

PROJETO DE UM MÓDULO DE COMANDO E GEOGERENCIAMENTO PARA CONTROLE AUTOMÁTICO DE INCLINAÇÃO EM MÁQUINAS AGRÍCOLAS

MARCIA REGINA MABONI HOPPEN PÖRSCH¹, ANTONIO CARLOS VALDIERO², OLAVO LUIZ KLEVESTON³, CRISTIANO RAFAEL LOPES⁴, LUIZ ANTONIO RASIA⁵

¹ Física, Doutoranda em Modelagem Matemática, UNIJUI/DCEENG-Depto. de Ciências Exatas e Engenharias, Ijuí-RS, fone: (54) 3343-1872, e-mail: marcia_porsch@hotmail.com.

² Dr. Eng. Mec., bolsista Produtividade CNPq, DCEEng/UNIJUI Campus Panambi

³ M. Eng. Mec., DCEEng/UNIJUI Campus Panambi

⁴ M. Eng. Mec., DCEEng/UNIJUI Campus Panambi

⁵ Dr. Eng. Ele., DCEEng/UNIJUI Campus Panambi

Apresentado no
XLV Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola - CONBEA 2016
24 a 28 de julho de 2016 - Florianópolis - SC, Brasil

RESUMO: Apresenta-se um módulo inovador de comando e geogerenciamento para controle automático de inclinação em máquinas agrícolas como alternativa de baixo custo para o aumento da produtividade e da qualidade no contexto da agricultura de precisão. Muitos equipamentos agrícolas têm a perda de sua eficiência quando trabalham em terrenos inclinados, principalmente as colhedoras. O objetivo é tratar das necessidades e do projeto de controle automático de inclinação que seja adequado para manter implementos agrícolas com inclinação horizontal, mesmo em terreno inclinado, e que permita o registro das informações em tempo real. O módulo foi inicialmente desenvolvido para aplicação em colhedoras convencionais. A metodologia é baseada na análise das necessidades do agricultor, no projeto e na construção de um módulo de comando e geogerenciamento facilmente adaptável nas máquinas agrícolas. O protótipo está sendo desenvolvido e testado numa bancada disponível no Núcleo de Inovação em Máquinas Automáticas e Servo Sistemas (NIMASS) com apoio financeiro do FINEP, SEBRAE, CNPq e de empresas parceiras. Como conclusões, tem-se que a automação de baixo custo pode contribuir para o aumento do potencial de aplicações de tecnologias voltadas para a agricultura de precisão por meio de uma metodologia integrada no projeto de pesquisa e desenvolvimento de máquinas agrícolas.

PALAVRAS-CHAVE: controle automático, controle de inclinação, módulo eletrônico

DESIGN OF A COMMAND AND GEOMANAGEMENT MODULE FOR INCLINATION AUTOMATIC CONTROL IN FARM MACHINES

ABSTRACT: This work presents the design of an innovative command and geo management module for inclination automatic control in farm machines as a low cost alternative to increase production and quality in precision agriculture context. Many farm equipments have the loss of their efficiency when they work on sloped soil, mainly self-propelled grains harvesters. The aim is to research the need analysis and the design of an inclination automatic control unit that must be adequate for to maintain the agricultural implement with horizontal inclination same working in sloped soil and also allows the recording of real-time information. This automatic control unit was been developed for application in a modular kit for conventional harvesters. The employed design methodology is based on the farmer needs analysis, the design and the construction of a control and geo management module easily adaptable in agricultural machinery. The prototype and design are been developed at the in NIMASS/UNIJUI with financial support by FINEP, SEBRAE, CNPq and MCT, above

partner companies. As conclusions, it has been the low cost automation can help to increase the potential applications of focused precision agriculture technology by means of an integrated approach in the research and development project of farm machines.

KEYWORDS: automatic control, inclination control, electronic module

INTRODUÇÃO

Dada a grande importância do agronegócio para a economia do Brasil, muitas tecnologias são desenvolvidas e incorporadas nos sistemas de produção, e com a evolução da informática, tecnologias em geoprocessamento, sistemas de posicionamento global e tantas outras, tendem a fazer do produtor rural em empresário rural, por proporcional controle cada vez maior da linha de produção, neste sentido tem-se a agricultura de precisão.

Conforme Mantovani et al. (1998), a indústria brasileira tem respondido positivamente melhorando a eficiência de utilização de seus equipamentos agrícolas, com uma variedade grande de mecanismos eletroeletrônico para controle de operação e com facilidade de uso, assim, como sistemas de distribuição de sementes por mecanismos pneumáticos, colhedoras automotrizes providas de sistema de compensação de declividade, de cilindros axiais e cabines climatizadas, entre outros.

Dessa forma, há um grande avanço nas tecnologias aplicadas à máquinas e equipamentos de precisão para a agricultura de grande porte, entre tanto ainda com carência em pesquisa e desenvolvimento de soluções adequadas aplicadas para a agricultura familiar, que possam aumentar a produção com redução de custos e a proteção dos recursos naturais e da saúde humana (VALDIERO et al., 2015).

A agricultura de precisão pode ser dividida em três grandes etapas: na coleta de dados, com o objetivo de mapear a variabilidade espacial e temporal do campo; na análise de dados e tomada de decisão e na aplicação localizada de insumos agrícolas (UMEZU e CAPPELLI, 2006).

Atualmente, a utilização de máquinas agrícolas na produção de alimentos no mundo é de fundamental importância e indiscutível, tendo em vista a demanda por alimentos para o consumo ter aumentado na mesma proporção que a população mundial. Nesse sentido tem-se o desenvolvimento da modelagem matemática e controle proporcional de uma bancada acionada pneumáticamente para simulação de terrenos inclinados, na utilização da simulação de uma aplicação de controle automático de nivelamento de sistema de separação de grãos e palha em uma colheitadeira autopropelida.

Apesar de o ar comprimido ser utilizado em larga escala em máquinas e equipamentos devido às suas características como a simplicidade de manutenção, o baixo custo de implantação, a operação sem fadiga, a boa relação força e tamanho dos componentes, sua alta confiabilidade, a flexibilidade de instalação e estar disponíveis em quase todas as instalações industriais.

Existem dificuldades de modelagem e controle de acionamentos pneumáticos devido às suas diversas características não lineares, como a compressibilidade do ar, o comportamento não linear da vazão mássica nos orifícios da válvula (ENDLER, 2009), a não linearidade de zona morta na válvula (VALDIERO et al. 2008) , bem como o atrito nas vedações do cilindro (PERONDI, 2002). A junção destas não linearidades em um só modelo matemático é importante (RITTER, 2010). A modelagem matemática pode ser aplicada na simulação do comportamento do sistema dinâmico, como também em aplicações de controle ótimo como uma forma de compensar essas características não lineares e minimizar seus efeitos danosos, os quais prejudicam o desempenho do sistema.

MATERIAL E MÉTODOS

A bancada experimental é formada por um mecanismo, composto de uma base fixa e uma plataforma móvel (movimentos angulares); um acionamento composto por uma servoválvula de controle direcional e um cilindro pneumático de haste simples; e um sistema de controle composto por uma placa de controle e aquisição de dados dSPACE 1104 que utiliza a integração dos softwares MatLab/Simulink e ControlDesk como meio de programação. A bancada realiza a tarefa de simular a inclinação angular transversal do sistema em terrenos inclinados. Na figura 1 está ilustrado o desenho esquemático da bancada experimental de aplicação do atuador pneumático e a fotografia de sua construção.

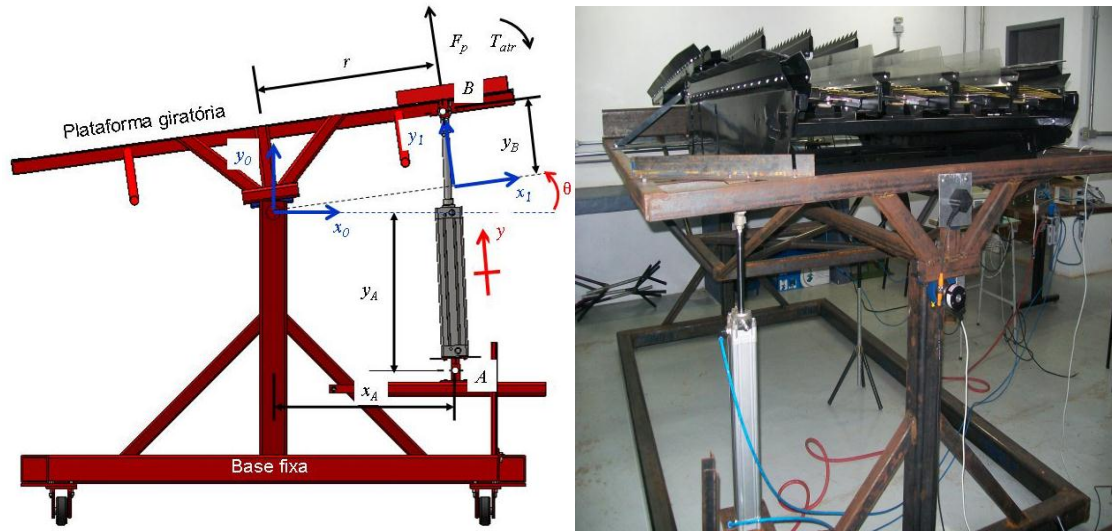


FIGURA 1. Desenho da bancada experimental e Registro fotográfico da construção do protótipo experimental.

A metodologia utilizada consiste da simulação computacional do modelo matemático (PORSCH, et al. 2011) da bancada, da realização dos testes experimentais com aquisição dos sinais dos estados, utilizando a infraestrutura (RITTER, et al. 2011) disponível no Núcleo de Inovação em Máquinas Automáticas e Servo Sistemas (NIMASS) da UNIJUÍ, e da comparação dos resultados computacionais e experimentais.

A equação 1 representa a dinâmica do movimento translacional da plataforma girante;

$$I_0 \ddot{\theta} + T_{atr} - T_g = r(F_p - M\ddot{y} - F_{atr} - F_g) \quad (1)$$

onde $T_{atr} (= \sigma_2 \dot{\theta})$ é o torque de atrito, e T_g representa o torque de gravidade ($= h g M \text{sen}(\theta)$) que é diretamente proporcional à altura do centro de gravidade da bancada, à aceleração da gravidade ($9,8 \text{ m/s}^2$), à massa da bancada e a $\text{sen}(\theta)$, M é a massa deslocada, \ddot{y} é a aceleração do cilindro, F_p é a força pneumática, F_{atr} é a força de atrito dinâmico, sendo aqui utilizado o modelo LuGre e F_g é a componente da força de gravidade.

A relação cinemática entre o movimento linear y da haste do atuador pneumático e o movimento angular θ da plataforma, conforme mostrado na figura 1 é dada pela Equação (6) e pode ser obtida por meio da metodologia proposta por Valdiero (2005):

$$y(\theta) = \sqrt{L_1^2 + L_2^2 - 2|L_1||L_2|\cos(\theta - \Delta\varphi)} - L_3 \quad (6)$$

onde os parâmetros construtivos L_1 , L_2 e $\Delta\varphi$ são dados pelas expressões:

$$L_1 = \sqrt{x_A^2 + y_A^2} \quad (7)$$

$$L_2 = \sqrt{(a + x_B)^2 + y_B^2} \quad (8)$$

$$\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 \quad (9)$$

onde (x_A, y_A) e (x_B, y_B) são as coordenadas que definem respectivamente os pontos de articulação A e B do atuador pneumático em relação aos sistemas de referência x_0, y_0 (da base fixa) e x_1, y_1 (da plataforma girante), a é a distância entre a origem destes sistemas de referência e L_3 representa o comprimento do atuador (seguimento AB) no ponto médio do curso do cilindro (convencionado $y = 0$).

A força pneumática F_p é dada pela equação 10:

$$F_p = A_1 p_a - A_2 p_b \quad (10)$$

onde A_1 e A_2 são as áreas das seções transversais das câmaras do cilindro pneumático, e p_a e p_b são as respectivas pressões nestas câmaras, cujas dinâmicas podem ser obtidas pela aplicação do princípio da conservação da energia e da leis dos gases ideais conforme apresentado (VALDIERO, 2011; PERONDI, 2002) e descrito nas equações 11 e 12:

$$\dot{p}_a = -\frac{A_1 \gamma \dot{y}(\theta)}{A_1 y(\theta) + V_{a0}} p_a + \frac{R \gamma T}{A_1 y(\theta) + V_{a0}} q_{ma}(p_a, u) \quad (11)$$

$$\dot{p}_b = \frac{A_2 \gamma \dot{y}(\theta)}{V_{b0} - A_2 y(\theta)} p_b + \frac{R \gamma T}{V_{b0} - A_2 y(\theta)} q_{mb}(p_b, u) \quad (12)$$

onde q_{ma} e q_{mb} são as vazões mássicas nas câmaras do cilindro, T é a temperatura do ar de suprimento em Kelvin, R é a constante universal dos gases, γ é a relação entre os calores específicos do ar, V_{a0} e V_{b0} são os volume nas câmaras do cilindro na posição $y = 0$, u é o sinal de controle em tensão aplicado na servoválvula, $y(\theta)$ e $\dot{y}(\theta)$ são respectivamente a posição e a velocidade linear da haste do atuador pneumático escritas como funções dependentes da posição angular da plataforma girante.

Um estudo detalhado (VALDIERO, 2011) para o equacionamento das vazões mássicas q_{ma} e q_{mb} resultou nas equações:

$$q_{ma}(u, p_a) = g_1(p_a, \text{sign}(u)) \arctg(2u) \quad (13)$$

$$q_{mb}(u, p_b) = g_2(p_b, \text{sign}(u)) \arctg(2u) \quad (14)$$

onde g_1 e g_2 são funções dadas pelas equações (15) e (16).

$$g_1(p_a, \text{sign}(u)) = \beta \Delta p_a = \begin{cases} (p_{\text{sup}} - p_a) \beta^{\text{ench}} & \text{se } u \geq 0 \\ (p_a - p_{\text{atm}}) \beta^{\text{esv}} & \text{se } u < 0 \end{cases} \quad (15)$$

$$g_2(p_b, \text{sign}(u)) = \beta \Delta p_b = \begin{cases} (p_{\text{sup}} - p_b) \beta^{\text{ench}} & \text{se } u < 0 \\ (p_b - p_{\text{atm}}) \beta^{\text{esv}} & \text{se } u \geq 0 \end{cases} \quad (16)$$

onde P_{sup} é a pressão de suprimento, P_{atm} é a pressão atmosférica, β^{ench} e β^{esv} são coeficientes constantes característicos respectivamente do enchimento e do esvaziamento das câmaras do cilindro.

Conforme apresentado em Valdiero et al. (2008), as servoválvulas pneumáticas de centro crítico (largura do carretel maior que o orifício de passagem) apresentam a característica não linear de zona morta, onde para uma certa faixa de valores do sinal de controle $u(t)$ não há vazão mássica de ar na saída. O modelo matemático da não linearidade de zona morta (RITTER, 2010) pode ser descrito pela equação:

$$u_{zm}(t) = \begin{cases} md(u(t) - zmd) & \text{se } u(t) \geq zmd \\ 0 & \text{se } zme < u(t) < zmd \\ me(u(t) - zme) & \text{se } u(t) \leq zme \end{cases} \quad (17)$$

onde u é o sinal de entrada, u_{zm} é o valor de saída, zmd é o limite direito da zona morta, zme o valor esquerdo da zona morta, md é a inclinação direita da zona morta e me é a inclinação esquerda da zona morta.

No modelo LuGre, o atrito é a força média de deflexão das cerdas elásticas, quando uma força tangencial é aplicada, as cerdas deflexionam-se como molas, se esta deflexão for grande o suficiente, as cerdas começarão a se deslizar, essa deflexão média das cerdas é determinada pela velocidade num movimento em regime permanente, este modelo de atrito é utilizado com muita frequência no meio científico, pois se baseia no entendimento do mecanismo microscópico do fenômeno de atrito, dado por:

$$F_{\text{atr}} = \sigma_0 z + \sigma_1 \dot{z} + \sigma_2 \dot{y} \quad (18)$$

onde σ_0 representa o coeficiente de rigidez das deformações microscópicas entre as superfícies de contato, z é um estado interno não mensurável que representa a deformação média que ocorre entre as superfícies, σ_1 é o coeficiente de amortecimento associado à taxa de variação de z , σ_2 é o coeficiente de atrito viscoso, \dot{y} é a velocidade relativa entre as superfícies. Portanto, a força de atrito é composta por uma parcela proporcional a média das microdeformações ($\sigma_0 z$), outra proporcional a taxa de variação das deformações ($\sigma_1 \dot{z}$) e pela parcela de atrito viscoso ($\sigma_2 \dot{y}$).

A bancada de simulação de aclives pode ser modelada como um sistema dinâmico representado pelo seguinte conjunto de equações diferenciais ordinárias não lineares de 5ª ordem:

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (19)$$

$$\dot{x}_2 = -\frac{\sigma_2}{I} x_2 + \frac{rA_1}{I} x_3 - \frac{rA_2}{I} x_4 \quad (20)$$

$$\dot{x}_3 = -\frac{A_1 \gamma \dot{y}(x_1)}{A_1 y(x_1) + V_{a0}} x_3 + \frac{R\gamma T}{A_1 y(x_1) + V_{a0}} q_{ma}(x_3, u) \quad (21)$$

$$\dot{x}_4 = \frac{A_2 \gamma \dot{y}(x_1)}{V_{b0} - A_2 y(x_1)} x_4 + \frac{R\gamma T}{V_{b0} - A_2 y(x_1)} q_{mb}(x_4, u) \quad (22)$$

$$\dot{x}_5 = \dot{y} - \alpha(x_5, \dot{y}) \frac{\sigma_0}{g_{ss}(\dot{y})} \text{sign}(\dot{y}) x_5 \quad (23)$$

onde x_1 é o ângulo da plataforma, x_2 é a velocidade angular, x_3 e x_4 as pressões nas câmaras A e B do atuador pneumático e x_5 representa a dinâmica das microdeformações.

Dessa forma resultando em o modelo de 5ª ordem para a bancada de simulação de declividade de terrenos acionada pneumaticamente, representada pelas equações (19), (21), (22), (23) e (24) foi implementado por meio de um diagrama de blocos, conforme a figura 02, em que o primeiro bloco representa o sinal de entrada do sistema, caracterizando um sinal de controle em degrau em malha aberta u , o segundo bloco representa a não linearidade da zona morta, uma vez que a largura do carretel é maior que a largura do orifício por onde há a passagem do ar sob pressão na servoválvula.

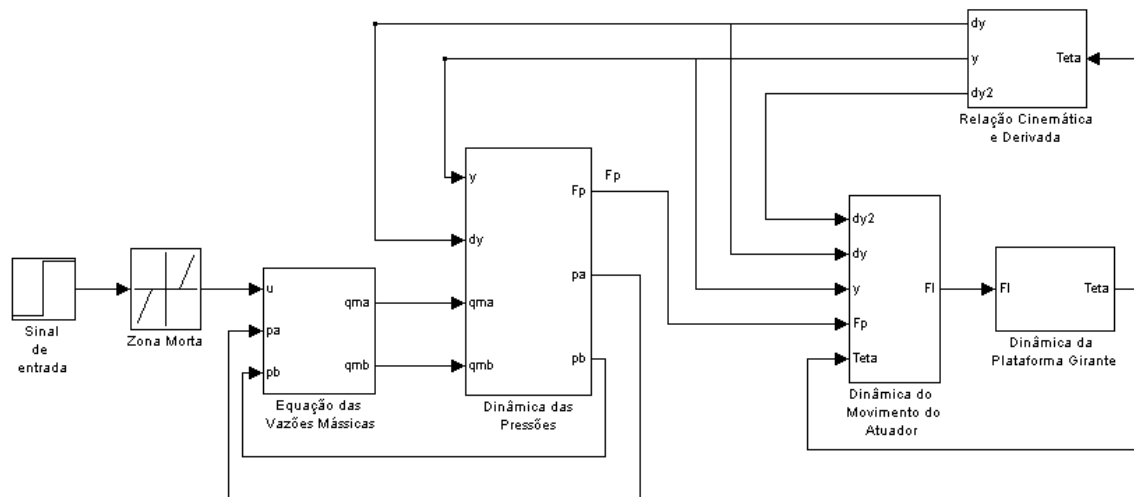


FIGURA 02. Diagrama de blocos do modelo matemático de 5ª ordem.

Apresenta ainda um bloco para a equação das vazões mássicas, um para a dinâmica das pressões, outro para a dinâmica do movimento do atuador pneumático, outro da dinâmica da plataforma girante da bancada e também um para a relação cinemática e suas derivadas.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A tabela 1 apresenta os valores dos parâmetros da plataforma girante e os valores dos parâmetros obtidos para o modelo matemático do atuador pneumático adotado.

TABELA 1. Tabela dos parâmetros da plataforma girante e do atuados pneumático

Parâmetros do sistema e valor	Descrição
$I = 159,637 kg.m^2$	Momento de inércia
$\sigma_2 = 203,71 N.s/m$	Coefficiente de atrito viscoso translacional
$(x_A, y_A) = (0,650m, -0,595m)$	Coordenadas do ponto A

$(x_B, y_B) = (0m, 0,285m)$	Coordenadas do ponto B
$a = 0,650m$	Distância da normal comum entre os eixos
$L_3 = 0,880m$	Comprimento do atuador quando $y = 0$
$\Delta\varphi = -1,1545 \pi \text{ rad}$	Variação do ângulo entre os eixos
$M = 276,31\text{kg}$	Massa da plataforma girante
$A_1 = 3,117.10^{-3} m^2, A_2 = 2,803.10^{-3} m^2$	Áreas do êmbolo
$V_{a0} = 6,234.10^{-4} m^3; V_{b0} = 5,606.10^{-4} m^3$	Volume morto na câmara A e B
$P_{\text{sup}} = 7 \times 10^5 \text{ Pa}$	Pressão de suprimento
$P_{\text{atm}} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$	Pressão atmosférica

A validação experimental do modelo matemático adotado, fazendo a comparação entre os resultados encontrados na simulação computacional e experimentação, pode-se observar se os dados encontrados coincidem, autenticando o modelo matemático. Os parâmetros utilizados tanto na simulação computacional quanto nos testes experimentais foram os mesmos, inclusive os valores de pressão inicial nas câmaras do cilindro pneumático utilizado e ângulo inicial de inclinação da parte móvel da bancada.

A figura 3 apresenta os resultados para a validação do modelo em malha aberta com entrada em degrau de -3 Volts.

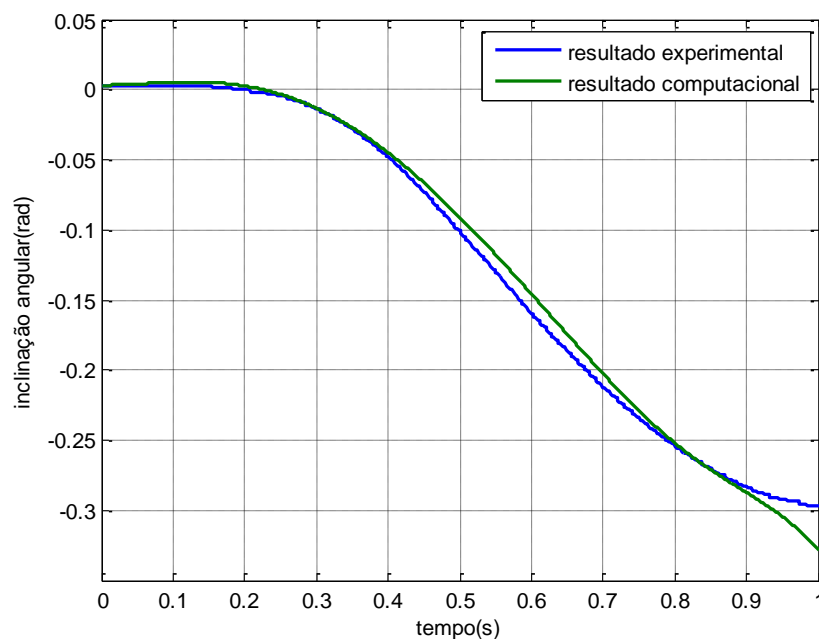


FIGURA 3. Resultado experimental e computacional com entrada de -3V.

Percebe-se que na figura 3 para um sinal de entrada em degrau de -3 Volts, os dois gráficos, o com os dados obtidos experimentalmente e o com dados de simulação numérica convergem para uma mesma trajetória em um tempo de simulação de aproximadamente 1s.

As figuras 4 e 5 mostram os resultados para a validação do modelo matemático adotado em malha fechada usando um controlador proporcional com ganho de 0,3 tendo como entrada um sinal senoidal. A figura 4 representa um corte da figura 5, para evidenciar a trajetória realizada pelos gráficos dos resultados experimentais e computacionais, mostrando

uma boa aproximação entre eles. Dessa forma, percebe-se a necessidade de uma estratégia de controle que seja mais eficaz para diminuir os erros do sistema.

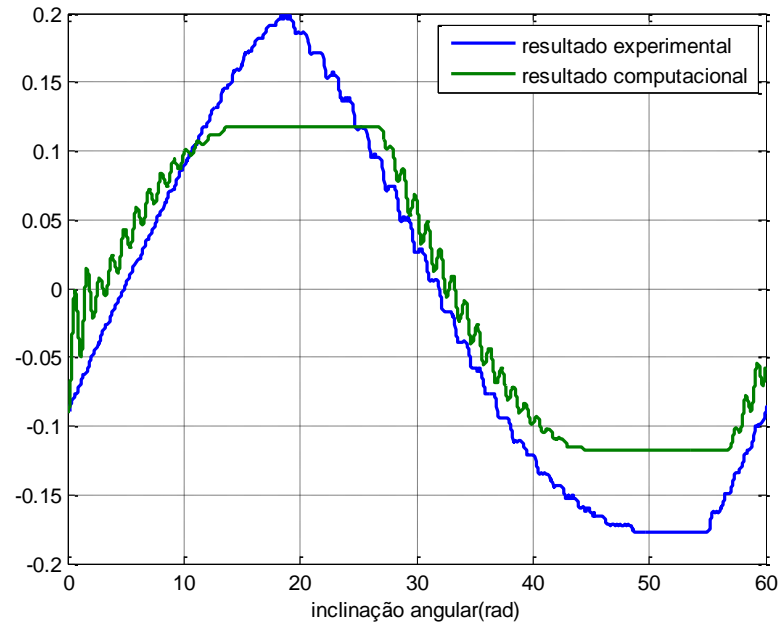


FIGURA 4. Resultado computacional e experimental com entrada senoidal.

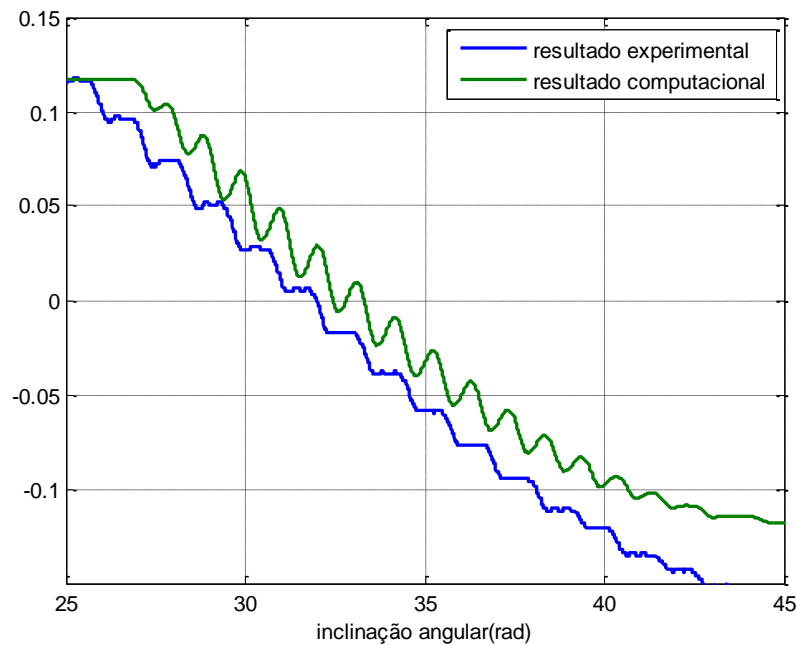


FIGURA 5. Resultado computacional e experimental com entrada senoidal

A figura 6 mostra os resultados para a validação do modelo matemático adotado em malha fechada usando um controlador proporcional tendo como entrada um sinal senoidal, incluindo a trajetória desejada.

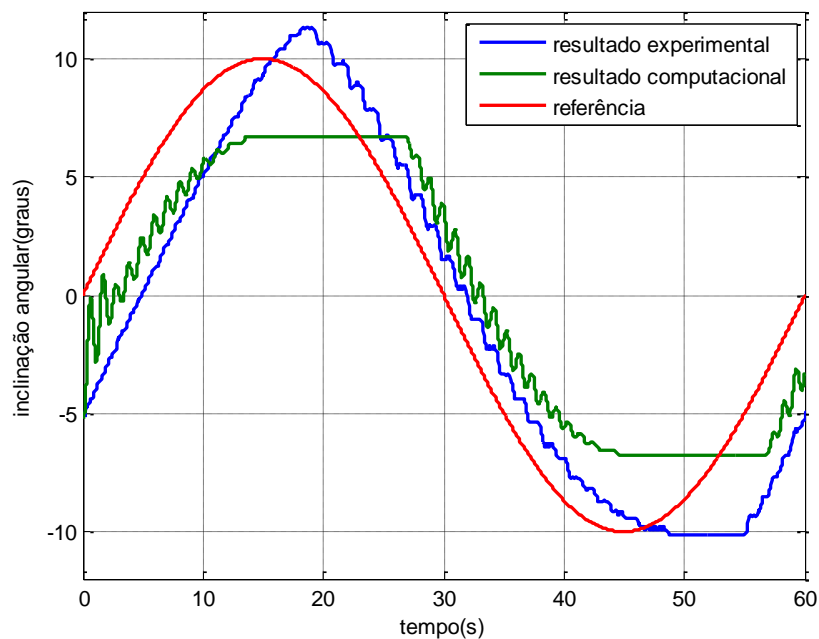


FIGURA 6. Trajetórias obtidas experimentalmente

Os resultados da validação experimental mostram que o modelo adotado é adequado e a metodologia proposta para a implementação do diagrama de blocos permite observar o comportamento dinâmico da bancada de simulação de declividade de terrenos acionada por servoposicionador pneumático.

Entretanto, em malha aberta notou-se que alguns fatores interferiram na convergência do modelo matemático simulado e os testes experimentais. E em malha fechada ficou evidenciada a necessidade de um controlador mais eficiente.

CONCLUSÕES

Podem-se citar como principais contribuições deste trabalho, o desenvolvimento de um modelo matemático completo para descrever o comportamento dinâmico de uma bancada de simulação de declividade de terrenos com acionamento pneumático, incluindo as principais características não lineares do mesmo. Também é contribuição a implementação computacional do modelo em malha aberta e a simulação computacional de controle clássico proporcional. Também, foi executada a validação experimental do modelo em bancada de teste construída para este propósito. Dessa forma, podendo o modelo desenvolvido ser utilizado, como por exemplo, na simulação de uma aplicação de controle automático de nivelamento de sistemas de separação de grãos e palha em uma colheitadeira autopropelida contribuindo para o aumento do potencial de aplicações de tecnologias voltadas para a agricultura de precisão por meio de uma metodologia integrada no projeto de pesquisa e desenvolvimento de máquinas agrícolas.

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio do CNPq, Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico – Brasil. Os autores também são agradecidos à FINEP, SEBRAE, FAPERGS e à UNIJUÍ pelo apoio e incentivo na realização da pesquisa.

REFERÊNCIAS

ENDLER, L. **Modelagem da Vazão Mássica de uma Servoválvula Pneumática e sua Aplicação no Controle Ótimo de um Servoposicionador Pneumático**. 2009. 119f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2009

MANTOVANI, E. C.; QUEIROZ, D. M.; DIAS, G. P. Máquinas e operações utilizadas na agricultura de precisão. In: **Congresso Brasileiro De Engenharia Agrícola**, 27., 1998, Poços de Caldas, MG. Mecanização e agricultura de precisão. Lavras: UFLA/SBEA, 1998. p. 109-157.

PERONDI, E. A. **Controle não linear em cascata de um servoadador pneumático com compensação do atrito**. 2002. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

PORSCH, M.R.M.H. VALDIERO, A.C. GONÇALVES, M.F. RASIA, L.A RITTER. D. **Modelagem matemática de uma Bancada Experimental Acionada Pneumaticamente para Simulação de Aclives de Terrenos**. In: 10th Brazilian Conference on Dynamics, Control and Their Applications, 2011, Águas de Lindóia. DINCON 2011. Rio Claro: SBMAC, 2011. v. 1. p. 1-4.

RITTER, C. S. **Modelagem matemática das características não lineares de atuadores pneumáticos**. 2010. 87 f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2010.

RITTER, D. VALDIERO, A.C Motta, F.B. PIUCO, U. PORSCH, M.R.M.H. **Desenvolvimento de uma Bancada de Simulação de Inclinações com Acionamento Pneumático**, XVI Jornada de Pesquisa da UNIJUI. pp.1-4, 2011.

UMEZU, C.K. **Sistema de Controle de um equipamento de formulação, dosage e aplicação de fertilizantes sólidos a taxas variáveis**. 2003. 171f. Tese (Doutorado em Máquinas Agrícolas) – Faculdade de Engenharia Agrícola, universidade de Campinas, Campinas, 2003.

VALDIERO, A. C. BAVARESCO, D. ; ANDRIGHETTO, P. L. Experimental Identification of the Dead Zone in Proportional Directional Pneumatic Valves. In: **International Journal of Fluid Power**, Vol. .9, pp. 27-34, 2008.

VALDIERO, A. C.; HECK, T. G.; SILVA, J. A. G. da. Tecnologias inovadoras aplicadas em sistemas agrícolas. In: CARBONERA, R. el al (Org(s)). **Sistemas Agropecuários e Saúde Animal Ijuí**: Unijui, 2015.