



Modalidade do trabalho: Relatório técnico-científico

Evento: XVII Jornada de Pesquisa

APLICAÇÃO DA MODELAGEM MATEMÁTICA NA SIMULAÇÃO DO CONTROLE PROPORCIONAL DE UM ATUADOR PNEUMÁTICO¹

Rozimerli Raquel Milbeier Richter², Camila Valandro Zamberlan³, Antonio Carlos Valdiero⁴.

¹ Pesquisa Institucional desenvolvida no Departamento de Ciências Exatas e Engenharias (DCEEng/UNIJUI), pertencente ao Grupo de Pesquisa “Projeto em Sistemas Mecânicos, Mecatrônica e Robótica”

² Aluna do Curso de Mestrado em Modelagem Matemática da UNIJUI, bolsista CAPES, rozymerli@hotmail.com

³ Aluna do Curso de Mestrado em Modelagem Matemática da UNIJUI, bolsista CAPES, camilavzamberlan@yahoo.com.br

⁴ Professor Doutor do DCEEng/Unijui, orientador, valdiero@unijui.edu.br, líder do Grupo de Pesquisa “Projeto em Sistemas Mecânicos, Mecatrônica e Robótica”

Este trabalho faz parte da pesquisa de controle de posição de um atuador acionado pneumáticamente, o qual é composto por uma servoválvula de controle direcional, um cilindro pneumático linear de dupla ação e haste simples, e o sistema de controle. Os atuadores pneumáticos têm a vantagem de ter maior relação de potência por massa, quando comparados com os atuadores elétricos, e são mais limpos e sem risco de poluir o meio ambiente, quando comparados aos atuadores hidráulicos. Entretanto suas características não lineares dificultam o controle clássico e requerem uma adequada modelagem para fins de previsão de seu comportamento dinâmico e da utilização de estratégias de controle preciso. Durante o trabalho busca-se desenvolver a modelagem matemática apropriada para a representação do comportamento dinâmico e controle de posição de um Cilindro Pneumático Linear para uma dada aplicação em um equipamento florestal numa faixa de trabalho em torno de 2,5m de curso.

Palavras-Chave: Controle de posição; Servoposicionador pneumático linear.

Os sistemas pneumáticos usam ar comprimido para a transferência de energia e sinal. Atuadores pneumáticos têm a vantagem de baixo custo e são limpos quando comparados com os atuadores hidráulicos [1], possuem facilidade de manutenção, têm boa relação força/tamanho e flexibilidade de instalação, e o ar comprimido está disponível em quase todas as indústrias [2].

Entretanto, os atuadores pneumáticos possuem dificuldades de controle devido a diversas características não-lineares do sistema [3], tais como a compressibilidade do ar, o comportamento não linear da vazão mássica nos orifícios da válvula e sua zona morta [4], além do atrito nas vedações do cilindro linear [5].

O servoposicionador pneumático linear é um sistema dinâmico composto por uma servoválvula de controle direcional, um cilindro pneumático linear de dupla ação e haste simples, e o sistema de controle. Este servo sistema permite posicionar uma carga em um determinado ponto do curso do



Modalidade do trabalho: Relatório técnico-científico

Evento: XVII Jornada de Pesquisa

atuador ou seguir uma trajetória variável em função do tempo. Na Figura 1 está ilustrado o desenho esquemático de um servoposicionador pneumático linear.

O servoposicionador pneumático funciona com o ar comprimido que é fornecido a servoválvula a uma dada pressão de suprimento (p_s) previamente regulada. Durante a operação, o sinal de controle UT energiza o solenóide da válvula de modo que uma força magnética resultante é aplicada no carretel da válvula, produzindo o deslocamento do carretel. O deslocamento do mesmo abre os orifícios de controle para que uma câmara do cilindro linear seja ligada a linha de pressão de suprimento e a outra seja ligada à pressão atmosférica (p_{atm}). Desta forma, produzindo uma diferença de pressão nas câmaras do cilindro linear, dando origem a uma força resultante movendo a massa M presa a haste deste cilindro, em um deslocamento no sentido positivo ou negativo y , dependendo do sinal de entrada. Esta força gerada pelo atuador pneumático é dada pelo produto da área do êmbolo do cilindro pela diferença de pressão nas câmaras e é chamada de força pneumática.

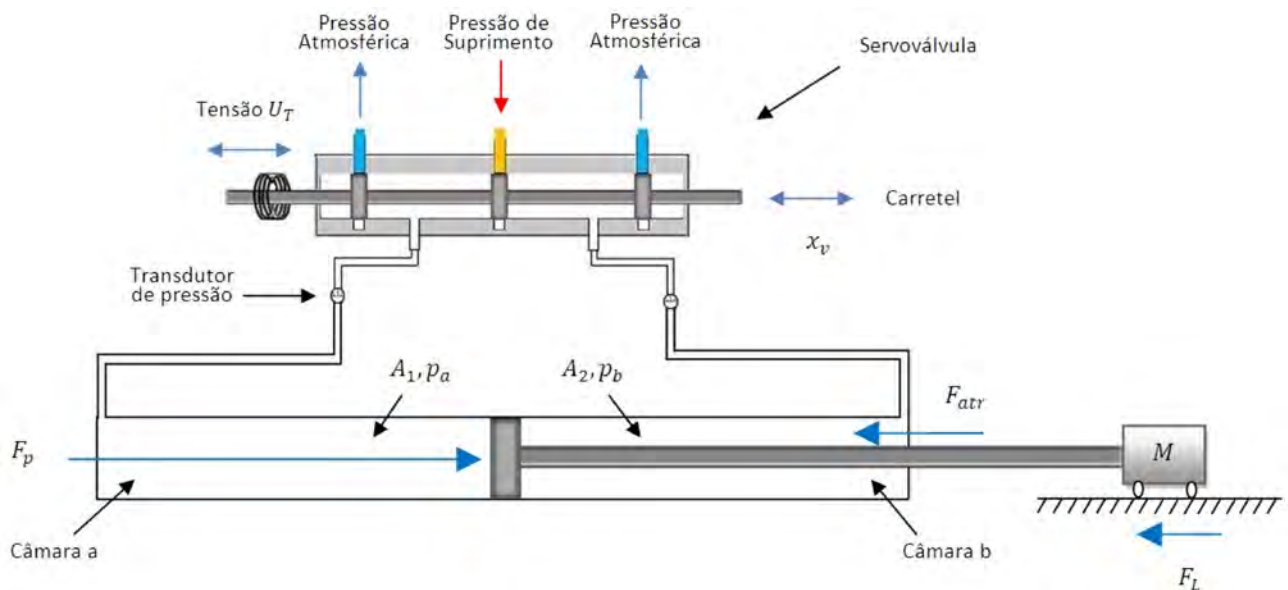


Figura 1 – Desenho esquemático de um servoposicionador pneumático linear.

Sendo o curso deste atuador extenso, exige um controle do posicionamento do êmbolo preciso para que o movimento realizado por este Cilindro pneumático Linear seja eficiente e rápido, no entanto este trabalho objetiva analisar se o controle proporcional traz bons resultados ao sistema.

Este trabalho está organizado a seguir com uma breve metodologia utilizada para a realização deste trabalho, os resultados e discussões que envolvem o modelo matemático e as simulações, a conclusão e as referências bibliográficas citadas.

SALÃO DO CONHECIMENTO

XX Seminário de Iniciação Científica
XVII Jornada de Pesquisa
XIII Jornada de Extensão

II Mostra de Iniciação Científica Júnior
II Seminário de Inovação e Tecnologia

2012



Modalidade do trabalho: Relatório técnico-científico

Evento: XVII Jornada de Pesquisa

Através do modelo matemático descrito por [6] será implementado o sistema no software Matlab especificamente em diagramas de blocos da ferramenta Simulink para realizar as simulações computacionais com o intuito de analisar os resultados com a implementação do controle proporcional. O modelo matemático é de 5ª ordem, o qual descreve o servoposicionador pneumático linear, resultante de [6] representado na forma de variáveis de estado a seguir:

$$\dot{y}_1 = y_2 \quad (1.1)$$

$$\dot{y}_2 = -\frac{F_{atr}(y_5, y_2)}{M} + \frac{A_1}{M} y_3 - \frac{A_2}{M} y_4 \quad (1.2)$$

$$\dot{y}_3 = -\frac{\gamma A_1}{V_{a0} + A_1 y_1} y_2 y_3 + \frac{\gamma RT}{V_{a0} + A_1 y_1} q_{ma}(U_T, y_3) \quad (1.3)$$

$$\dot{y}_4 = \frac{\gamma A_2}{V_{b0} - A_2 y_1} y_2 y_4 - \frac{\gamma RT}{V_{b0} - A_2 y_1} q_{mb}(U_T, y_4) \quad (1.4)$$

$$\dot{y}_5 = y_2 - \alpha(y_5, y_2) \frac{\sigma_0}{g_{ss}(y_2)} \text{sign}(y_2) y_5 \quad (1.5)$$

Em que F_{atr} a força de atrito, A_1 e A_2 a área do êmbolo [7, 8], M é massa deslocada no atuador, q_{ma} e q_{mb} a vazão mássica na câmara a e b respectivamente conforme descrita detalhadamente na literatura [9, 10, 11], T a temperatura do ar de suprimento, R a constante universal dos gases, $\gamma = cp/cv$ a relação entre os calores específicos do ar, onde cp e cv são os calores específicos do ar sob pressão constante e a volume constante, respectivamente [11], V_{a0} e V_{b0} o volume morto na câmara a e b, U_T o sinal de controle em tensão aplicado a servoválvula, $\alpha(y_5, y_2)$ uma função utilizada para se obter a representação do regime de atrito estático em velocidades baixíssimas [4], $g_{ss}(y_2)$ função que descreve parte das características do atrito em regime permanente [5, 9] σ_0 o coeficiente de rigidez devido à microdeformação y_5 implementados por razão da memória de atrito, y_1 e y_2 a posição e velocidade, y_3 e y_4 as pressões nas câmaras a e b e y_5 o coeficiente da microdeformação média das rugosidades entre as superfícies.

Modalidade do trabalho: Relatório técnico-científico
Evento: XVII Jornada de Pesquisa

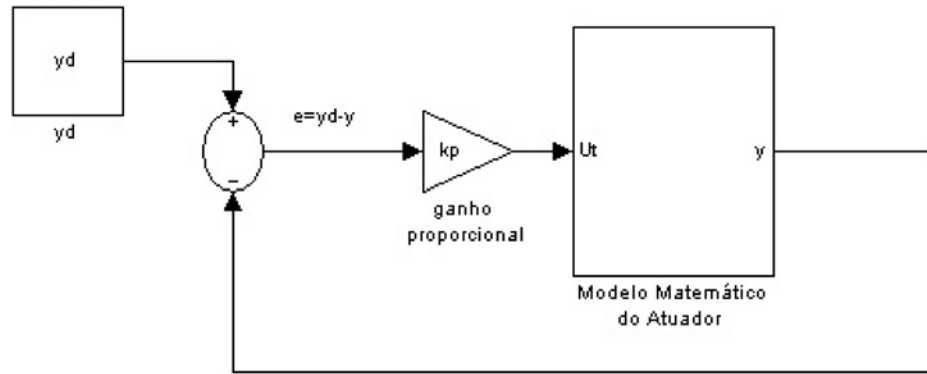


Figura 2 – Diagrama de blocos com controle proporcional.

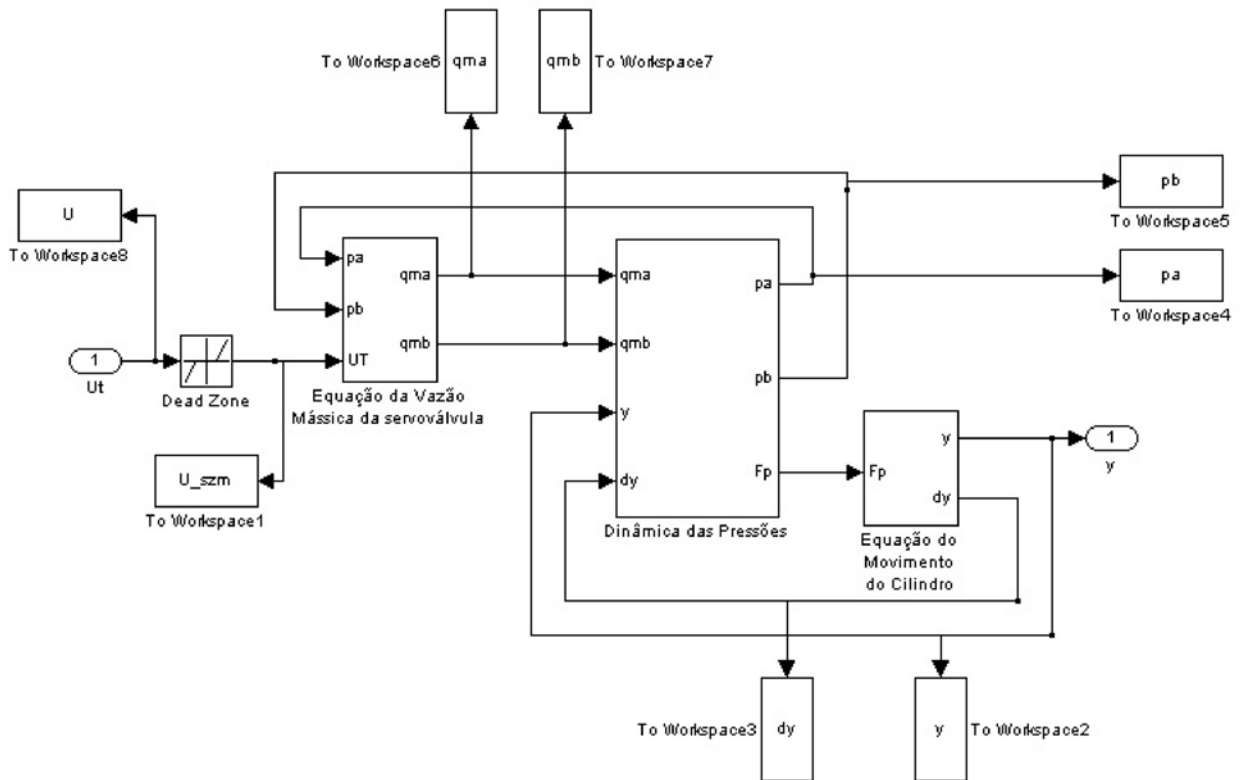


Figura 3 – Diagrama de blocos do subsistema modelo matemático do atuador.

A Figura 3 representa o modelo matemático do atuador implementado através da ferramenta Simulink do software Matlab. Já a Figura 2 propõe um controlador proporcional na qual através da malha fechada se dá uma referência (posição desejada) e o sistema busca compensar a posição resultante (de

SALÃO DO CONHECIMENTO

XX Seminário de Iniciação Científica II Mostra de Iniciação Científica Júnior
XVII Jornada de Pesquisa II Seminário de Inovação e Tecnologia
XIII Jornada de Extensão

2012



Modalidade do trabalho: Relatório técnico-científico

Evento: XVII Jornada de Pesquisa

saída) com a realimentação chamada feedback, minimizando então o erro de posição e maximizando os resultados deste sistema que são de fundamental importância na aplicação desta pesquisa.

Parâmetros do sistema	Descrição
$p_s = 6 \times 10^5 \text{ Pa}$	Pressão de suprimento
$p_{atm} = 1 \times 10^5 \text{ Pa}$	Pressão atmosférica
$A_1 = 4.4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	Área do êmbolo do cilindro
$A_2 = 3.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$	Área do êmbolo do cilindro descontada a haste
$V_{a0} = 6.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	Volume da câmara a do cilindro para posição $y=0$
$V_{b0} = 4.7 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	Volume da câmara b do cilindro para posição $y=0$
$R = 287 \text{ J/kg/K}$	Constante universal dos gases
$T = 293 \text{ K}$	Temperatura do ar de suprimento
$L = 2.5 \text{ m}$	Curso útil do cilindro
$\beta^{ench} = 0.69501 \times 10^{-8}$	Coefficiente de enchimento da câmara
$\beta^{esv} = 0.898105 \times 10^{-8}$	Coefficiente de esvaziamento da câmara
$\gamma = 1.4$ Adimensional	Relação entre os calores específicos do ar
$M = 5 \text{ kg}$	Massa inercial do cilindro
$F_s = 24 \text{ N}$	Atrito estático
$F_c = 23.40 \text{ N}$	Atrito Coulomb
$\dot{\gamma}_s = 0.010 \text{ m/s}$	Velocidade Stribeck
$\sigma_0 = 0.5 \times 10^6 \text{ N/m}$	Coefficiente de rigidez
$\sigma_1 = 400 \text{ Ns/m}$	Coefficiente de amortecimento
$\sigma_2 = 46.53 \text{ Ns/m}$	Coefficiente do atrito viscoso

Tabela 1- Principais parâmetros do sistema não linear.

O controle deste sistema necessita ser extremamente preciso, percorrendo uma trajetória segura e alcançar a posição desejada. Por este motivo é que simulou-se no Matlab/Simulink com os dados do sistema expressos na Tabela 1 com controle proporcional representado por um ganho no sistema de $k_p = 8$ o qual foi obtido a partir de diversas simulações para que a posição desejada $y_d = 1,25\text{m}$ pudesse ser atingida com fidelidade. As Figuras 4 e 5 representam os gráficos obtidos da tensão (V) e posição (m) respectivamente.

SALÃO DO CONHECIMENTO

XX Seminário de Iniciação Científica
XVII Jornada de Pesquisa
XIII Jornada de Extensão

II Mostra de Iniciação Científica Júnior
II Seminário de Inovação e Tecnologia

2012



Modalidade do trabalho: Relatório técnico-científico

Evento: XVII Jornada de Pesquisa

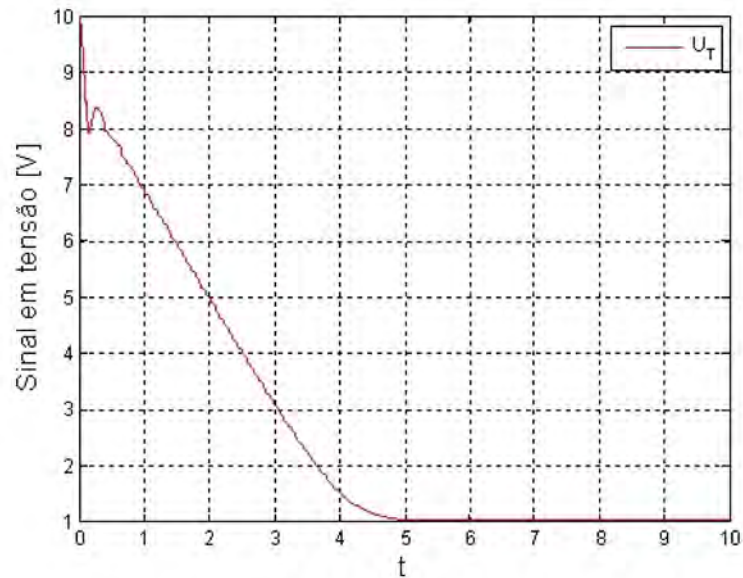


Figura 4 – Gráfico do sinal de tensão.

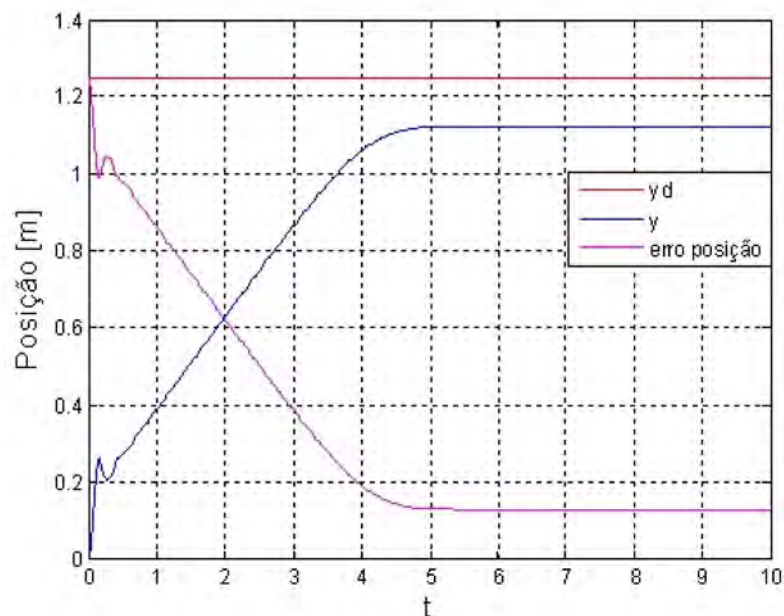


Figura 5 – Gráfico da posição em função do feedback do sistema.



Modalidade do trabalho: Relatório técnico-científico

Evento: XVII Jornada de Pesquisa

A posição máxima alcançada com $k_p = 8$ é de $y = 1,122m$, representando um erro de 10,24% que é extremamente grande, pois a posição desejada era de $y_d = 1,25m$, porém não é possível aumentar o ganho devido à tensão UT em que a válvula trabalha em um intervalo de -10 à 10V, ou seja, a válvula está trabalhando no máximo permitido neste sistema em que o ganho proporcional de controle é de $k_p = 8$. Porém a pesquisa vai além, em busca de novos tipos de controle mais eficientes para melhorar o desempenho do sistema, obtendo resultados de qualidade e menor percentual de erro sobre a posição desejada.

Tratou-se da aplicação de um modelo não linear completo para simulação do controle proporcional de posição de um atuador pneumático. Comprovou-se os resultados da literatura referentes às limitações do controle clássico linear proporcional aplicado a sistemas pneumáticos. Pretende-se a partir do modelo estudado desenvolver estratégias de controle não linear para o alcance de melhor desempenho do servoposicionador. Tal pesquisa visa contribuir para inovações em um equipamento florestal.

À CAPES pela bolsa, à UNIJUI pelo espaço físico de laboratórios para a realização desta pesquisa, ao professor orientador Valdiero e os recursos financeiros do projeto de P&D da ANEEL financiado pela Celpe.

[1] MEHMOOD, A.; LAGHROUCHE, S.; BAGDOURI, M. El; AHMED, F. S. Sensitivity analysis of LuGre friction model for pneumatic actuator control, em "IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference" (VPPC), pp. 1-6, 2010.

[2] WEI, Q.; ZONGXIA, J. Modeling and analysis of pneumatic loading system, em "Fluid Power and Mechatronics" (FPM), International Conference on, pp. 642-646, 2011.

[3] VALDIERO, A. C.; RITTER, C. S.; RIOS, C. F.; RAFIKOV, M. NonLinear Mathematical Modeling in Pneumatic Servo Position Applications, Mathematical Problems in Engineering (Online), vol. 2011, pp.1 - 16, (2011).

[4] VALDIERO, A. C. Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito, Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2005.

[5] MIOTTO, F. E. M. Modelagem matemática da dinâmica do atrito e sua aplicação no controle ótimo de um atuador hidráulico. 2009. 110f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2009.

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



Modalidade do trabalho: Relatório técnico-científico

Evento: XVII Jornada de Pesquisa

[7] BOLLMANN, A. Fundamentos da Automação industrial pneumática. Projeto de Comandos Binários Eletropneumáticos. São Paulo: Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática, 1997.

[8] ANDRIGHETTO, P. L. Pneumática Básica. Volume II. Ijuí: UNIJUI – RS – Núcleo de Automação de Pequenas e Médias Empresas, 1999.

[9] GUENTHER, R. ; PERONDI, E. A. ; DE PIERI, E. R. ; VALDIERO, A. C. Cascade controlled pneumatic positioning system with LuGre model based friction compensation, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. vol. 28, pp. 48-57 (2006).

[10] BAVARESCO, D. Modelagem matemática e controle de um atuador pneumático. 2007. 107f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2007.

[11] 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.