

Proceeding Series of the Brazilian Society of Computational and Applied Mathematics

Implementação de compensadores de atrito em um Sistema Digital de Controle Distribuído

Roy Daniel Aguirre Carvajal¹

Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, SP

Claudio Garcia²

Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, SP

Resumo. Devido ao atrito, os sistemas podem ter um comportamento não-linear, o qual pode afetar o bom rendimento de um controlador PID, sendo que os sistemas em malha fechada podem ter oscilações. Então, para obter uma diminuição do efeito do atrito, empregam-se compensadores de atrito não-intrusivos, os quais estão baseados na resposta do sistema e não precisam de um modelo para a sua implementação. O objetivo principal deste artigo é fazer uma avaliação de compensadores que buscam diminuir o efeito do atrito estático existente em válvulas de controle. Estes compensadores são implementados em um sistema de controle industrial (SDCD).

Palavras-chave. Atrito, SDCD, válvulas de controle, compensadores de atrito, ITAE.

1 Introdução

O trabalho foi focado no controle de uma planta piloto de vazão, que possui válvulas industriais de controle, as quais apresentam partes móveis como parte do seu funcionamento. Estas partes móveis provocam a existência do atrito estático, o qual é um fenômeno muito comum em atuadores que possuem partes móveis. O resultado de trabalhar com instrumentos desta natureza, é que os processos estarão sujeitos a uma não-linearidade, isto significa um pior desempenho da malha de controle. Na literatura, esta não-linearidade se denomina *stiction* (*static friction*). No trabalho realizado em [1], afirma-se que só uma melhora de 1% tanto na eficiência energética quanto na manutenção do controlador representa centenas de milhões de dólares em economia para as indústrias de processos. O ideal para enfrentar estes problemas é uma adequada manutenção dos instrumentos, no entanto, segundo [9], os processos industriais têm paradas programadas. Isto significa, que os processos muitas vezes operam com instrumentos que não têm as condições desejadas para realizar o seu trabalho, isto justifica o desenvolvimento deste trabalho, pois é muito importante a implementação de novas técnicas de controle, que permitam obter um melhor desempenho das válvulas de controle com alto atrito.

¹rodacar@usp.br

²clgarcia@lac.usp.br

2 Descrição do Processo

A planta piloto do Laboratório de Controle de Processos Industriais da Escola Politécnica da USP consiste basicamente em um circuito fechado de vazão de água. Para movimentar a água se tem uma bomba, a qual possui um inversor de frequência que permite controlá-la. Neste circuito se encontram duas válvulas de controle em linha, cada uma com gaxetas de materiais diferentes (teflon e grafite). Existe uma terceira válvula a qual é usada para gerar perturbações no processo. Para realizar o controle na válvula é usado um Sistema Digital de Controle Distribuído (SDCD) da ABB, representando um sistema de controle industrial. A Plataforma 800xA da ABB é usada em uma ampla variedade de aplicações, como é o caso de Petróleo e Gás, Petroquímica, Energia entre outras.

3 Análise do atrito estático (*Stiction*)

Uma das causas mais comuns que gera oscilações é a presença do alto atrito em válvulas de controle [8]. Isto significa que a válvula está presa em uma determinada posição e que uma maior saída do controlador é necessária, isto para começar a mover a válvula de controle. Uma vez que o atrito dinâmico é menor, a válvula de controle pode ser facilmente movimentada para uma nova posição, mas quando a válvula pára, vai ficar presa novamente. Normalmente, estas posições de parada estão em lados opostos do *set point* desejado. Isto quer dizer que o controlador tentará mover imediatamente a válvula na direção oposta. Este tipo de comportamento muitas vezes é detectado facilmente nos sinais da variável do processo e na saída do controlador, sendo que a variável de processo tem a forma de uma onda quadrada e a saída do controlador tem a forma de dentes de serra.

Na Figura 1 pode-se ver a assinatura de uma válvula de controle com *stiction*. A figura é composta por quatro componentes: banda morta, banda de agarramento, *slip-jump* e movimento de fase. Quando a válvula descansa ou muda de direção no ponto A, ela fica agarrada. Quando o sinal do controlador supera a banda morta (AB) e a banda de agarramento (BC) da válvula, a válvula vai para uma nova posição (Ponto D) e continua a mover-se até o ponto E. Como é mostrado na Figura 1, a única parte linear da válvula está em sua fase de movimento. Portanto, a não-linearidade ocorre na banda de agarramento mais a banda morta (S) e o *slip-jump* (J). Os parâmetros S e J podem capturar as verdadeiras características de não-linearidade na válvula de controle com *stiction*.

Muitos estudos têm sido realizados para modelar o atrito estático ou *stiction*. Para um modelo de atrito estático, os principais objetivos são os seguintes: modelar a tendência da válvula para manter-se em movimento uma vez que começou, até que a entrada mude de direção ou a velocidade tenda a zero, e também incluir os efeitos da banda morta e do *slip-jump*. Em [7] foi proposto um modelo tentando relacionar os parâmetros S e J com a força elástica, a pressão do ar e a força de atrito. No modelo de Kano [7], S corresponde à soma do atrito estático (f_s) e dinâmico (f_d) e J corresponde à diferença entre o atrito estático (f_s) e dinâmico (f_d).

$$S = f_s + f_d; \quad J = f_s - f_d \quad (1)$$

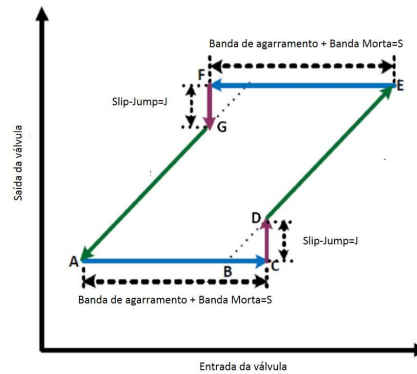


Figura 1: Curva de assinatura de uma válvula com efeito do *stiction* [3].

4 Compensadores de atrito

As não-linearidades nas válvulas de controle têm sido identificadas como a maior fonte de variabilidade nas malhas de controle, as quais ocasionam uma diminuição em seu desempenho, gerando perdas no processo. É por isso que existe a necessidade da implementação de estratégias que não impliquem no investimento em equipamentos caros, estas estratégias são métodos de compensação do atrito. Neste trabalho os compensadores descritos a seguir foram implementados diretamente no SDCD que controla a malha de vazão.

4.1 Compensador CR

A idéia proposta em [5] é fazer saltar o sinal de controle cada vez que a ação de controle é invertida. [6] apresenta uma modificação para este compensador. Os autores utilizaram a mesma metodologia de [5] para compensar a banda morta e a banda de agarramento gerada pelo atrito. A Equação (2) representa o método proposto. Este método foi chamado de *Constant Reinforcement (CR)*:

$$u_{FF} = \frac{S}{2} \text{sign} \left(\frac{du_{\xi}}{dt} \right) \quad (2)$$

O termo u_{ξ} é o sinal de controle filtrado e S o parâmetro do modelo de Kano. Também [5] considera outra alternativa para compensar o *stiction*, onde se propõe em vez de considerar o sinal da derivada do compensador, considerar o sinal de erro. Este método é chamado CR2. A estrutura geral deste compensador se mostra a seguir:

$$u_{FF} = \frac{S}{2} \text{sign}(e(t)) \quad (3)$$

4.2 Compensador Knocker

A metodologia apresentada em [4] consiste na adição de impulsos ao sinal de controle. A ideia é adicionar ao sinal de controle pulsos curtos de igual amplitude e duração na direção da taxa de variação do sinal de controle. Estes pulsos têm que ser somados a um controlador de ação integral para conseguir os movimentos pequenos desejados. A saída do compensador é a sequência de pulsos, caracterizada por três parâmetros: o tempo entre cada pulso (h_k), a amplitude do pulso (a) e a largura do pulso (τ). A variável t_p é o instante de início do pulso anterior. A seguir se mostra a equação que representa a saída do compensador Knocker:

$$u_k(t) = \begin{cases} a \cdot \text{sign}(u_c(t) - u_c(t_p)) & t \leq t_p + h_k + \tau \\ 0 & t > t_p + h_k + \tau \end{cases} \quad (4)$$

4.3 Compensador Two-move

A estratégia apresentada em [10] está baseada na implementação de dois movimentos. O primeiro consiste em tirar a haste da válvula de controle que se encontra em uma posição agarrada. O segundo movimento consiste em levar esta haste até a posição correspondente ao valor de referência. Em [2] fez-se uma modificação, adaptando o compensador *two-move* a um modelo de dois parâmetros [1], conforme se indica a seguir:

$$1^\circ \text{ Movimento} : u_k(t) = \text{sgn} \left(\frac{du_c(t)}{dt} \right) (|u_c(t)|) + d \quad (5)$$

$$2^\circ \text{ Movimento} : \begin{cases} u_k(t+1) = -(u_c(t+1) - u_s) & e(t+1) > 0 \\ u_k(t+1) = -(u_c(t+1) - u_s - S - J) & e(t+1) < 0 \end{cases} \quad (6)$$

onde u_s é o sinal de controle, o qual consegue estabilizar a haste na referência desejada e d é a banda de agarramento do modelo de um parâmetro.

5 Resultados

Os testes foram realizados na válvula com gaxetas de grafite, por ser justamente a válvula da planta piloto de vazão com maior atrito. O tempo de amostragem foi de 1 segundo. O *set-point* inicial foi de $9m^3/h$ da vazão máxima. O *set-point* muda a cada 1200 segundos, primeiramente para dois degraus positivos de $1m^3/h$ e depois dois degraus negativos de $1m^3/h$. Na Figura 2 se apresentam os resultados obtidos apenas com um controlador PI. É evidente que a válvula com gaxetas de grafite apresenta um nível alto de atrito. A válvula apresenta oscilações em torno do valor de referência. Estas oscilações reduzem a qualidade do produto final.

As Figuras 3 a 6 apresentam os resultados obtidos das simulações com os compensadores CR1, CR2, *Knocker* e *Two move*, respectivamente.

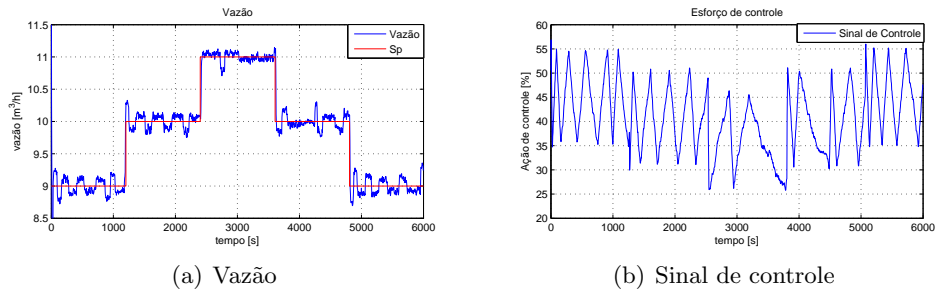


Figura 2: Resultado obtido apenas com um controlador PI.

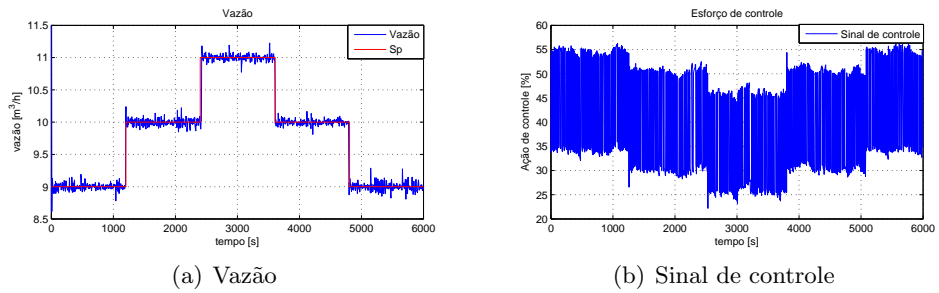


Figura 3: Resultado obtido com o compensador CR1.

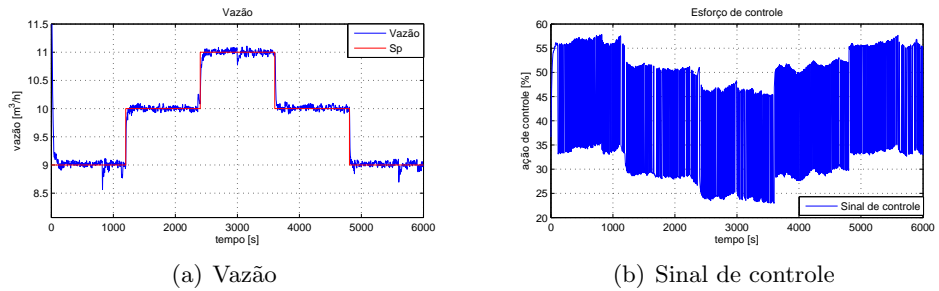


Figura 4: Resultado obtido com o compensador CR2.

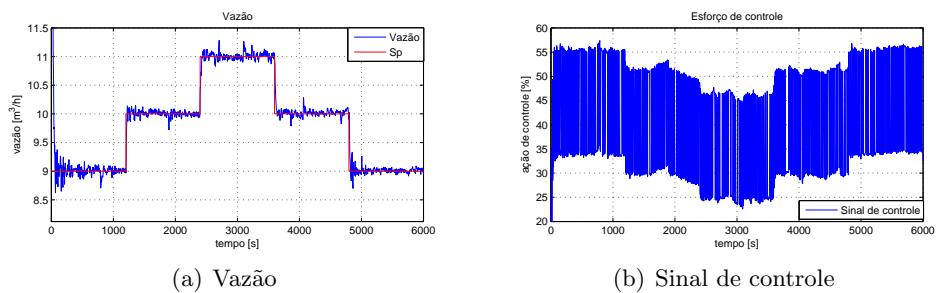


Figura 5: Resultado obtido com o compensador Knocker.

Pode-se ver nos resultados obtidos que os compensadores de atrito se mostram eficazes.

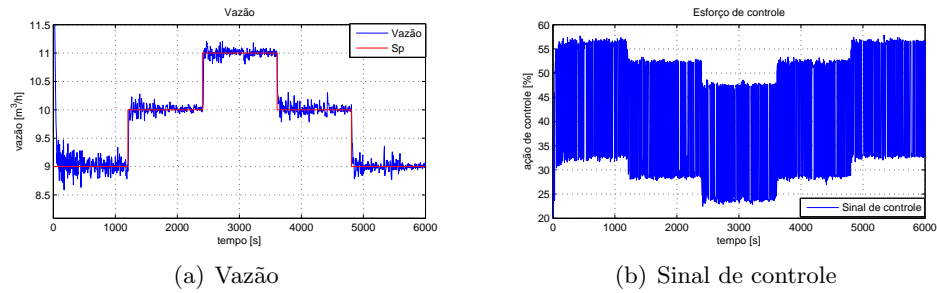


Figura 6: Resultado obtido com o compensador Two-move.

Os métodos conseguem diminuir a variabilidade, mas a grande desvantagem é um aumento drástico nas variações da pressão do atuador da válvula de controle, aumentando seu desgaste.

Para uma melhor análise dos resultados são utilizados três índices de desempenho. O primeiro índice corresponde à integral do erro absoluto vezes o tempo (ITAE). O segundo índice é D_v , que está relacionado ao desgaste gerado na válvula de controle. O último índice é D_{IP} , o qual está associado ao desgaste do conversor I/P. A Tabela 1 apresenta os valores obtidos para os índices de desempenho para a válvula com gaxetas de grafite. A seguir se mostram as equações que representam os índices de desempenho:

$$D_v = \sum |x(k) - x(k - 1)|; \quad D_{IP} = \sum |P(k) - P(k - 1)| \quad (7)$$

Tabela 1: Índices de desempenho dos compensadores de atrito.

Compensador	ITAE [%]	D_v [%]	D_{IP} [%]
PI convencional	71,8732	13,53	71,86
CR1	30,57	3140,4	7493,3
CR2	30,78	2772,5	6439,7
<i>Knocker</i>	42,03	978,46	2989,4
<i>Two Move</i>	52,36	978,46	2989,4

Pode-se observar, segundo os resultados obtidos que, os compensadores *CR1*, *CR2*, *Knocker* e *Two move* reduzem o ITAE, porém, o desgaste da válvula é maior.

6 Conclusões

Depois de analisar os resultados obtidos, pode-se concluir que por meio da sintonizada do controlador PI não foram obtidos resultados satisfatórios. Por alguns momentos o controlador PI conseguiu estabilizar o processo no valor de referência, mas devido à presença do ruído de medição, as oscilações apareceram novamente. No caso dos compensadores, eles conseguiram eliminar a variabilidade na variável de processo, porém, aumentou a variabilidade do sinal de controle, causando um maior desgaste na válvula. Isto significa

uma menor expectativa da vida útil dos atuadores. O compensador CR1 apresentou o melhor ITAE mas ao mesmo tempo foi o compensador que mais gerou desgaste na válvula de controle. A implementação destes compensadores representa uma boa alternativa para manter um processo com válvulas de alto índice de atrito operando de forma eficiente. Quando a válvula começar a apresentar um maior índice de atrito, os compensadores podem ser utilizados até a próxima parada programada do processo ou quando for possível realizar a manutenção da válvula. Além disso, não é necessário o investimento em novos equipamentos, porque os compensadores representam uma solução de baixo custo para os problemas gerados pelo *stiction*.

Referências

- [1] M. A. A. S. Choudhury, N. F. Thornhill and L. Shah, Modelling valve stiction, *Control Engineering Practice*, vol. 13, 641–658, (2005).
- [2] M. A. S. L. Cuadros, Quantificação e compensação de atrito em válvulas de controle pneumáticas, *Dissertação de Doutorado em Engenharia Elétrica, Universidade Federal do Espírito Santo*, (2011).
- [3] M. A. Daneshwar and N. M. Noh, Identification of a process with control valve stiction using a fuzzy system: A data-driven approach, vol. 24, 249–260, (2014).
- [4] T. Hägglund, A friction compensator for pneumatic control valves, *Journal of Process Control*, vol. 12, 897–904, (2002).
- [5] T. Hägglund, Automatic on-line estimation of backlash in control loops, *Journal of Process Control*, vol. 17, 489–499, (2007).
- [6] L. Z. X. Ivan and S. Lakshminarayanan, A new unified approach to valve stiction quantification and compensation, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 48, 3474–3483, (2009).
- [7] M. Kano, H. Maruta, H. Kugemoto and K. Shimizu, Practical model and Detection algorithm for Valve Stiction, (2004), *Proceedings of IFAC DYCOPS, Cambridge, USA*.
- [8] C. Skillsäter, Evaluation and configuration of a control asset monitoring tool, *Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Linköping Universitet*, (2011).
- [9] R. Srinivasan and R. Rengaswamy, Stiction compensation in process control loops: A framework for integrating stiction measure and compensation, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 44, 9164–9174, (2005).
- [10] R. Srinivasan and R. Rengaswamy, Approaches for efficient stiction compensation in process control valves, *Computers & Chemical Engineering*, vol. 32, 218–229, (2008).