

CONTROLE ATIVO DE VIBRAÇÃO EM SUSPENSÃO DE BARRAS PARA PULVERIZADORES AGRÍCOLAS TRACIONADOS

Cristiano Okada Pontelli

Máquinas Agrícolas Jacto S/A, R. Dr. Luis Miranda, 1650,
CEP 17580-000, Pompeia, SP, e-mail: pontelli@jacto.com.br

Mário Francisco Mucheroni

Depto. Eng. Mecânica, EESC-USP, Av. Trabalhador São-carlense, 400,
CEP 13566-590, e-mail: mariofm@sc.usp.br

Resumo

Para obtenção de grande produtividade e bom rendimento operacional no campo são necessários cada vez mais equipamentos de grande capacidade operacional e automatismo. Neste trabalho foram analisados os controles ativos de uma suspensão de barra para pulverizadores agrícolas tracionados através do *software* comercial de simulação de dinâmica de corpos rígidos ADAMS. Foram utilizados dois tipos de entrada para análise de desempenho: harmônica e transiente. Para a entrada harmônica foi empregada amplitude fixa e frequência variável. Para a entrada transiente foram avaliadas três condições de velocidades: 5,0; 7,5; e 10 km/h. Os resultados mostraram que os sistemas ativos possuem vantagens em relação aos sistemas passivos, assim como apresentam melhor desempenho do sistema ativo PID FUZZY em relação ao sistema PID ON-OFF, porém, à custa de aumento da potência consumida.

Palavras-chave: pulverizadores tracionados, suspensão ativa de barras, controle ativo, lógica FUZZY.

Introdução

A aplicação de produtos agroquímicos é uma operação importante no campo e se torna cada vez mais utilizada em virtude da grande demanda por melhor produtividade para atender a uma população crescente. Por essa razão há uma tendência em utilizar esses produtos agroquímicos de maneira concentrada, com técnicas de baixo volume. Também observa-se o crescente custo dos produtos agroquímicos em conjunto com as crescentes pressões ambientais requerendo pulverizadores capazes de distribuir de maneira uniforme o produto no campo dentro de aceitáveis tolerâncias.

Um dos parâmetros mais críticos na aplicação desses produtos é a estabilidade da barra de pulverização. A estabilidade de barra é uma característica essencial para uma ótima aplicação dos produtos agroquímicos (Ramon, 1993). Movimentos verticais nos bicos de pulverização são causados pelos movimentos combinados de rolagem (*roll*) e guinada (*yaw*) do pulverizador acoplado no trator. Contínuas mudanças de altura entre o bico de pulverização e a cultura provocam sub ou sobredosagem. Esse fenômeno é mais evidente nas extremidades da barra onde movimentos extremos de rolagem (*roll*) provocam a colisão do bico de pulverização com o solo. Desta forma, algumas áreas da cultura não são tratadas apropriadamente, enquanto outras recebem grandes quantidades de agroquímicos.

Uma suspensão de barra eficiente conduz a uma boa precisão na pulverização. Pulverizadores convencionais são equipados com sistemas de suspensões passivas, a fim de manter a barra de pulverização a uma altura constante da cultura. Há também mecanismos que podem ser acionados a partir da cabine do trator. Através de um cilindro hidráulico o operador impede que a ponta da barra encoste no chão. Mais recentemente estão sendo desenvolvidas suspensões ativas de barra onde os cilindros hidráulicos são acionados através de sinais enviados a partir de sensores ultrassônicos instalados na ponta da barra (Frost, 1984).

Para avaliar a variação da posição da ponta da barra em condições de campo, Queiroz *et al.* (2004) utilizaram a técnica de videografia em dois tipos de suspensão, cada uma submetida a duas condições de manejo de solo em área florestal. Os autores concluíram que a utilização de câmeras de vídeo para aquisição das imagens e posterior tratamento das mesmas é uma técnica adequada para tal tipo de avaliação.

Atualmente há necessidade de uso de sistemas de controle ativos, pois o desempenho de suspensões passivas é muito deficiente e não satisfaz os padrões de qualidade exigidos pelos modernos sistemas agrícolas (Ramon, 1996). Suspensões ativas de barra têm sido estudadas por vários pesquisadores, e entre eles se destacam Ramon (1993) e Anthonis (1999). As suspensões ativas têm sido projetadas incluindo a capacidade de atenuar deformações elásticas

das estruturas das barras dos pulverizadores. Embora esses desenvolvimentos estejam no início, os resultados já obtidos vêm consolidar a ideia da eficiência do controle ativo para suspensão de barras.

Assim, é objetivo central deste trabalho analisar algumas estratégias de controle ativo para suspensão de barras de pulverizadores agrícolas traçados, a fim de obter reduções significativas nos níveis de vibração. Deve-se levar em consideração que há limitações nos componentes que irão trabalhar ativamente no sistema com relação à potência consumida.

Materiais e Métodos

Neste trabalho realizou-se o modelamento completo de um equipamento agrícola especificado como Advance 3000-24, mostrado na Figura 1. Em virtude da complexidade desse modelo utilizou-se o *software* de modelagem de corpos rígidos ADAMS®.

O modelo construído no ADAMS® foi simplificado, tendo os principais componentes mecânicos modelados conforme mostra a Figura 2. A Tabela 1 apresenta as propriedades físicas dos componentes utilizados.

Como o controle da suspensão da barra do pulverizador é o foco do trabalho, foi feito um detalhamento maior desse sistema, conforme mostra a Figura 3.

Para a modelagem da suspensão foi necessário o levantamento das características das molas e amortecedores conforme descrito a seguir.

O amortecedor utilizado é o da marca COFAP, modelo 6560, e tem por característica a curva apresentada na Figura 4. O modelo completo utiliza dois amortecedores na ligação do quadro móvel com o quadro oscilante.

A mola vertical possui constante de rigidez igual a 52 N/mm e um comprimento inicial de 450 mm. O conjunto suspenso por essa mola pesa 7020 N, provocando deslocamento estático igual a 135 mm.



Figura 1 Equipamento utilizado para simulação e validação experimental.

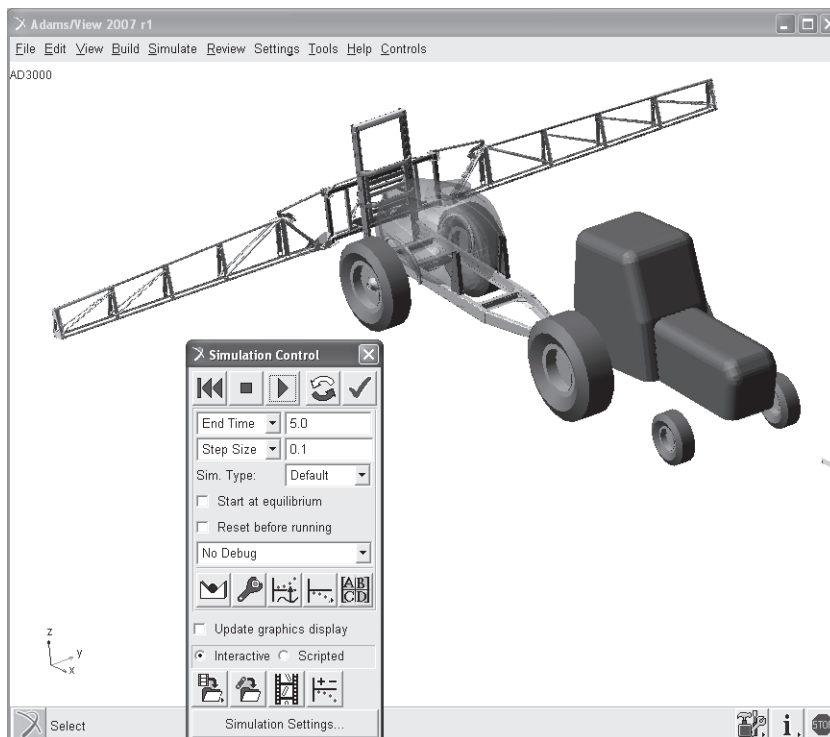


Figura 2 Vista em perspectiva do modelo simplificado no *software* ADAMS®.

Tabela 1 Características físicas dos principais componentes.

a) Coordenadas	Referência (0,0,0) (engate da máquina)		
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Barras	-5000	0	800
Reservatório + eixo + pneus	-3850	0	25
Chassi + quadro fixo	-3250	0	515
Quadro móvel	-5015	0	980
Quadro oscilante	-5250	0	1000
Suporte da barra	-5000	1050	880
b) Momentos de inércia (*)	I_{xx} [kg.m ²]	I_{yy} [kg.m ²]	I_{zz} [kg.m ²]
Barra esquerda	1700	1800	1800
Barra direita	1700	1800	1800
Reservatório + eixo + pneus	915	850	800
Chassi + quadro fixo	4000	4000	650
Quadro móvel	70	50	20
Quadro oscilante	22	16	6
Suporte da barra	3	3	0,5
c) Massas	M [kg]		
Barra esquerda	212		
Barra direita	212		
Reservatório + eixo + pneus	450		
Chassi + quadro fixo	1530		
Quadro móvel	70		
Quadro oscilante	126		
Suporte da barra	23		

(*) Momentos de inércia em relação ao centro de gravidade do componente.

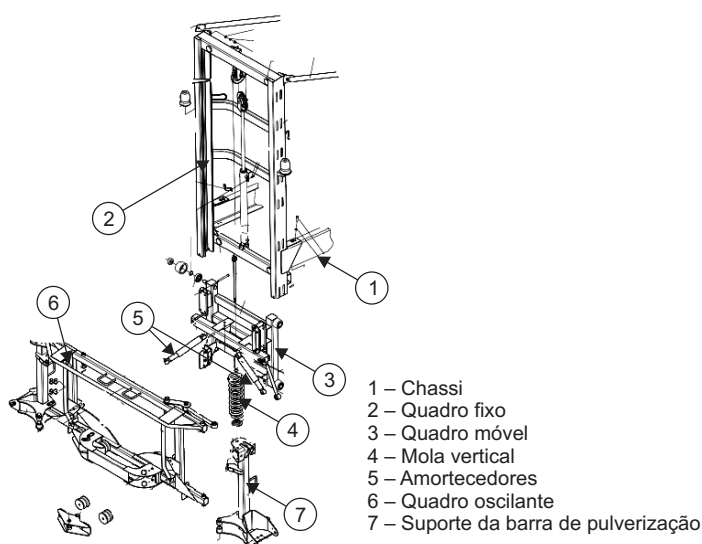


Figura 3 Componentes da suspensão de barra.

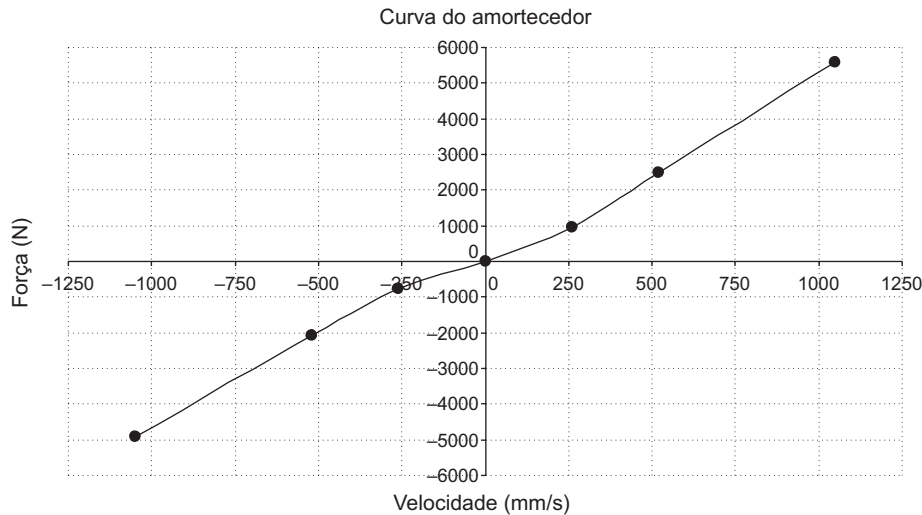


Figura 4 Curva característica do amortecedor utilizado na simulação.

Estratégias de Controle Utilizadas

Para analisar o sistema de controle é necessário inicialmente definir onde será feito o controle e quais as estratégias que serão utilizadas. A Figura 5 mostra uma vista da suspensão da barra onde está apresentada a posição do atuador.

Para o modelo mostrado na Figura 5, foi tomado como entrada o movimento do quadro vertical e como saída o movimento do quadro oscilante. Foram estudadas duas estratégias de controle com variações, que são:

PID + ON-OFF: nesta estratégia a sintonia do sistema PID foi feita através do método de Ziegler-Nichols, obtendo-se os seguintes valores de ganho: $P = 10000$, $I = 100$ e $D = 10$. O controle ON-OFF é ativado para excitações de frequências até 0,25 Hz. Acima desse valor o controle é desligado.

PID + FUZZY: nesta estratégia foram sintonizados cinco controles do tipo PID para excitações na faixa de 0,05-0,25 Hz, utilizando-se a metodologia de projeto de experimentos DOE (*design of experiments*). Foram utilizadas cinco combinações de valores para cada fator do ganho, conforme a frequência analisada:

PID1 – para a frequência 0,05 Hz – $P = 10000$, $I = 0$ e $D = 100$;

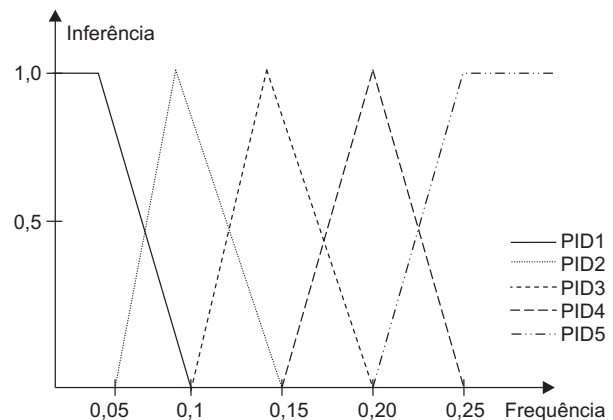
PID2 – para a frequência 0,10 Hz – $P = 0$, $I = 0$ e $D = 0$ (PID desligado);

PID3 – para a frequência 0,15 Hz – $P = 7500$, $I = 0$ e $D = 0$;

PID4 – para a frequência 0,20 Hz – $P = 15000$, $I = 0$ e $D = 0$; e

PID5 – para a frequência 0,25 Hz – $P = 20000$, $I = 0$ e $D = 0$.

Graficamente os dados mostrados podem ser apresentados da seguinte forma:



O método de *defuzificação* para obtenção dos valores intermediários aos encontrados na sequência acima foi o do centro de gravidade (Altrock, 1995).

Resultados das Simulações

Na primeira etapa das simulações foram utilizadas entradas harmônicas mantendo-se as amplitudes fixas e variando-se as frequências.

A Figura 6 mostra a resposta dos sistemas de controle ativos comparados com a resposta do sistema passivo para uma frequência de excitação de 0,05 Hz e uma amplitude angular de 10° .

Pode-se notar que tanto o sistema PID ON-OFF quanto o sistema PID FUZZY apresentam desempenhos melhores que o sistema passivo. Entre os dois sistemas ativos é possível notar pequena diferença de desempenho nessa frequência de excitação.

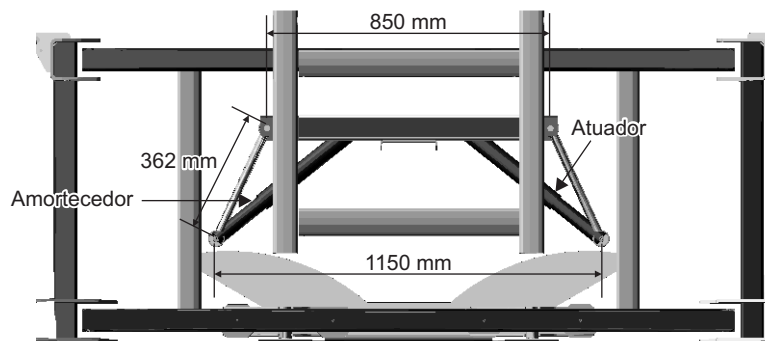


Figura 5 Esquema da suspensão ativa e posição do atuador.

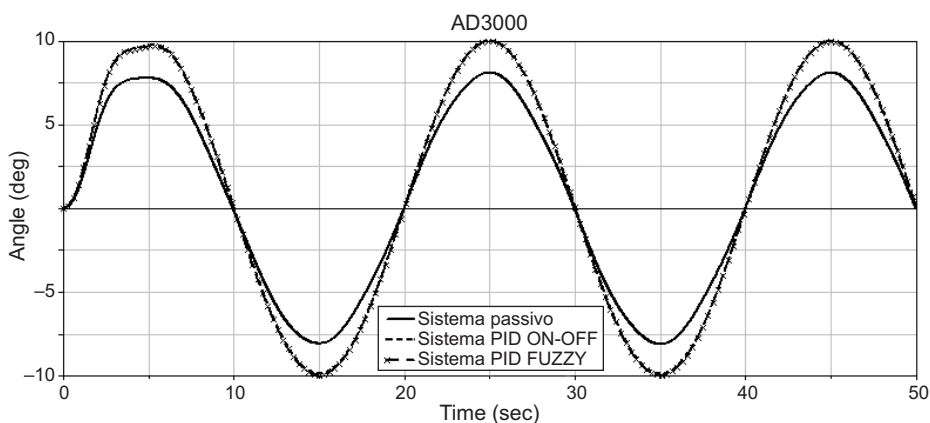


Figura 6 Resposta dos sistemas de controle ativos e passivo para 0,05 Hz.

A Figura 7 mostra a diferença entre o ângulo de entrada do quadro vertical do equipamento e o ângulo do quadro oscilante para os sistemas ativos e o sistema passivo.

Pode-se observar que os sistemas de controle ativos melhoram significativamente o desempenho da suspensão, pois reduzem expressivamente a diferença entre a entrada e a saída. Entre os dois sistemas ativos pode-se notar apenas pequenas diferenças, sendo que o sistema PID FUZZY apresenta desempenho ligeiramente melhor que o PID ON-OFF.

A Figura 8 mostra a potência consumida pelos sistemas de controle ativos quando excitados com uma frequência de 0,05 Hz.

Pode-se notar que o consumo de potência dos sistemas de controle ativos é baixo, em torno de 25 W. O sistema de controle PID FUZZY consome ligeiramente mais potência que o sistema de controle PID ON-OFF.

A Figura 9 mostra as respostas dos sistemas de controle ativos e do sistema passivo para uma frequência de excitação de 0,20 Hz e uma amplitude angular de 10°.

Pode-se notar que o sistema PID FUZZY apresenta desempenho melhor que os demais, pois consegue manter a saída próxima à entrada. O sistema PID ON-OFF apresenta desempenho melhor que o sistema passivo, porém muito inferior se comparado ao sistema PID FUZZY.

A Figura 10 mostra a diferença entre a entrada, ângulo do quadro vertical do equipamento, e a saída, ângulo do quadro oscilante, para os sistemas de controle ativos e o sistema passivo, quando excitados com a frequência de 0,20 Hz.

Pode-se notar nessa figura que o sistema PID FUZZY melhora significativamente o desempenho do sistema, pois reduz muito a diferença entre a entrada e a saída. O sistema PID ON-OFF e o sistema passivo pouco contribuem para a redução dessa diferença.

A Figura 11 mostra a potência consumida pelos sistemas de controle ativos quando excitados com uma frequência de 0,20 Hz.

Pode-se notar que o consumo de potência para o sistema PID FUZZY é menor que o consumo de potência do sistema PID ON-OFF. Calculando o valor RMS para a potência consumida obtém-se para o sistema PID ON-OFF um valor de 357 W, enquanto que para o sistema PID FUZZY o valor obtido é de 196 W. Esses valores mostram uma vantagem do sistema de controle PID FUZZY em relação ao PID ON-OFF.

Numa segunda etapa de simulações foi utilizado como entrada um modelo de obstáculo conforme mostra a Figura 12. Foram feitas simulações das respostas angulares em três velocidades de deslocamento do veículo: 5,0, 7,5 e 10 km/h.

A Figura 13 mostra a entrada e as respostas dos sistemas de controle ativos e do sistema passivo para a entrada obstáculo apresentada e para uma velocidade de 5 km/h. Pode-se observar na Figura 13 que com o sistema

PID FUZZY a saída angular tem sobressinal de $1,8^\circ$ e com o sistema PID ON-OFF esse sobressinal é igual a $2,0^\circ$. Em ambos os casos há boa atenuação, mostrando a eficiência desses sistemas de controle ativos.

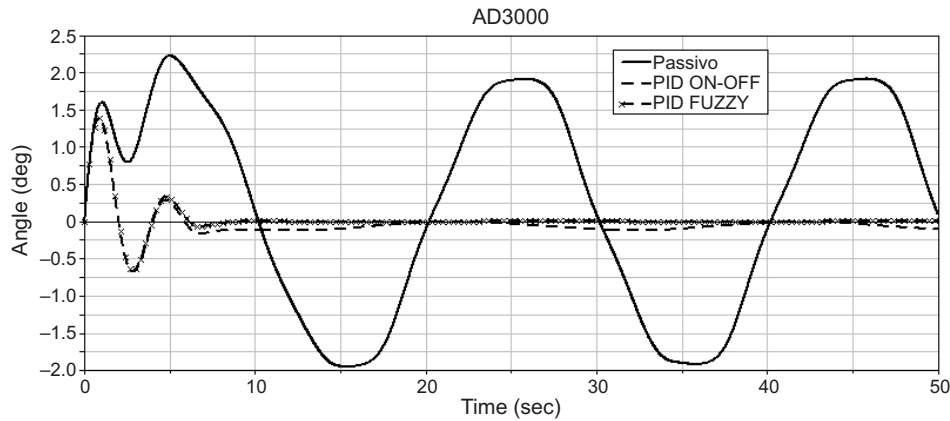


Figura 7 Diferença angular na frequência de excitação 0,05 Hz.

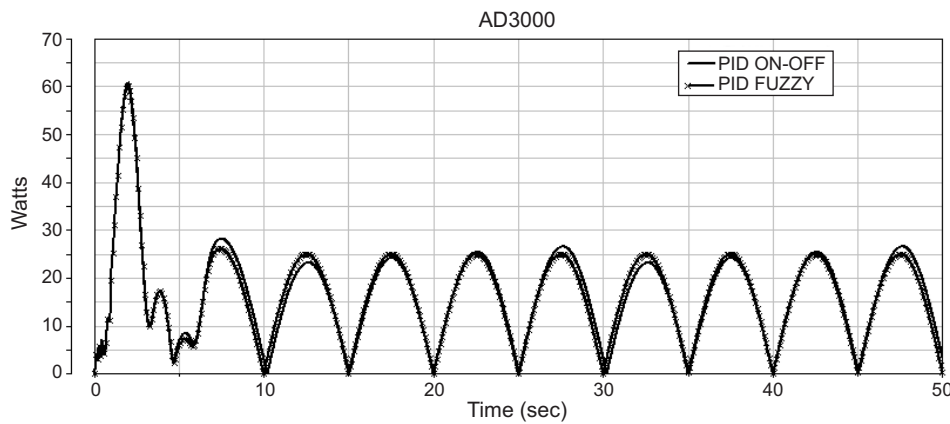


Figura 8 Potência consumida na frequência de excitação 0,05 Hz.

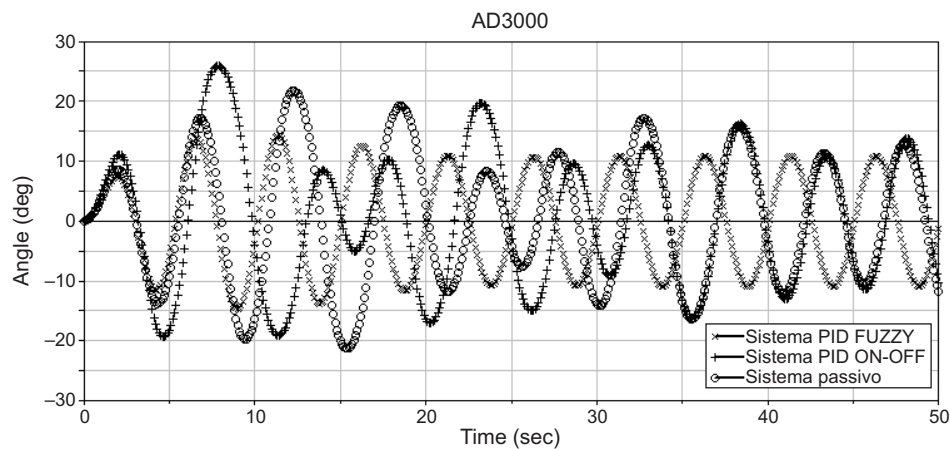


Figura 9 Resposta dos sistemas de controle ativos e do sistema passivo para 0,20 Hz.

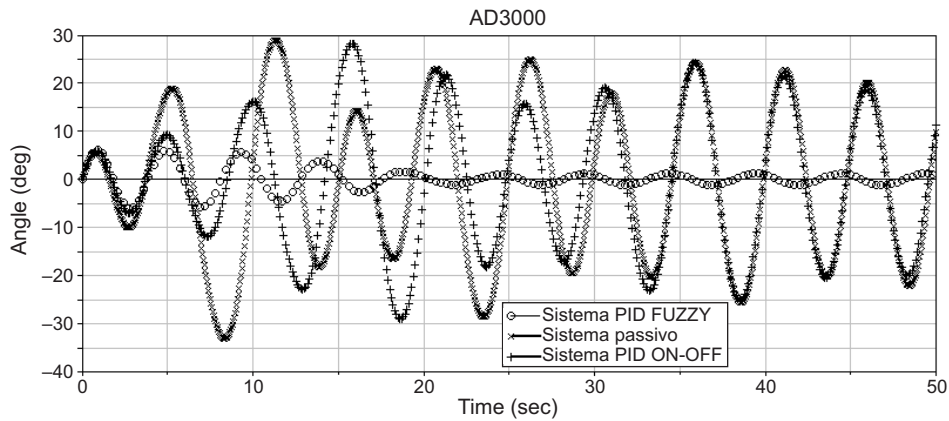


Figura 10 Diferença angular na frequência de excitação de 0,20 Hz.

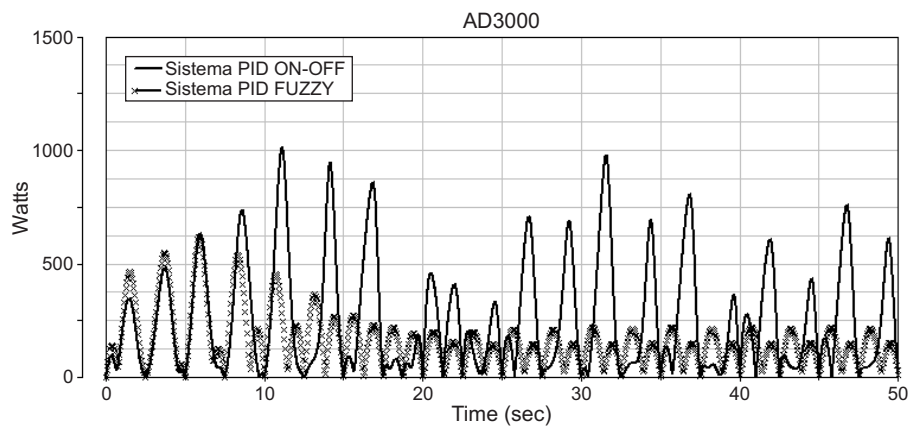


Figura 11 Potência consumida pelos sistemas de controle ativos na frequência de 0,20 Hz.

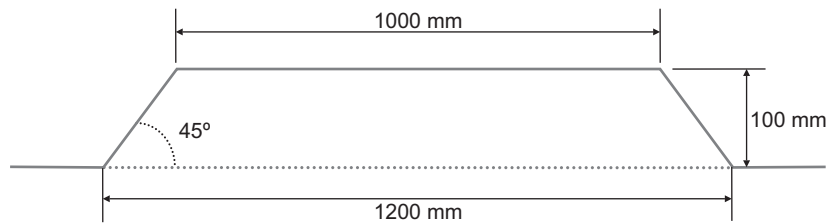


Figura 12 Perfil do modelo de obstáculo utilizado nas simulações.

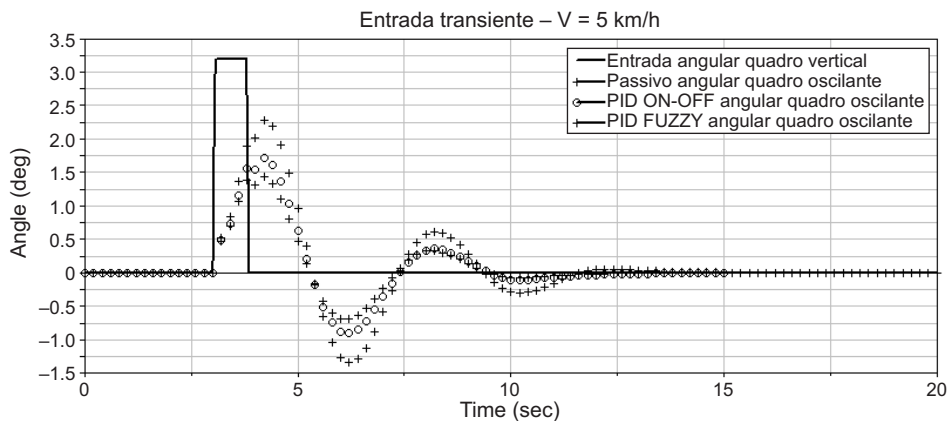


Figura 13 Resposta dos sistemas de controle ativos e passivo - velocidade de 5 km/h.

A Figura 14 mostra a potência consumida pelos sistemas de controle ativos quando o equipamento transpõe o obstáculo apresentado a uma velocidade de 5 km/h.

Pode-se notar que a potência consumida pelo sistema PID FUZZY é maior que a do sistema PID ON-OFF. Calculando o valor RMS da potência consumida obtém-se para o sistema PID FUZZY um valor de 125 W e para o sistema PID ON-OFF um valor de 84 W. Neste último caso tem-se uma potência consumida 32,8% menor que o primeiro.

Pode-se observar na Figura 15 que o sistema PID FUZZY tem um sobressinal de 1,44° e o sistema PID ON-OFF um sobressinal de 1,55°. Em ambos os casos ocorre leve atenuação do efeito não desejado.

A Figura 16 mostra a potência consumida pelos sistemas ativos quando o equipamento transpõe o obstáculo desenvolvendo uma velocidade de 7,5 km/h.

Pode-se notar que a potência consumida pelo sistema PID FUZZY é maior que a do sistema PID ON-OFF.

Calculando o valor RMS para a potência consumida obtém-se para o sistema PID FUZZY um valor de 155 W e para o sistema PID ON-OFF um valor de 103 W. Portanto, o sistema PID ON-OFF apresenta uma potência consumida 33,5% menor.

A Figura 17 mostra a resposta dos sistemas de controle ativos e do sistema passivo para o modelo de entrada obstáculo apresentada na Figura 12 e uma velocidade de 10 km/h.

Pode-se observar na Figura 17 que o sistema PID FUZZY tem um sobressinal de 1,11° enquanto o sistema PID ON-OFF tem um sobressinal de 1,18°. Em ambos os casos há boa atenuação do efeito não desejado da entrada.

Pode-se notar na Figura 18 que a potência consumida pelo sistema ativo PID FUZZY é maior que a do sistema PID ON-OFF. Se for utilizada a medida RMS obtém-se para o sistema ativo PID FUZZY um valor de 170 W e para o sistema PID ON-OFF um valor de 114 W, ou seja, neste último uma potência 33% menor.

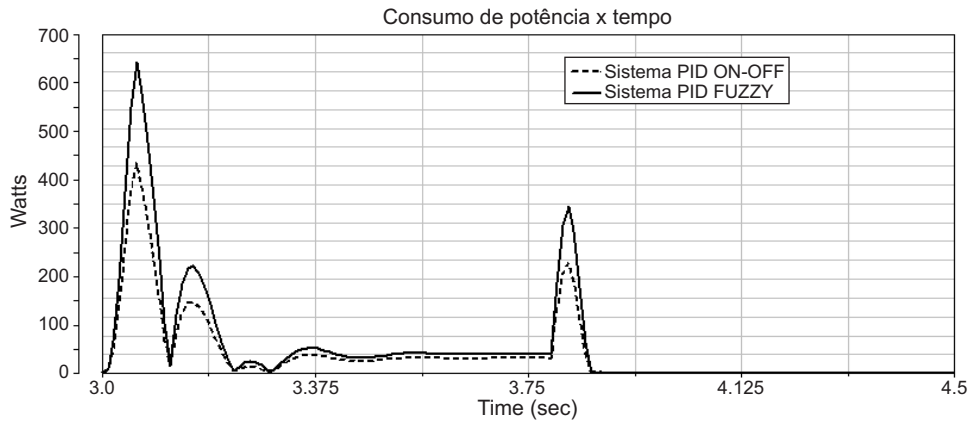


Figura 14 Potência consumida pelos sistemas de controle ativos – velocidade de 5 km/h.

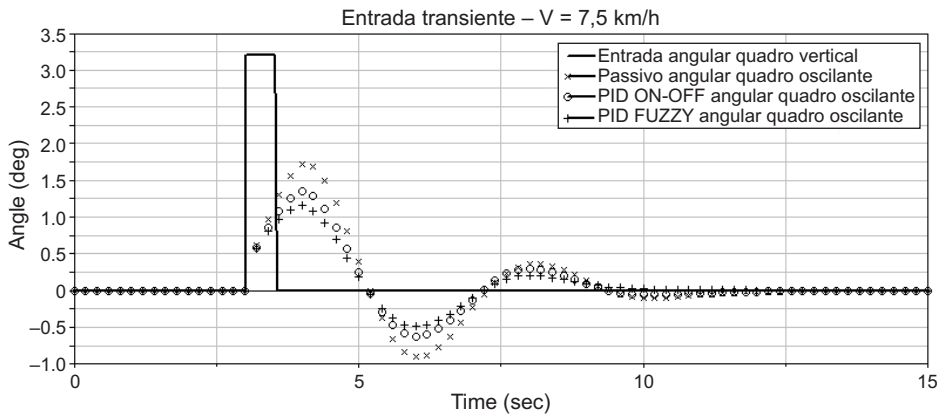


Figura 15 Resposta dos sistemas de controle ativos e passivo – velocidade de 7,5 km/h.

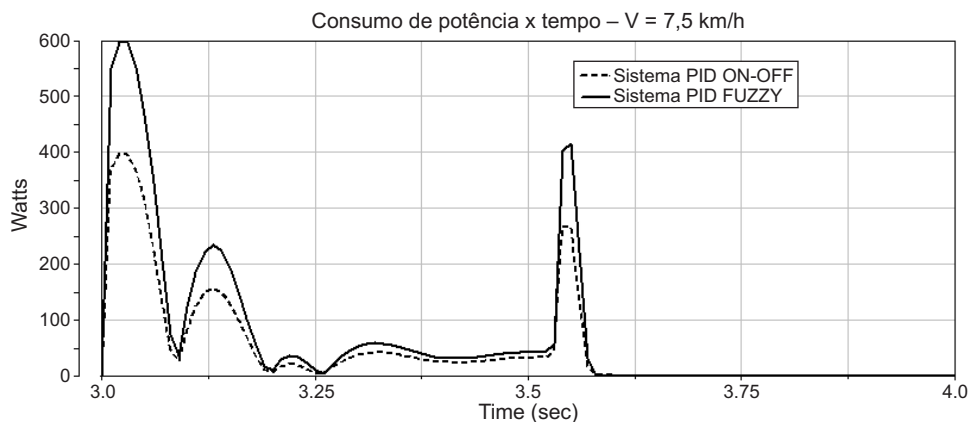


Figura 16 Potência consumida pelos sistemas de controle ativos – velocidade de 7,5 km/h.

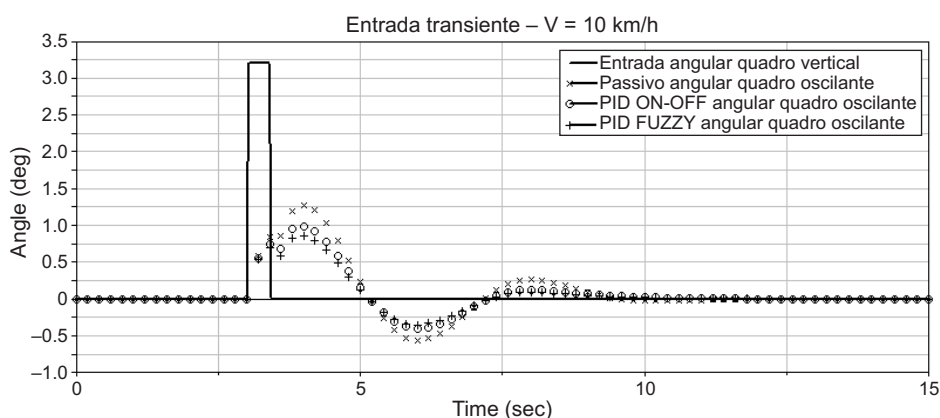


Figura 17 Resposta dos sistemas de controle ativos e passivo – velocidade de 10 km/h.

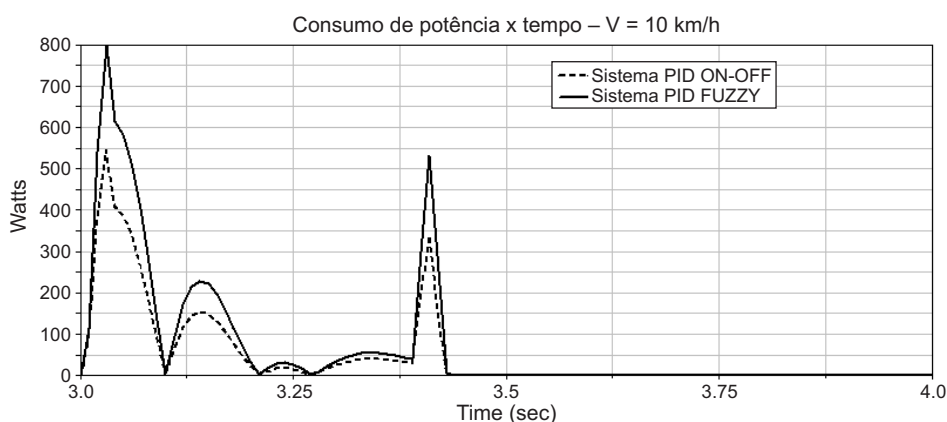


Figura 18 Potência consumida pelos sistemas de controle ativos – velocidade de 10 km/h.

Conclusões

De maneira geral é possível notar melhoria no desempenho do sistema em análise quando foram utilizados sistemas de controle ativos. Para todas as condições de entradas harmônicas analisadas o sistema de controle PID FUZZY tem desempenho melhor que o sistema de controle PID ON-OFF.

É possível verificar também que para o modelo de entrada transiente do tipo obstáculo o sistema de controle PID FUZZY apresenta desempenho melhor que o sistema de controle PID ON-OFF, porém, à custa de consumo maior de potência para realizar tal trabalho.

Foi constatado também que a utilização do sistema de controle PID ON-OFF leva a melhor desempenho da

suspensão em condições de baixas frequências. Conclui-se que esse tipo de sistema de controle ativo é indicado para tais condições. O sistema de controle PID FUZZY apresenta melhor desempenho de forma mais geral, considerando todas as condições simuladas neste trabalho, mas com a desvantagem de maior consumo de energia.

Referências Bibliográficas

- ANTHONIS, J.; RAMON, H. SVD – H^∞ controller design for an active horizontal spray boom suspension. IEEE MEDITERRANEAN CONFERENCE ON CONTROL & AUTOMATION, 7., 1999, Israel. *Proceedings...* Haifa, Israel, June 28-30, 1999.
- ALTROCK, C. *Fuzzy Logic & Neuro Fuzzy Applications Explained*. Prentice-Hall, 1995.
- FROST, A. R. Simulation of an active spray boom suspension. *Journal of Agricultural Engineering Research*, n. 30, p. 313-325, 1984.
- QUEIROZ, A.S.C. ANTUNIASSI, U.R., NERY, M.S, RUIZ, E.R.S. RAMOS JR, E.U. - Avaliação da estabilidade da barra de pulverização através do uso de videografia em diferentes tipos de manejo de solo de área florestal. III Simpósio Internacional de Tecnologia de Aplicação de Agrotóxicos, 56-59, 2004.
- RAMON, H. *A design procedure for modern control algorithms on agricultural machinery applied to active vibration control of a spray boom*. 1993. 272 f. Dissertation (PhD) – Department of Agricultural Engineering, K.U. Leuven, Belgium.
- RAMON, H.; De BAERDEMAEKER, J. Design of a cascade controller for flexible spray boom. *Mechanical Systems and Signal Processing*, v. 10, n. 2, 1996.