaveadas se tornam:

$$\theta_{v1} = -\bar{\theta}_{v1}sign(ev_1) \quad \theta_2 = -\bar{\theta}_2sign(ey) \quad \theta_{v2} = -\bar{\theta}_{v2}sign(ev_2) \quad \theta_4 = -\bar{\theta}_{v1}sign(er) \quad (8)$$

e, para a planta em (3) e modelo de referência com ganho unitário dado por:

$$M(s) = \frac{y_m}{r} = \frac{s + 0.8}{s^2 + 1.6s + 0.8} \quad (9)$$

os relés são projetados com $\bar{\theta}_{v1} = 1.9$, $\bar{\theta}_2 = 0.02$, $\bar{\theta}_{v2} = 0.03$, $\bar{\theta}_4 = 0.02$.

Para a referência $\beta_d = 1^\circ$, foi considerada a adição de perturbação senoidal de amplitude 3° e frequência 0.1 Hz para $t \geq 15s$. A Figura 6 apresenta resultados do MRAC e VS-MRAC com ZV. Há uma pequena redução das métricas de somatório do erro quadrático (ISE) e do total do módulo do sinal de controle, conforme Tabela 1. A insensibilidade do VS-MRAC ao distúrbio é visível, embora com sinal l_d chaveado.

4. Simulações e Resultados

4.1. Caso 1: Posicionamento da barra a partir do repouso $\beta = 0^\circ$

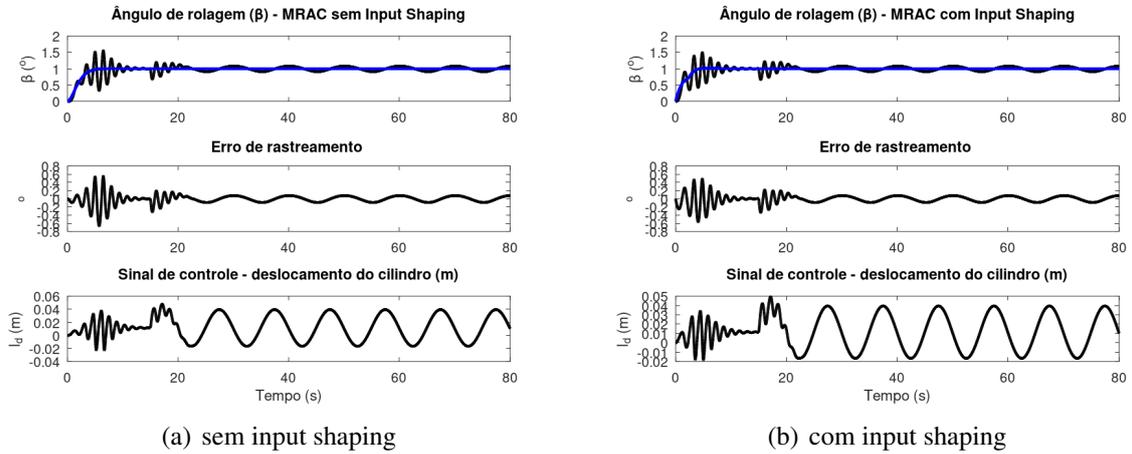


Figura 6. MRAC para $\beta_d = 1^\circ$ com perturbação $3\sin(0.2\pi t)$ para $t \geq 15s$

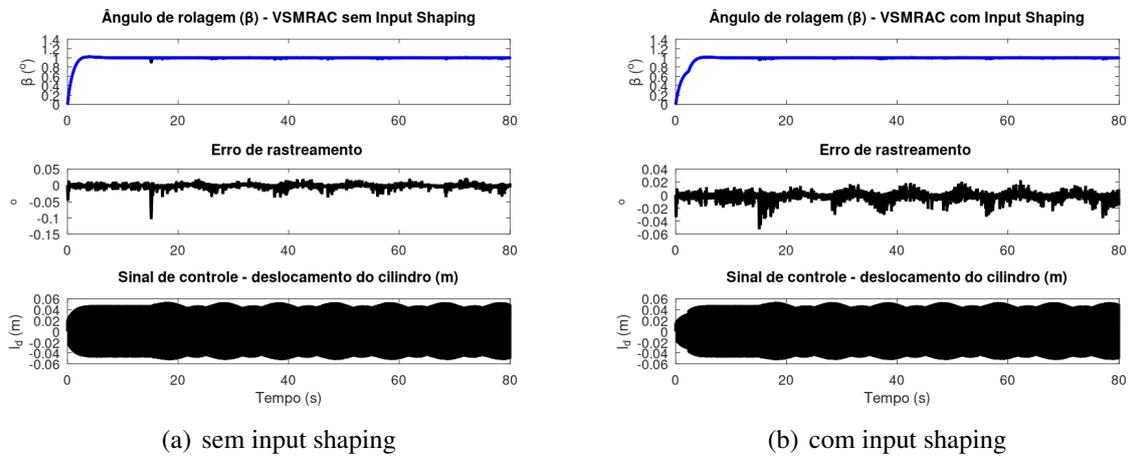


Figura 7. VS-MRAC para $\beta_d = 1^\circ$ com perturbação $3\sin(0.2\pi t)$ para $t \geq 15s$

Para a referência $\beta_d = 1^\circ$, foi considerada a adição de perturbação senoidal de amplitude 3° e frequência 0.1 Hz para $t \geq 15s$. A Figura 6 apresenta resultados do MRAC com e sem ZV. Há uma pequena redução das métricas de somatório do erro quadrático (ISE) e do total do módulo do sinal de controle, conforme Tabela 1. A insensibilidade do VS-MRAC ao distúrbio é visível na Figura 7, embora com sinal l_d chaveado.

4.2. Caso 2: Rastreamento de referência senoidal

Neste cenário, um movimento de rolagem foi simulado com amplitude de 3° à frequência de 0.1 Hz conforme [Cui et al. 2019b]. Tendo em vista o padrão observado de redução no ISE com a inclusão do ZV, o MRAC e VS-MRAC são apresentados apenas com ZV integrado, na Figura 8.

Tabela 1. Métricas comparativas

Controlador	Caso 1		Caso 2	
	ISE	$\sum u $	ISE	$\sum u $
MRAC	100.63	149.67	336.92	158.05
MRAC-ZV	95.83	149.91	335.58	153.46
VS-MRAC	0.74	376.90	1.01	659.06
VS-MRAC-ZV	0.55	374.01	1.12	653.59

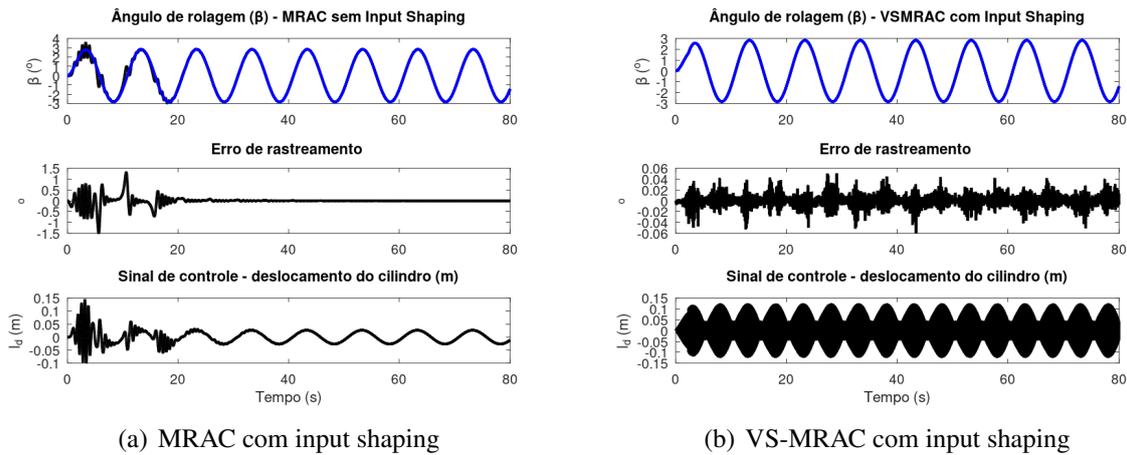


Figura 8. MRAC e VS-MRAC para $\beta_d = 3\sin(0.2\pi t)$, ondulação do terreno

5. Conclusões

Este trabalho apresentou o efeito do controle *feedforward* Zero Vibration para redução de oscilações em modelo matemático de barra de pulverização, em problemas de posicionamento angular e seguimento de trajetória senoidal replicando o movimento do trator em operação. Quando em malha aberta, a redução é significativa. Ao integrar-se com controladores MRAC e VS-MRAC em malha fechada o benefício do ZV é em parte compensado pela realimentação, necessitando de reprojeção em tempo de execução com base na saída da planta para maior efeito. Contudo, aponta para redução de erro de rastreamento e sinal de controle. Em trabalhos futuros, técnicas de suavização do comando u para o VS-MRAC podem ser avaliadas, bem como comparação com outras técnicas, como VS-APPC (alocação de polos) e VS-ABC (*backstepping*).

6. Agradecimentos

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Código de Financiamento 001

Referências

- Chatlatanagulchai, W., Chotana, S., and Prutthapong, C. (2015). Direct adaptive input shaping using on-line frequency information and extremum-seeking optimization. *Ka-satsart Journal - Natural Science*, 49(4):626–638.
- Chu, Z. and Hu, J. (2016). An improved recursive least square-based adaptive input shaping for zero residual vibration control of flexible system. *Advances in Mechanical Engineering*, 8(4):1–14.

- Costa, R. and Hsu, L. (1992). Robustness of vs-mrac with respect to unmodelled dynamics and external disturbances. *Adaptive Control and Signal Processing*, 6(1):19–33.
- Cui, L., Mao, H., and Xue, X. (2019a). Hydraulic-drive roll movement control of a spray boom using adaptive robust control strategy. *Advances in Mechanical Engineering*, 11(2):1–15.
- Cui, L., Xue, X., Le, F., Mao, H., and Ding, S. (2019b). Design and experiment of electro hydraulic active suspension for controlling the rolling motion of spray boom. *Int J Agric and Biol Eng*, 12(4):72–81.
- Deprez, K., Anthonis, J., Ramon, H., and Brussel, H. (2002). Development of a slow active suspension for stabilizing the roll of spray booms, part 2: controller design. *Biosystems Engineering*, 81(3):273–279.
- Dhame, A. and Jayasuriya, S. (2003). Increasing the robustness of the input-shaping method using adaptive control. In *Proceedings of American Control Conference*, volume 2, pages 1578–1583.
- Dias, S., Queiroz, K., and Araújo, A. (2021). Controlador adaptativo robusto para o processo de tanque quádruplo. In *XV Simpósio Brasileiro de Automação Inteligente*, pages 1392–1399.
- Goubej, M., Vyhlídal, T., and Schlegel, M. (2020). Frequency weighted h2 optimization of multi-mode input shaper. *Automatica*, 121:109202.
- Hung, J. (2003). Feedback control with posicast. *IEEE Trans on Ind Electronics*, 50(1):94–99.
- Ioannou, P. and Sun, J. (2012). *Robust Adaptive Control*. Dover, New York, 2nd edition.
- Kappaun, R., Meira Jr., A., and Walber, M. (2021). Parameters for modeling passive suspensions of spray bars. *Engenharia Agrícola*, 41(3):368–378.
- Kasprowiak, M., Parus, A., and Hoffmann, M. (2022). Vibration suppression with use of input shaping control in machining. *Sensors*, 22(2186):1–22.
- Mohammed, A., Alghanim, K., and Andani, M. (2020). An adjustable zero vibration input shaping control scheme for overhead crane systems. *Shock and Vibration*, 2020(7879839):1–7.
- Oliveira, P. and Boaventura-Cunha, J. (2013). Gantry crane control: a simulation case study. In *2013 2nd Experiment@ International Conference (exp.at'13)*, pages 58–63.
- Singh, T. and Singhose, W. (2002). Input shaping/time delay control of maneuvering flexible structures. In *Proceedings of the 2002 American Control Conference*, volume 3, pages 1717–1731.
- Singhose, W., Singer, N., and Seering, W. (1995). Comparison of command shaping methods for reducing residual vibration. In *Proceedings of European Control Conference*, pages 1126–1131.
- Smith, O. (1957). Posicast control of damped oscillatory systems. In *Proceedings of the IRE*, pages 1249–1255.
- Utkin, V., Guldner, J., and Shi, J. (2009). *Sliding Mode Control in Electro-Mechanical Systems*. CRC Press, Boca Raton, 2nd edition.