



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA QUÍMICA
ENG07053 - TRABALHO DE DIPLOMAÇÃO EM ENGENHARIA
QUÍMICA



Comparação de Métodos de Compensação de Agarramento em Válvulas de Controle

Autor: Rafael Augusto Bigolin Lanfredi

Orientador: Marcelo Farenzena

Porto Alegre, 28 dezembro de 11

Sumário

Sumário	ii
Agradecimentos	iii
Resumo	iv
Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	vi
Lista de Símbolos	vii
Lista de Abreviaturas e Siglas	x
1 Introdução	1
2 Revisão Bibliográfica	3
2.1 Agarramento	3
2.2 Modelagem	4
2.3 Detecção	7
2.4 Quantificação	7
2.5 Métodos de Compensação de Agarramento	9
3 Materiais e Métodos	15
3.1 Modelo de agarramento	15
3.2 Métodos para Compensar o Agarramento	15
3.3 Adaptações para o Sistema Integrador	16
3.4 Parâmetros Comparativos de Análise de Eficiência	17
3.5 Estudos de Caso	18
3.6 Controlador	19
3.7 Software	19
4 Resultados	21
5 Conclusões e Trabalhos Futuros	31
6 Referências	33

Agradecimentos

Agradeço de maneira rápida, mas que por si só não é o suficiente para demonstrar toda minha gratidão a todos que estiveram presentes e me ajudaram, das mais diversas formas, a chegar até aqui.

Obrigado.

Resumo

De forma a otimizar processos e manter o controle sobre cada etapa da cadeia de produção, a indústria emprega grande quantidade de válvulas de controle. O seu uso está ligado diretamente ao controle de praticamente todas as etapas do processo, desde controle de qualidade até controle de emissão de efluentes. Assim, oscilações no processo que causem perda de desempenho no controle podem causar grandes prejuízos. Uma das causas mais comuns de perda de desempenho é o agarramento, ou a presença de atrito estático nos atuadores das válvulas.

O presente trabalho comparou sistematicamente quatro métodos para compensação de agarramento. Foram eles: *Knocker*, Reforço Constante, Dois Movimentos e Dois Movimentos Modificados. Foram feitas, utilizando-se plantas de primeira e segunda ordens e sistemas integradores, simulações onde se calculou dois parâmetros: a diminuição do erro integral quadrático da *variável de processo* (*PV*) e a diminuição do desvio padrão do curso do atuador da válvula (*MV*). Foram variados os valores do agarramento e os parâmetros dos métodos, obtendo os resultados com o menor erro e os resultados médios.

Entre os quatro métodos, aquele que mostrou melhor desempenho (alcançando rapidamente o *setpoint*, diminuindo o erro da *PV* e a variabilidade da *MV*) foi o Método dos Dois Movimentos Modificado. Em comparação com o método dos Dois Movimentos, o primeiro alcançou velocidades maiores. Os métodos *Knocker* e Reforço Constante, mesmo diminuindo significativamente o erro em vários dos casos, aumentaram (de uma maneira geral) significativamente a variabilidade da *MV*, a frequência da oscilação e possivelmente o desgaste da válvula.

Neste trabalho, foi proposta uma modificação para o método dos Dois Movimentos e outra para o Dois Movimentos Modificados, para as suas utilizações em mudanças de *setpoint* em sistemas integradores. Os métodos propostos alcançaram resultados satisfatórios.

Lista de Figuras

Figura 2.1: Curva mv x op para válvula na presença de agarramento e de banda morta.....	3
Figura 2.2: Fluxograma do modelo proposto por Kano et al (2004)	6
Figura 2.3: Curva PV em função de OP para sistema sofrendo de agarramento.....	8
Figura 2.4: Técnica de agrupamento.....	9
Figura 2.5: Técnica do agrupamento.	9
Figura 2.5: Curva de PV em função de OP com St igual ao valor do agarramento.	9
Figura 2.6: Implementação do <i>Knocker</i> na malha de controle.	10
Figura 2.7: : Sinal característico gerado a partir do <i>Knocker</i>	10
Figura 2.8: Esquema da implementação do método dos Dois Movimentos e Otimização.	120
Figura 2.9: Movimentos do método dos Dois Movimentos	12
Figura 2.10: Sequência de movimentos do método dos Dois Movimentos Modificado. .	144
Figura 3.1: Modificação proposta para os métodos dos Dois Movimentos e Dois Movimentos Modificado atuando em sistema integrador.....	1417
Figura 3.2: Diagrama de malha de controle montado em <i>Simulink</i> ®	1419
Figura 4.1: Curvas de ISE_{DIM} formadas por diferentes parâmetros (a) <i>Knocker</i> atuando sobre planta de primeira ordem; (b) Reforço Constante atuando sobre sistema integrador.....	221
Figura 4.2: Método do Reforço Constante atuando sob sistema integrador após escolha equivocada de parâmetros.....	222
Figura 4.3: Caso ATIVAÇÃO simulado com o método <i>Knocker</i> e com $d = 2$; (a) Curva de PV ao longo do tempo; (b) Curva de OP ao longo do tempo.....	223
Figura 4.4: Curva PV ao longo do tempo para o Reforço Constante; (a) ATIVAÇÃO com $d=4$; (b) ATIVAÇÃO com $d=3$	223
Figura 4.5: Comportamento do método dos Dois Movimentos no caso ATIVAÇÃO com d $=3$; (a) PV ao longo do tempo; (b) MV ao longo do tempo.....	244
Figura 4.6: Simulações para a planta de primeira ordem o caso DEGRAU com $d = 2$	245
Figura 4.7: Curva MV ao longo do tempo simulada para a planta de primeira ordem com $d=3$; (a) Método dos Dois Movimentos Modificado com $rt=1$; (b) Melhor resultado do método do Reforço Constante.	246
Figura 4.8: Curvas para o método do reforço constante simulado na planta de segunda ordem para o caso ATIVAÇÃO com $sb = 4$; (a) Curva PV ao longo do tempo; (b) Curva MV ao longo do tempo.....	266
Figura 4.9: Curva PV ao longo do tempo para o método dos Dois Movimentos simulado na planta de segunda ordem para o caso DEGRAU com $d = 2$	248
Figura 4.10: Curva de PV ao longo do tempo para o método <i>Knocker</i> simulado para a planta de segunda ordem; (a) caso ATIVAÇÃO com $d=3$; (b) caso ATIVAÇÃO com $d=4$. ..	249
Figura 4.11: Método dos Dois Movimentos proposto para sistema integrador simulado com $d=4$; (a) Curva PV ao longo do tempo; (b) Curva MV ao longo do tempo.	30

Lista de Tabelas

Tabela 3.1: Intervalos de parâmetros utilizados.	17
Tabela 3.2: Parâmetros dos controladores utilizados	19
Tabela 4.1: Resultados obtidos para o método <i>Knocker</i> simulado para a planta de primeira ordem.	272
Tabela 4.2: Resultados obtidos para o método do Reforço Constante simulado para a planta de primeira ordem.	273
Tabela 4.3: Resultados obtidos para o método dos Dois Movimentos simulado para a planta de primeira ordem.	274
Tabela 4.4: Resultados obtidos para o método dos Dois Movimentos Modificados simulado para a planta de primeira ordem	255
Tabela 4.5: Resultados obtidos para planta de segunda ordem.	277
Tabela 4.6: Resultados obtidos para o sistema integrador.....	299

Lista de Símbolos

a	Amplitude do pulso
A	Área não balanceada do obturador
d	Quantificação do agarramento
DP_{DIM}	O quanto DP_{MET} é menor que DP_{ORIG}
DP_{MET}	Desvio padrão com a aplicação do método
DP_{ORIG}	Desvio padrão original
dt	Duração do movimento do método dos Dois Movimentos Modificado
du	Amplitude do primeiro movimento do método dos Dois Movimentos Modificado
dy	Mudança de <i>setpoint</i>
e	Erro
e_{MV}	Erro da variável manipulada
$F_{assentamento}$	Força extra para forçar a válvula à sua posição assentada
F_{atrito}	Força de atrito sobre a haste da válvula;
F_C	Coeficiente de atrito de Coulomb
F_{fluido}	Força devido à perda de carga pela passagem do fluido através da válvula
f_k	Ação do método dos Dois Movimentos e Otimização
F_k	Sinal compensador
F_{mola}	Força da mola interna da válvula
$F_{pressão}$	Força aplicada pelo atuador da válvula
F_S	Coeficiente de atrito estático
F_v	Coeficiente de atrito viscoso
g	Função que especifica o quanto z depende de v_R
G	Modelo da planta
h	Tempo de amostragem
h_k	Tempo entre o início de dois pulsos consecutivos

ISE_{DIM}	O quanto ISE_{MET} é menor que ISE_{ORIG}
ISE_{MET}	Integral quadrático com a aplicação do método
ISE_{ORIG}	Integral quadrático original
ISE_y	Erro integral quadrático da variável da variável manipulada em relação ao <i>setpoint</i> estabelecido
J	Banda de agarramento
J_{obj}	Função objetivo
k	Constante da mola existente na válvula
K_P	Ganho do processo
m	Saída do controlador com o método dos Dois Movimentos e Otimização
m_V	Massa das partes móveis da válvula
P	Pressão do ar responsável pela movimentação da haste da válvula
rt	Tempo de subida em malha fechada
S	Banda morta
S_a	Área do diafragma da válvula
t	Tempo
u	Saída do controlador para a válvula
u_C	Sinal do controlador antes de ser somado ao <i>Knocker</i>
u_K	Sinal do <i>Knocker</i> para o ser somado ao controlador
us	Sinal de controle no momento em que a válvula começa a se mover
v	Velocidade da haste da válvula
v_R	Velocidade relativa entre duas superfícies
v_S	Velocidade de Stribeck
x	Posição da haste da válvula
y	Saída do processo
$y_{Set-Point}$	<i>Setpoint</i> do processo
z	Deflexão médias das cerdas

α	Sinal gerado pelo método Reforço Constante e adicionado ao sinal do controlador
β	Fator multiplicativo para o primeiro movimento do método dos Dois Movimentos
ΔP	Perda de carga do fluido passando pela válvula
Δt	Tempo entre dois movimentos consecutivos
ϵ	Agressividade da válvula
λ_1	Penalidade do primeiro termo da função J_{obj}
λ_2	Penalidade do segundo termo da equação J_{obj}
λ_3	Penalidade do segundo termo da equação J_{obj}
σ_0	Coefficiente de rigidez
σ_1	Coefficiente de amortecimento
τ	Duração do pulso
τ_1	Constante de tempo do processo

Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>ISE</i>	<i>Erro integral quadrático</i>
<i>MV</i>	Variável manipulada
<i>OP</i>	Sinal de Controle
<i>PI</i>	Proporcional integral
<i>PV</i>	Variável de processo
<i>stp</i>	Degrau
<i>Var</i>	Variabilidade

1 Introdução

Na tentativa de alcançar o melhor desempenho em um processo e garantir a operação segura e controlada da planta, a indústria emprega grande quantidade de válvulas de controle. O seu uso está ligado diretamente ao controle de qualidade. Quanto maior esse for, mais rígido e confiável deve ser o desempenho do sistema de controle. Mesmo 1% de melhoria em uma determinada planta, tanto em ganho de produção, eficiência energética ou em diminuição de perdas do processo, representa milhões de dólares em economia de custos (Desborough & Miller, 2002) para uma indústria de processo como refinaria ou petroquímica. Além disso, sistemas de controle são empregados em praticamente todas as etapas do processo, por exemplo evitando o desperdício de matéria-prima e mantendo o efluente gerado dentro das especificações. Dessa forma, válvulas e malhas de controle estão atreladas a questões financeiras e até mesmo ambientais e o seu estudo e a melhoria de suas performances desperta grande interesse.

Oscilações em malhas de controle são uma das causas recorrentes de perda de performance em processos. Essas oscilações podem ainda se propagar para as outras etapas da cadeia produtiva e aumentar custos operacionais, de produção e de manutenção. Essa está relacionada principalmente aos movimentos excessivos e reversões que a válvula de controle estaria sujeita. Entre as principais causas da perda de desempenho, podem-se citar ajustes inadequados nos parâmetros do controlador (controle agressivo) e não-linearidades, a qual se encontra como uma das causas mais comuns é o agarramento.

Pode-se definir o agarramento como sendo um aumento do atrito estático no atuador da válvula de controle. Ele leva a comportamentos oscilatórios devido ao pulso que o atuador da válvula precisa dar para vencê-lo. A forma mais básica para se corrigir tal tipo de problema é a realização de manutenção das partes afetadas, ou a própria substituição da válvula problemática. Essas duas alternativas, porém, nem sempre são possíveis.

A quantidade de válvulas sofrendo com agarramento pode tornar a troca de todas que estejam apresentando problemas uma alternativa inviável financeiramente. A manutenção, por sua vez, geralmente apresenta custos menores, mas nem sempre ela resolve o problema e mesmo uma válvula que tenha seu problema com agarramento corrigido pode voltar a agarrar, levando a um ciclo de gastos sem fim. As duas opções podem ser inviáveis, ainda, por outras causas.

Para se evitar gastos excessivos, aumentar a confiabilidade da planta e aumentar o tempo de campanha é fundamental encontrar formas de se contornar o agarramento de maneira simples e não intrusiva. São fundamentais, assim, métodos que utilizam apenas *software* e que consigam contornar e compensar o problema, alcançando o ponto de operação desejado de maneira eficiente, minimizando a variabilidade do atuador, visando uma maior vida útil da válvula.

O objetivo do trabalho foi pesquisar e analisar métodos existentes na literatura para compensar o agarramento através do uso exclusivo de *software* e simulá-los para diferentes casos. Dessa forma, objetivou-se analisar seus desempenhos e compará-los entre si. O trabalho propôs, também, duas formas de se compensar o agarramento em válvulas de controle para sistemas integradores.

O trabalho inicialmente apresenta uma revisão bibliográfica sobre o fenômeno do agarramento, assim como as formas para detectá-lo, quantificá-lo, compensá-lo e simulá-lo computacionalmente. Segue a análise e discussão dos resultados obtidos e encerra-se com as conclusões finais e trabalhos futuros.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Agarramento

Uma das mais severas não-linearidades presentes em uma válvula de controle é o agarramento (HÄGGLUND, 2002). Define-se como agarramento a resistência inicial ao começo do movimento do atuador da válvula. Acontece quando o atrito estático na válvula é muito maior que o atrito dinâmico. Dessa forma, como a força necessária para iniciar o movimento é maior, quando vencido o atrito estático, o atuador tem a tendência de saltar. Esse fenômeno causa problemas na movimentação e posicionamento dos atuadores em mudanças na variável manipulada, requerida pelo sistema de controle (CLARKE, 1995).

Na Figura 2.1, é possível observar o comportamento da saída de uma válvula (MV) sofrendo de agarramento em função de seus valores de entrada (saída do controlador, OP).

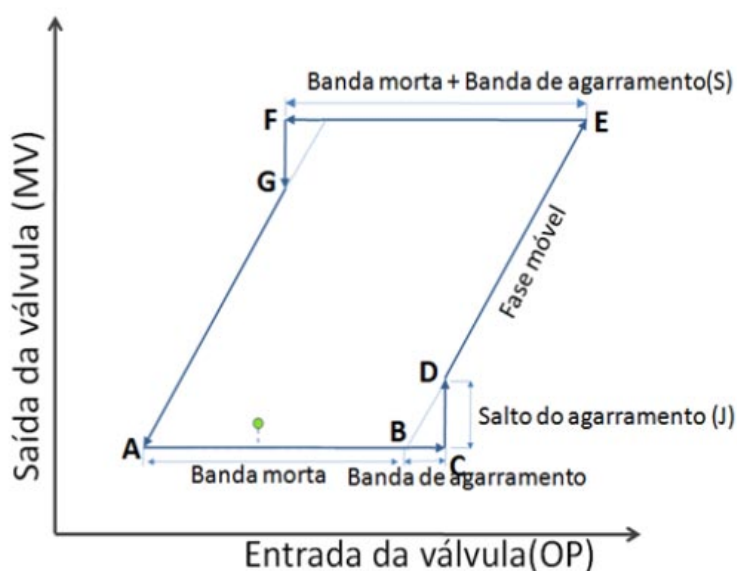


Figura 2.1: Curva MV x OP para válvula na presença de agarramento e de banda morta.

Uma vez que a válvula inverte seu sentido de movimento (ponto A), deve-se inicialmente vencer a banda morta (intervalo no qual uma variação do sinal de entrada não causa variação observável no sinal de saída). Chegando ao ponto B, é necessário vencer a banda de agarramento. Quando o sinal de entrada é suficientemente grande para superar o agarramento, o sinal de saída realiza um salto (J), movendo-se, após, normalmente. Quando o sentido de movimento é invertido ou quando a velocidade chega a um valor próximo de zero (ponto E), a válvula agarra de novo, devendo novamente superar as duas bandas (pontos F e G). A soma da banda morta e da banda de agarramento é o atrito aparente ou a banda estática na válvula, e é representado por S. Tal fenômeno, associado a um controlador com parte integral, insere um ciclo-limite no processo, aumentando significativamente sua variabilidade, que pode se propagar para toda a unidade.

Para se contornar esse problema, é necessário efetuar a manutenção na válvula afetada ou utilizar compensadores de agarramento, tanto adicionando um novo sinal ao loop de controle quanto incorporando o algoritmo compensador ao controlador.

2.2 Modelagem

Um dos principais fatores que afeta o comportamento de válvulas de controle e uma das causas de variabilidade mais difícil de modelar é a presença de fricção em válvulas de controle, em particular a fricção estática (agarramento) (GARCIA, 2008). Assim, torna-se necessária a aplicação de um modelo que represente corretamente a situação estudada.

A modelagem do atrito em válvulas de controle alcança vários objetivos, entre eles a possibilidade de se modelar computacionalmente a causa da variabilidade do processo e fornecer uma resposta inicial do sistema de maneira mais simples e direta que a prática experimental.

Entre os modelos de atrito presentes na literatura, podemos citar duas classes distintas: modelos físicos e modelos gerados a partir de dados.

2.2.1 Modelos físicos

Através da análise física (balanço de forças) do comportamento da válvula, tenta-se representar o comportamento dos dados reais da planta. A fim de se modelar o comportamento da válvula, é feito o balanço de forças sobre a sua haste, assumindo que a variável de entrada é o sinal que vem do controlador, convertido em um sinal de pressão, e que a posição da haste é a saída. Dessa forma, a equação do modelo se torna (CHOUDHURY *et al.*, 2005; KAYIHAN & DOYLE, 2000):

$$m_V \times x'' = F_{\text{pressão}} - F_{\text{mola}} - F_{\text{atrito}} - F_{\text{fluido}} - F_{\text{assentamento}} \quad (2.1)$$

Onde m_V é a massa das partes móveis da válvula; x é a posição da haste (parte móvel); x'' é derivada segunda da posição; $F_{\text{pressão}} = S_a \cdot P$ é a força aplicada pelo atuador, S_a sendo a área do diafragma e P a pressão do ar responsável pela movimentação da haste; $F_{\text{mola}} = k \cdot x$ é a força da mola, sendo k a constante da mola; F_{atrito} é a força de atrito; $F_{\text{fluido}} = A \cdot \Delta P$ é a força devido à perda de carga do fluido através da válvula, com A sendo a área não balanceada do obturador e ΔP é a perda de carga; e $F_{\text{assentamento}}$ é a força extra necessária para forçar a válvula à sua posição assentada. De acordo com CHOUDHURY *et al.* (2005) e KAYIHAN & DOYLE (2000), F_{fluido} e $F_{\text{assentamento}}$ são desprezíveis em situações práticas.

Entre os modelos físicos, pode-se separá-los em dois tipos: os estáticos e os dinâmicos (OLSSON, 1996).

Nos modelos estáticos, o atrito é modelado como função estática da velocidade. Normalmente são considerados três componentes: atrito estático, atrito viscoso e atrito de *Coulomb* (GARCIA, 2008). O atrito total pode ser calculado por:

$$F_{atrito}(v) = [F_C + (F_S - F_C) \times e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2}] \times \text{sinal}(v) + F_v \times v \quad (2.2)$$

Onde F_C é o coeficiente de atrito de *Coulomb*, F_S é o coeficiente de atrito estático, v é a velocidade da haste da válvula, v_s é a velocidade de *Stribeck* e F_v é o coeficiente de atrito viscoso. A velocidade de *Stribeck* é a aquela na qual a força de atrito começa a diminuir com uma velocidade crescente e positiva.

Aplicando a Equação 2.2 ao balanço de forças (Equação 2.1) e desprezando $F_{assentamento}$ e F_{fluido} o balanço de forças em volta da haste da válvula se torna:

$$m_v \times \ddot{x} = S_a \times P - k \times x - \left[F_C + (F_S - F_C) \times e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2} \right] \times \text{sinal}(v) + F_v \times v \quad (2.3)$$

Nos modelos dinâmicos, o atrito pode variar com o tempo mesmo quando a haste da válvula não está se mexendo. O modelo dinâmico proposto por OLSSON (1996), chamado modelo *Lugre*, descreve os efeitos do atrito principalmente para velocidades baixas e para quando ocorre inversão no sentido da velocidade. É considerado que as duas superfícies são compostas, a nível microscópico, por cerdas elásticas que simulam a rugosidade das superfícies em contato. Assim, o atrito é modelado pelas equações:

$$\frac{dz}{dt} = v_R - \frac{|v_R|}{g(v_R)} \times z \quad (2.4)$$

$$g(v_R) = \frac{1}{\sigma_0} \left[F_C + (F_S - F_C) \times e^{-\left(\frac{v_R}{v_s}\right)^2} \right] \quad (2.5)$$

$$F_{atrito} = \sigma_0 \times z + \sigma_1 \times \frac{dz}{dt} + F_v \times v \quad (2.6)$$

Onde z é a deflexão média das cerdas, v_R é a velocidade relativa entre as duas superfícies, $g(v_R)$ é a função que especifica o quanto z depende de v_R , σ_0 é o coeficiente de rigidez e σ_1 é o coeficiente de amortecimento.

Os modelos físicos possuem algumas limitações que impedem o seu uso em grande escala, como a necessidade de uma grande quantidade de parâmetros, sendo que alguns precisam ser estimados (como por exemplo o atrito de *Coulomb* e o atrito viscoso) e outros são muito específicos para uma determinada válvula (como a massa da haste ou a constante da mola). Além disso, eles apresentam maior complexidade em relação aos gerados a partir de dados, o que leva a uma maior dificuldade de resolução, maior tempo de processamento computacional e a uma maior dificuldade de implementação.

2.2.2 Modelos gerados a partir de dados

Diferente dos modelos físicos, os modelos gerados a partir de dados possuem poucos parâmetros, que geralmente podem ser facilmente obtidos a partir de dados de operação de uma planta.

STENMAN *et al.* (2003) apresentou um modelo simples que depende apenas de um parâmetro e que tenta imitar o comportamento “saltitante” da válvula na presença do agarramento. Assim, a movimentação da válvula é dada pelas equações:

$$x(t) = \begin{cases} x(t-1), & \text{se } |u(t) - x(t-1)| \leq d \\ u(t), & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (2.7)$$

Onde $x(t-1)$ e $x(t)$ representam a posição anterior e a atual da válvula, $u(t)$ representa a saída atual do controlador e d é a magnitude do agarramento.

CHOUDHURY *et al.* (2004) apresentou um modelo de dois parâmetros, J e S , que representam, respectivamente o quanto a válvula salta quando a ela se move e o intervalo de variação do sinal de controle em que a válvula recebe sinal para se mover, mas permanece parada devido ao agarramento (conforme ilustrado na Figura 2.1).

KANO *et al.* (2004) estendeu esse modelo, de forma a permitir que ele pudesse lidar tanto com sinais determinísticos quanto estocásticos. O seu fluxograma lógico se encontra na Figura 2.2.

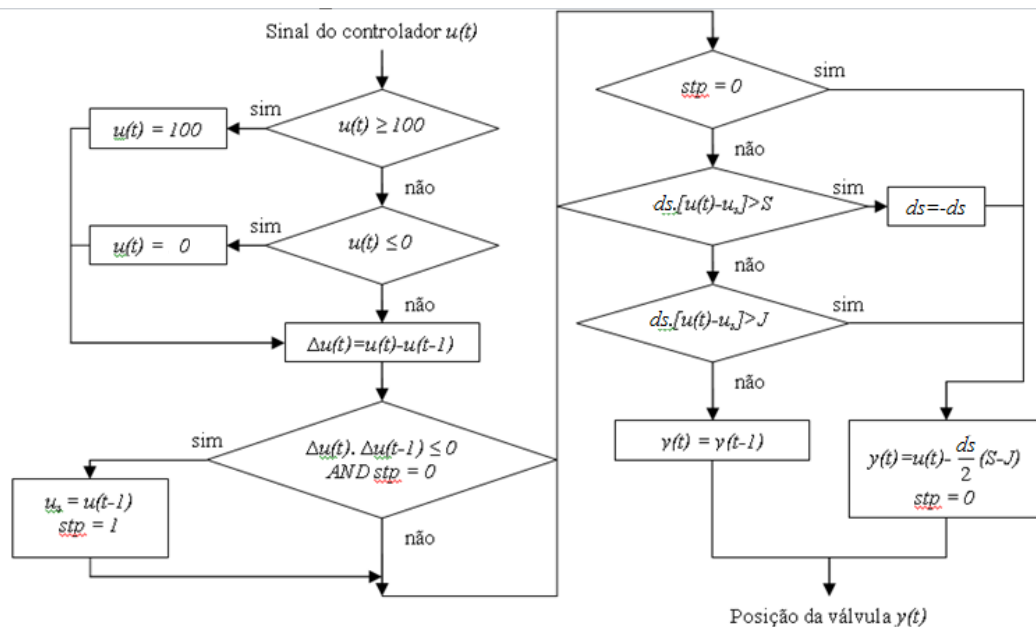


Figura 2.2: Fluxograma do modelo proposto por Kano et al (2004)

Onde $u(t)$ é o sinal para a válvula, S é a banda morta somada à banda de agarramento, J é o salto da válvula, ds indica a direção da força de atrito, stp indica se a válvula está parada ou em movimento e u_s é o sinal de controle no momento em que a válvula para seu movimento.

2.3 Detecção

Os primeiros estudos sobre detecção de agarramento datam da década de 50 (BROWN, 1958), aplicados à aviação. Entretanto este assunto possui maior atividade nos últimos 20 anos, onde foram desenvolvidas cerca de 20 metodologias para detectar automaticamente o agarramento em válvulas.

HORCH & ISAKSSON (1998) apresentou um dos métodos mais antigos para o diagnóstico do agarramento. O método é baseado na correlação cruzada entre *PV* e *OP*. No caso de agarramento, a fase da curva gerada na correlação é $\pi/2$, enquanto se a causa da oscilação é um distúrbio externo, a fase é π .

SINGHAL & SLASBURY (2005), assumindo que o processo possa ser descrito como uma função de transferência de primeira ordem, diagnosticaram o agarramento baseado na frequência das áreas antes (*A1*) e depois dos picos (*A2*) da curva da variável de processo. Se as áreas forem similares, não é detectado agarramento. Caso contrário, se as áreas forem diferentes, a causa da oscilação é o agarramento.

CHOUDHURY *et al.* (2004) propôs um método baseado em estatísticas de alta ordem. É assumido que, uma vez que a alta não-linearidade da malha de controle é atestada, a causa é agarramento.

ROSSI & SCALI (2005) propuseram um método em que o diagnóstico de agarramento ou de controle agressivo é baseado no reconhecimento do padrão da variável controlada. Assumindo uma planta de primeira ordem, se a variável de processo possui um formato triangular ou de formato relé, o loop está sofrendo de agarramento. Se a saída possui um formato de onda senoidal, então a causa é um controle agressivo ou distúrbios externos.

HE *et al.* (2007) apresentou melhorias em relação ao método anterior. Primeiramente, somente ondas triangulares e senoidais são interpoladas, o que torna o processo mais eficiente computacionalmente e livre de mínimos locais. Se o processo pode ser descrito por uma função de transferência de primeira ordem, deve ser analisada a saída do controlador. Caso contrário, se o processo é um integrador, deve ser analisada a variável do processo.

2.4 Quantificação

Teoricamente, todas as válvulas agarram certa quantidade. Algumas dentro de uma faixa aceitável para a aplicação a que estão sujeitas. Outras podem necessitar de manutenção urgente. Dessa forma, é importante detectar e quantificar o agarramento de forma a ordenar as válvulas em ordem para que as prioridades da manutenção possam ser determinadas (CHOUDHURY *et al.*, 2006).

Como a presença de agarramento produz ciclos tanto na saída do processo (*PV*) quanto na saída do controlador (*OP*), se for traçada a curva *PV* x *OP* obtém-se um padrão cíclico (formato de elipse), conforme a Figura 2.3.

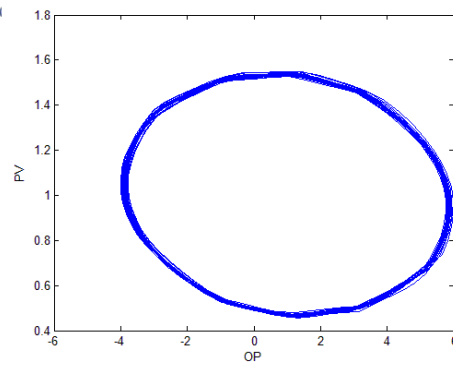


Figura 2.3: Curva PV em função de OP para sistema sofrendo de agarramento.

2.4.1 Técnica de Agrupamento

A técnica de agrupamento consiste em dividir grupos de dados espalhados em diversos grupos de forma que os dados em um mesmo grupo sejam similares uns aos outros. Partindo do padrão elíptico da curva PV contra OP de uma válvula sofrendo de agarramento, são coletados os dados correspondentes a uma faixa estreita ao longo da média de PV e paralela ao eixo OP podem ser coletados e usados para quantificar o agarramento com a ajuda das técnicas de médias de grupos e médias de grupos difusas. O valor do agarramento é a diferença entre as coordenadas do eixo x do centro de dois grupos, conforme Figura 2.4.

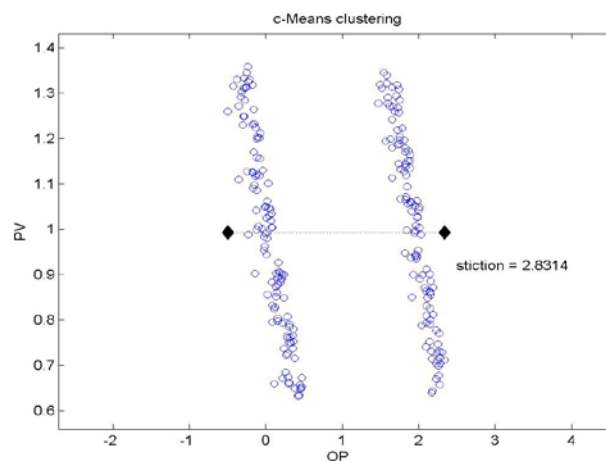


Figura 2.4: Técnica do agrupamento.

2.4.2 Elipse Ajustada

A partir da curva obtida, é possível interpolar uma elipse por mínimos quadrados e determinar o agarramento a partir da curva obtida. O agarramento é determinado como a máxima largura da elipse no sentido de OP , conforme Figura 2.5.

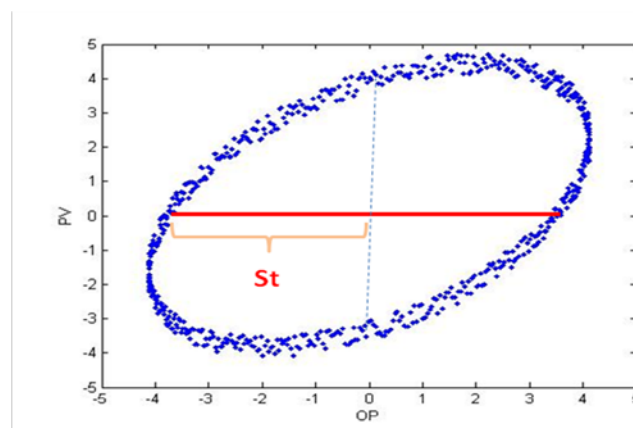


Figura 2.5: Curva de PV em função de OP com o agarramento igual a $2xSt$.

2.4.3 Método Prático

Uma vez que a posição da válvula geralmente não se encontra disponível, a banda de agarramento pode ser determinada a partir de dados da malha de controle, de maneira mais simples, porém imprecisa, como o quanto é a mudança na saída do controlador para haver uma mudança na variável de processo ou a variação de OP entre dois picos consecutivos do sinal do controlador (GERRY & RUEL, 2001).

2.5 Métodos de Compensação de Agarramento

De forma a superar e minimizar os efeitos decorrentes do agarramento foram propostos inúmeros métodos que não necessitam de intervenção na válvula em si e utilizam apenas softwares muitas vezes acoplados ao próprio controlador do processo. Esses métodos são o objeto de estudo deste trabalho. São descritos a seguir os principais que serão analisados e comparados.

2.5.1 HÄGGLUND, 2002

Propôs o método do *Knocker*, objetivando compensar o agarramento em válvulas de controle pneumáticas. Ele parte do princípio de que a força necessária para superar o agarramento é dependente da taxa com que essa força é aplicada (RICHARDSON & NOLLE, 1976). Dessa forma, foi proposta a inserção de uma sequência de pulsos com pequena energia ao sinal do controlador. Todos os pulsos apresentam a mesma amplitude e duração, e são no mesmo sentido da mudança do sinal de controle.

A implementação desse método é feita conforme a Figura 2.6.

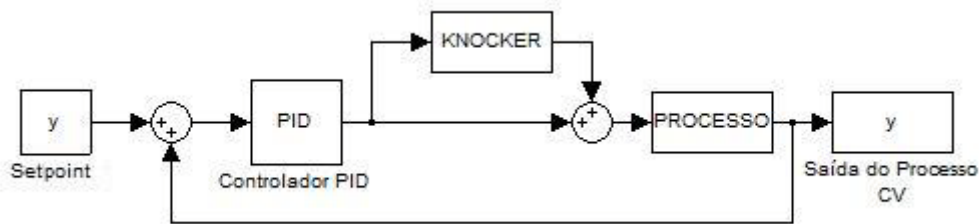


Figura 2.7: Implementação do *Knocker* na malha de controle.

O sinal de saída do controlador é somado ao sinal provindo do bloco de compensação e o sinal final é obtido conforme a equação:

$$u(t) = u_C(t) + u_k(t) \quad (2.8)$$

Onde $u_C(t)$ é a saída do controlador presente na malha de controle (um controlador PID, por exemplo) e $u_k(t)$ é a saída do *Knocker*. O sinal $u_k(t)$ é obtido a partir da equação:

$$u_k(t) \begin{cases} a \times \text{sinal}(u_C(t) - u_C(t_p)), & t \leq t_p + h_k + \tau \\ 0 & , t > t_p + h_k + \tau \end{cases} \quad (2.9)$$

Onde t_p é o tempo de início do pulso anterior. $u_k(t)$ é dependente de três parâmetros: a , correspondente à amplitude do pulso; τ , correspondente à duração do pulso; e h_k , correspondente ao tempo entre o início de dois pulsos consecutivos. Um exemplo de pulso, com seus respectivos parâmetros, pode ser visto na Figura 2.7.

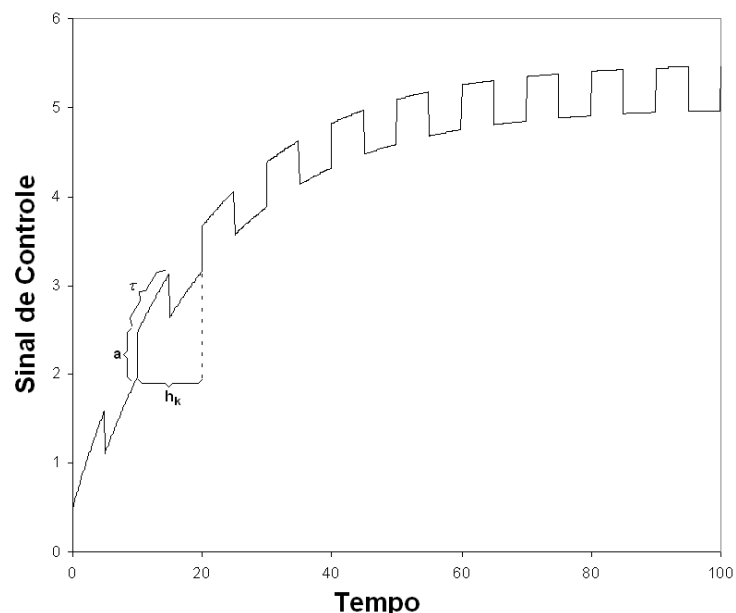


Figura 2.8: Sinal característico gerado a partir do *Knocker*.

O método pode ser facilmente aplicado em válvulas industriais, onde somente é preciso saber a banda de agarramento da válvula, não necessitando de conhecimento do modelo da planta. O ajuste dos parâmetros do *Knocker*, porém, não é direto.

A implementação do *Knocker*, assim como a sua eficiência depende da determinação e escolha correta dos seus três parâmetros. A amplitude de cada pulso não deve ser muito grande, de forma a não causar problemas na atuação da válvula pneumática. Dessa forma, deseja-se manter a pequeno, em valores no intervalo $1\% < a < 4\%$. τ deve ser pequeno, de forma a não fornecer muita energia ao posicionador no momento que a válvula superar o agarramento, mas maior que o tempo de amostragem h . É desejável manter o valor de h_k pequeno em relação à constante de tempo da malha de controle, mas maior que o tempo de amostragem h e que o tempo de duração do pulso τ . SNIVARASAN & RENASWAMY (2005) recomendam os seguintes valores para os parâmetros do *Knocker*: $a = d/2$; $\tau = 2 \cdot h$; e $h_k = 5 \cdot \tau$ onde d é o valor do agarramento.

2.5.2 IVAN & LAKSHMINARAYANAN, 2009

IVAN & LAKSHMINARAYANAN (2009) propuseram um método de reforço constante ao sinal do controlador, baseado em estudos próprios dos autores sobre o método *Knocker*. Esses estudos mostraram que a maior redução do ISE (erro integral quadrático) ocorria quando o tempo entre cada pulso fosse insignificante. O novo compensador, dessa forma, adiciona uma amplitude contínua e constante, $\alpha(t)$, ao sinal da *OP*, que reduz a variabilidade do sistema. $\alpha(t)$ é definido pela equação:

$$\alpha(t) = a \times \text{sinal}(\Delta OP) \quad (2.10)$$

Onde a corresponde à amplitude do sinal. O valor recomendado para a é o mesmo que o valor encontrado como sendo o agarramento (d).

2.5.3 R. SNIVARASAN & R. RENGASWAMY, 2008

Foram apresentados em 2008, dois métodos distintos para a compensação do agarramento: o primeiro deles é chamado neste trabalho de método de Dois Movimentos e o segundo é chamado de método de Otimização. Nos dois métodos, o sinal do compensador é inserido entre o controlador e a planta, como mostrado na Figura 2.8.

$y_{Set-Point}$ é o *setpoint* do processo, e é o erro, m é a saída do controlador com o método dos Dois Movimentos, f_k é a ação do compensador (Dois Movimentos e Otimização), u é a soma dos sinais do controlador e do compensador ($m+f_k$) e y é a saída do processo.

Método dos Dois Movimentos

O primeiro método apresentado propõe uma política de dois movimentos para compensação do agarramento, seguindo as premissas subsequentes:

- O sinal compensador adicionado deve levar a válvula até a sua posição estacionária em certo número de movimentos;
- Depois que a válvula alcançar o seu valor estacionário, o sinal compensador deve ser tal que a válvula não se mova mais e permaneça imperturbada.

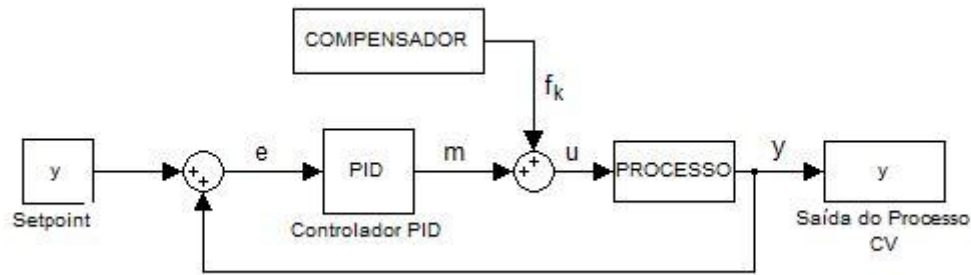


Figura 2.6: Esquema da implementação do método dos Dois Movimentos e Otimização.

Dessa forma, os dois movimentos compensatórios são dados pelas equações:

$$\begin{aligned} (f_k)_t &= |m_t| + d \\ (f_k)_{t+1} &= -m_{t+1} \end{aligned} \quad (2.11)$$

Onde $(f_k)_t$ é o primeiro movimento, $(f_k)_{t+1}$ é o segundo movimento, d é o valor do agarramento, e m_t e m_{t+1} correspondem aos sinais do controlador nos tempos t e $t+1$, respectivamente.

A partir dos dois movimentos, o movimento da válvula é desenvolvido conforme a Figura 2.9.

Deve-se tomar cuidado para que o primeiro movimento não cause uma saturação na válvula, podendo o mesmo ser configurado para ter sinal contrário ao erro (válvula se movimenta inicialmente no sentido contrário ao *setpoint*).

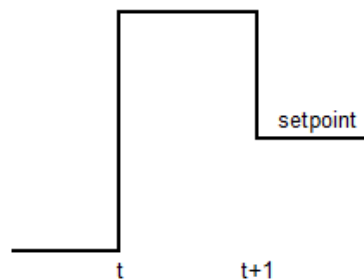


Figura 2.7: Padrão aplicado à saída do controlador utilizado pelo método dos Dois Movimentos

O método é dependente da determinação do valor do agarramento, da estabilidade da planta, que seu modelo seja conhecido (uma vez necessário para a determinação do sinal que levará ao *setpoint*), e que a planta não esteja sujeita a distúrbios nem a ruídos.

Foi apresentada, no mesmo artigo que introduz o método, uma alternativa para o primeiro movimento, sendo esse dado pela equação:

$$(f_k)_t = |m_t| + \beta \times d \quad (2.12)$$

Onde λ é um valor real maior que 1. Assim, o primeiro movimento se torna um movimento que tenha amplitude igual ou maior que a suficiente para mover a válvula de sua posição parada. É aberta a possibilidade de se aumentar a velocidade com que o sistema atinge o seu *setpoint*.

Método de Otimização

No mesmo artigo, é proposto um método baseado na Otimização do movimento da válvula. A função objetivo, a qual deve ser minimizada a cada intervalo de tempo do compensador, proposta no artigo é:

$$\min_{F_k} J_{obj} = \lambda_1 \times ISE_Y + \lambda_2 \times Var(X) + \lambda_3 \times \phi(X) \quad (2.13)$$

Onde J_{obj} é a função objetivo sobre um horizonte de predição definido, F_k é o sinal compensador, ISE_Y é o erro integral quadrático da variável manipulada em relação ao *setpoint* estabelecido, $Var(X)$ representa a variabilidade do atuador da válvula (controla a magnitude do movimento), e $\phi(X)$ representa a agressividade da válvula (controla apenas o número de movimentos e não a magnitude). λ_1 , λ_2 e λ_3 representam ou o custo associado à manutenção da qualidade do produto ou a penalidade de cada termo na função J_{obj} , os quais devem ser sintonizados pelo usuário.

Para a resolução do problema de Otimização, é necessário que o modelo da planta esteja disponível, que a estrutura do controlador e seus parâmetros sejam conhecidos, que o agarramento já tenha sido detectado e que a severidade do agarramento seja apurada anteriormente.

Esse método possui aplicação limitada na prática, uma vez que a resolução da equação objetivo para cada movimento do controlador para a grande quantidade de válvulas que eventualmente estejam sofrendo de agarramento em uma indústria leva a grandes exigências computacionais. Além disso, existe dificuldade na determinação da própria função que leva ao melhor movimento e dos seus respectivos parâmetros, dificilmente obtidos apenas com dados da planta.

2.5.4 M. FARENZENA E J.O. TRIERWEILER, 2010

Apresentaram um método de compensação do agarramento para controladores PI (proporcional integral) similar ao método dos Dois Movimentos de SNIVARASAN E RENGASWAMY (2008), porém não é feita a adição de nenhum bloco compensador. Ao invés disso, é feita uma modificação no controlador para adaptá-lo para válvulas que sofram de agarramento. O objetivo principal é obter um controlador que alcance maior performance que o método original dos Dois Movimentos, sem sobrecarregar a válvula, tanto para mudanças de *setpoint* quanto na presença de distúrbios.

Para alcançar esses objetivos, é proposto que o primeiro movimento possua uma amplitude maior que a proposta no método original e que o tempo entre o primeiro movimento e o segundo possa variar também. Dessa forma, alcançar-se-ia velocidades

maiores que a malha aberta. A Figura 2.10 demonstra como é formada a nova seqüência de movimentos.

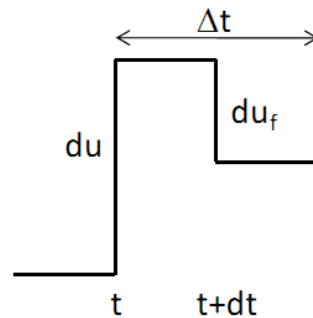


Figura 2.8: Sequência de movimentos do método dos Dois Movimentos Modificado.

Onde du é o primeiro movimento, du_f é o segundo movimento, dt é o tempo entre o primeiro e o segundo movimento e Δt é o tempo entre duas seqüências de movimentos consecutivas. Os valores de du e dt são calculados a partir do tempo de subida da malha fechada (rt), o qual deve ser ajustado pelo usuário. Considerando uma planta de primeira ordem, pode-se usar as seguintes relações:

$$du = \frac{0,95 \times dy}{K_p \times \left(1 - e^{-\frac{rt}{\tau_p}}\right)} \quad (2.14)$$

$$dt = rt \quad (2.15)$$

Onde K_p e τ_p são os parâmetros do processo (ganho e constante de tempo) e dy é a magnitude da mudança de *setpoint*. Dependendo do valor de rt e da amplitude do agarramento, o valor de du pode ser menor que o mínimo necessário para superar o agarramento. Nesse caso, o método se torna similar ao método dos Dois Movimentos.

Para evitar que algum erro no modelo da planta ou a presença freqüente de distúrbios cause excesso de movimentação da válvula, os autores propõem que seja permitido uma banda morta no erro, a qual deve também ser ajustada pelo usuário.

A implementação desse método permite que a malha de controle alcance velocidades maiores que as em malha aberta e conseqüentemente maiores que as velocidades do método dos Dois Movimentos original. Além disso, o método permite compensações de distúrbios de maneira eficiente mesmo na presença de agarramento.

3 Materiais e Métodos

Visando analisar os desempenhos dos métodos para compensação de agarramento descritos no capítulo anterior e obter resultados comparativos, foram escolhidos cenários que representem situações em que eles possam vir a ser utilizados industrialmente. Além disso, foram escolhidos parâmetros comparativos que reflitam a sua eficiência e que possam ser usados para demonstrar os resultados.

3.1 Modelo de agarramento

Para a correta simulação dos casos analisados, foi necessária a escolha de um modelo que descreva de forma adequada e simples o comportamento do agarramento. Os modelos físicos descritos previamente apresentam limitações, com grande número de parâmetros, grande complexidade de implementação e resolução e elevado tempo de processamento.

Foi utilizado um modelo simples de agarramento parametrizado por um parâmetro (d) proposto por STENMAN *et al.* (2003), e descrito na Equação 2.7. Para o seu uso, algumas considerações precisaram ser feitas:

- A válvula opera dentro de uma faixa pequena de amplitude. Essa consideração é necessária uma vez que o modelo considera que, uma vez superado o agarramento, a válvula se move, mas volta a agarrar, o que não necessariamente acontece na realidade. Dessa forma, o modelo se torna aplicável quando o movimento da válvula for tal que ultrapasse o valor do *setpoint* e, na tentativa de alcançá-lo, cause uma oscilação em torno desse valor. Tal comportamento condiz com o que acontece quando observados os efeitos do agarramento sobre uma malha sujeita a um controle PI, sem a mudança de ponto de operação. Além disso, uma vez que a malha de controle é usada principalmente com função regulatória, ela opera numa faixa pequena da faixa total de controle (0-100%) (SRINIVASAN & RENGASWAMY, 2008). Em uma válvula real, quando a válvula consegue se mover ela mantém seu movimento sem agarrar novamente até que seja invertido o sentido de sua movimentação referência.
- O modelo é um caso especial de agarramento em que a banda morta S e a banda de agarramento J apresentam valores iguais e são representados pelo único parâmetro d . Esse parâmetro pode ser obtido a partir dos dados de saída do controlador como sendo a distância pico a pico dos valores de OP (GERRY & RUEL, 2001).

Assim, o modelo representa bem os casos analisados e ainda, dentre todos analisados, é o que apresenta menor esforço computacional.

3.2 Métodos para Compensar o Agarramento

Conforme supramencionado, foram cinco os métodos encontrados na bibliografia para a compensação do agarramento utilizando *software*. Todos foram implementados e simulados, com exceção do método de otimização. Tal método apresentou dificuldades em sua implementação, tanto pela complexidade e dificuldade de resolução de seu algoritmo, quanto pelo peso computacional que essa resolução representa e pela dificuldade em se determinar os seus parâmetros de ajuste (na simulação e para uma aplicação prática).

O método dos Dois Movimentos foi proposto apenas para sistemas de primeira ordem, não possuindo implementação para sistemas integradores. Situação análoga é vista para o método dos Dois Movimentos Modificado, o qual não possui implementação para plantas de segunda ordem e para sistemas integradores. Dessa forma é proposto aqui nesse trabalho as suas implementações para o caso de sistema integrador para uma mudança de *setpoint*.

3.3 Adaptações para o Sistema Integrador

Foram propostas duas modificações para o método dos Dois Movimentos e para o método dos Dois Movimentos Modificados para seu uso no sistema integrador. Para os dois métodos, partiu-se inicialmente da equação:

$$dy = \int e_{MV}(t)dt \quad (3.1)$$

Onde dy é a mudança de *setpoint*, t é o tempo e $e_{MV}(t)$ é o erro da variável manipulada ao longo do tempo.

Para o método dos Dois Movimentos, partindo-se da Equação 3.1, foi proposta uma sequência de movimentos dados pelas equações:

$$f_t = d \quad (3.2)$$

$$f_{t+\Delta t} = 0 \quad (3.3)$$

$$\Delta t = \frac{dy \times \tau_p}{d} \quad (3.4)$$

Onde f_t é o primeiro movimento, $f_{t+\Delta t}$ é o segundo movimento, d é o valor do agarramento, τ_p é a constante de tempo do processo e Δt é a diferença de tempo entre o primeiro e o segundo movimento.

De forma semelhante para o método dos Dois Movimentos Modificados, foi proposta uma sequência de movimentos dados pelas equações:

$$f_t = \frac{dy \times \tau_p}{rt} \quad (3.5)$$

$$f_{t+\Delta t} = 0 \quad (3.6)$$

$$\Delta t = rt \quad (3.7)$$

Onde rt é o tempo de subida da malha fechada, definido a priori. Dessa forma, são alcançadas velocidades maiores que a proposição para o Dois Movimentos anterior. Caso o primeiro movimento seja menor que o suficiente para superar o agarramento, esse método se comporta como o método dos Dois Movimentos.

Os métodos propostos atuam conforme a Figura 3.1.

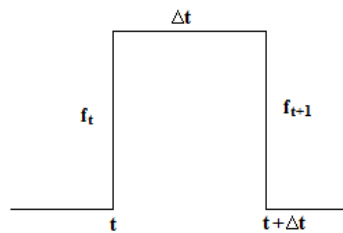


Figura 3.1: Modificação proposta para os métodos dos Dois Movimentos e Dois Movimentos Modificado atuando em sistema integrador.

3.4 Parâmetros Comparativos de Análise de Eficiência

Para poder comparar os diferentes métodos entre si, foram escolhidos parâmetros que pudessem ser usados para ilustrar sua eficiência e que pudessem servir como indicadores quantitativos entre os diferentes métodos.

Foi analisado o ISE (erro integral quadrático) da *PV* (variável de processo). Para isso, foi calculado o quanto a razão entre o erro após a utilização de algum dos métodos e o erro original (quando nenhum método estava sendo utilizado) diminuiu, introduzindo assim um novo parâmetro, conforme a equação:

$$ISE_{DIM} = \frac{ISE_{MET}}{ISE_{ORIG}} \quad (3.8)$$

Onde ISE_{ORIG} é o erro quadrático integrado original do processo, ISE_{MET} é o erro calculado com a utilização do método e ISE_{DIM} representa a redução (ou o acréscimo) na variabilidade do processo. Diferentemente do conceito do ISE tradicional onde a diminuição significa a piora do método, tal proposição deve ser analisada com cuidado, visto que menores valores implicam em uma melhor eficiência.

Para os métodos que necessitaram de determinação de parâmetros o valor de ISE_{DIM} foi o escolhido para determinar a situação que apresentasse o seu melhor desempenho. Assim, os parâmetros existentes foram iterados e determinados.

A Tabela 3.1 contém os intervalos em que foram variados os parâmetros.

Tabela 3.1: Intervalos de parâmetros utilizados.

Método	Parâmetro
Knocker	$\frac{d}{5} \leq a_K \leq d$ $0.1 \times h_K \leq \tau_K \leq 0.9 \times h_K$ $10 \leq h_K \leq 50$
Reforço Constante	$0.1 \leq a \leq d$
Dois Movimentos Modificado	$rt = 1 \text{ e } rt = \frac{\tau_P}{4}$

Onde d é o valor do agarramento e τ_f é a constante de tempo do modelo da planta. rt com valor um indica o melhor desempenho possível (com tempo de amostragem igual a 1) e — representa um valor intermediário entre o valor um e a constante de tempo da planta

Além do parâmetro ISE_{DIM} , também foi analisada a variabilidade da MV (variável manipulada, a posição do atuador), através da avaliação dos desvios padrão. Para essas análises, foram criadas duas variáveis, conforme as equações:

$$DP_{DIM} = \frac{DP_{MET}}{DP_{ORIG}} \quad (3.9)$$

Onde DP_{ORIG} é o desvio padrão original do processo, sem a utilização de nenhum método, DP_{MET} é o desvio padrão calculado com após utilização de um dos métodos e DP_{DIM} é o quanto a inserção do método acresceu (ou diminuiu) o desvio padrão em relação ao original. Novamente, quanto menor o valor de DP_{DIM} , melhor a eficiência do método.

3.5 Estudos de Caso

De forma a comparar os métodos de compensação de agarramento, foram determinados três tipos distintos de plantas de processo para a realização das simulações ($G(s)$). São eles:

- Planta de 1ª ordem, conforme a equação:

$$G(s) = \frac{1}{80s + 1} \quad (3.10)$$

- Planta de 2ª ordem, conforme a equação:

$$G(s) = \frac{1}{100s^2 + 40s + 1} \quad (3.11)$$

- Sistema integrador, conforme a equação:

$$G(s) = \frac{1}{20s} \quad (3.12)$$

Os modelos de planta utilizados não possuíam tempo morto e nas simulações não houve a presença de ruído ou distúrbios.

Para os modelos de planta analisados foram propostos dois tipos de análises. No primeiro, a planta foi sujeita a uma mudança de *setpoint* na forma de degrau unitário e, em determinado tempo t cada um dos métodos foi ativado e executado. Dessa forma, analisou-se a resposta do método a um sistema já sob o efeito da oscilação causada pelo agarramento. No segundo caso, a planta foi novamente sujeita a uma mudança de *setpoint* do tipo degrau unitário, mas com o método compensador já atuando desde o

início. Foi analisada, assim, a resposta do método e do sistema a uma mudança de *setpoint*.

Para cada um dos casos simulados, foram utilizados três valores do parâmetro do modelo de agarramento (d) igual a 2, 3 e 4.

3.6 Controlador

Para o controle das plantas, foram utilizados controladores PI (proporcional integral) em malha fechada. Nos casos do sistema de primeira ordem e de segunda ordem, com parâmetros K_C e τ_i (ganho proporcional e constante integral), e um controlador P (proporcional) no caso do sistema integrador, com o parâmetro K_C . Os três controladores foram determinados de acordo com a planta. Todas as simulações que envolveram uma mesma planta utilizaram os mesmos controladores.

Os controladores para as plantas de 1ª ordem e de 2ª ordem foram ajustados pelo método da síntese direta. O controlador para o sistema integrador foi ajustado pelo método da tentativa e erro, uma vez que os desenvolvidos a partir de métodos encontrados na literatura apresentaram comportamentos agressivos e grande oscilação. Os parâmetros dos controladores se encontram na Tabela 3.2.

Tabela 3.2: Parâmetros dos controladores utilizados

	K_C	τ_i
Planta 1ª Ordem	1	80
Planta 2ª Ordem	10	40
Sistema Integrador	5	-

3.7 Software

O *software* utilizado para a realização das simulações foi o *MATLAB*® versão 5.3, desenvolvido pela empresa *MathWorks*®. É uma linguagem e um ambiente interativo de alto nível, que permite processar tarefas computacionalmente exigentes, de maneira mais prática e rápida. Ele permite, ainda, a utilização de ferramentas (*toolboxes*) que facilitam tarefas como design de sistemas de controle e simulações. Entre os *toolboxes* disponíveis, aquela utilizada foi o *Simulink*®.

O *Simulink*® é um ambiente para simulações multidomínio e para implementação de simulações baseadas em modelos para sistemas dinâmicos. Com a sua interface gráfica é possível utilizar uma biblioteca de blocos, que por sua vez permite representar diversas particularidades de um processo ou sistema de controle, como controladores, sinais ou mesmo a utilização de funções criadas pelo usuário.

As simulações foram montadas em diagramas de blocos, representando o controlador, a planta, o agarramento, o método compensador e as perturbações em forma de degrau. A Figura 3.2 mostra um diagrama de uma malha de controle montado em *Simulink*®, ilustrando os referidos blocos.

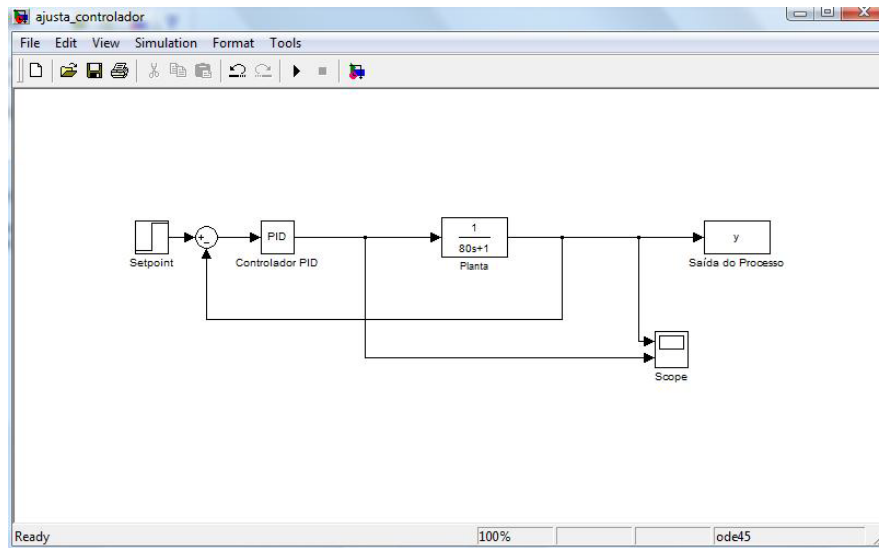


Figura 3.2: Diagrama de malha de controle montado em *Simulink*®.

4 Resultados

Depois de implementados os métodos estudados e simulados cada um dos casos, foram obtidos os valores referentes de ISE_{DIM} e DP_{DIM} . Foi chamada ATIVAÇÃO a análise em que o sistema esteve sujeito a agarramento e o método foi iniciado no tempo 1500, e DEGRAU a situação em que o sistema sem oscilação foi sujeito a um degrau unitário enquanto o método já estava atuando. A PV (variável de processo) refere-se à saída da malha de controle montada, a MV (variável manipulada) corresponde à posição da válvula e OP refere-se ao sinal do controlador.

Para os diferentes parâmetros utilizados, foram obtidos diferentes resultados. A Figura 4.1 corrobora tal afirmação, a qual mostra as curvas típicas obtidas por diferentes parâmetros para o método *Knocker* e para o método do Reforço Constante. Dessa forma, inicialmente, são apresentados dois resultados para os métodos *Knocker* e Reforço Constante: o melhor resultado, com os parâmetros que apresentaram os menores erros e o resultado médio para todos os parâmetros analisados.

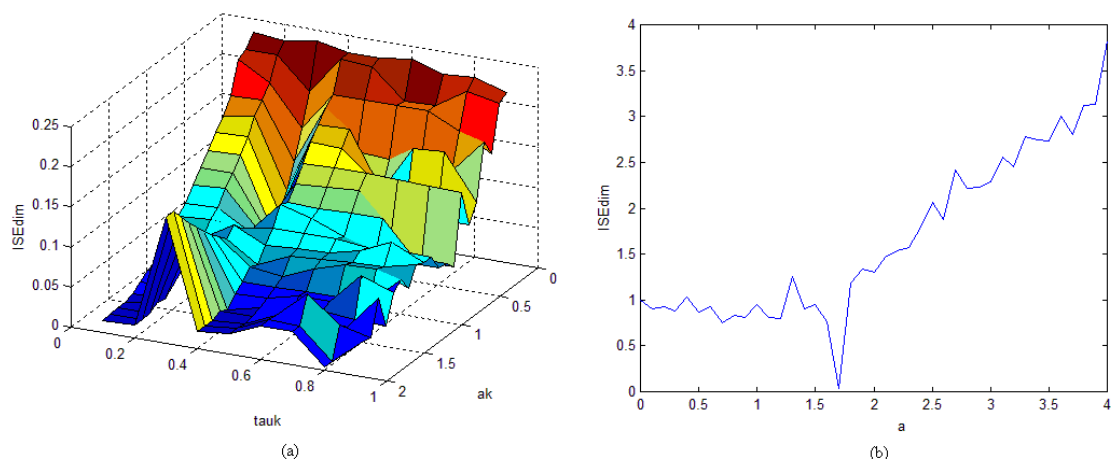


Figura 4.1: Curvas de ISE_{DIM} formadas por diferentes parâmetros (a) *Knocker* atuando sobre planta de primeira ordem; (b) Reforço Constante atuando sobre sistema integrador.

Além disso, tais gráficos demonstram a dificuldade no ajuste de tais parâmetros, pois não há uma tendência monotônica para cada caso. A Figura 4.2 mostra o efeito da escolha equivocada de parâmetros do método Reforço Constante, onde os parâmetros escolhidos levaram o sistema em questão a uma oscilação ainda maior.

Os resultados encontrados com o método *Knocker* simulado para a planta de primeira ordem se encontram na Tabela 4.1.

Todos os resultados do método *Knocker* apresentaram melhorias na PV . Os melhores foram consideravelmente menores que a sua média, apresentando até duas ordens de grandeza a menos. Analisando os valores de ISE_{DIM} e DP_{DIM} médios, o *Knocker* em geral apresentou comportamento típico, mantendo a oscilação, visto que o DP_{DIM} é maior que 1.

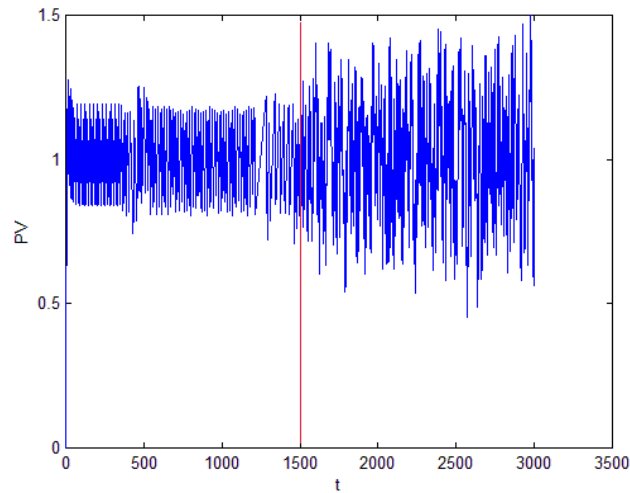


Figura 4.2: Método do Reforço Constante atuando sob sistema integrador após escolha equivocada de parâmetros.

Tabela 4.1: Resultados obtidos para o método *Knocker* simulado para a planta de primeira ordem.

<i>Knocker</i>					
ATIVACÃO			DEGRAU		
d = 2	Melhor	Média	d = 2	Melhor	Média
ISE_{DIM}	0.0156	0.321	ISE_{DIM}	0.0286	0.280
DP_{DIM}	0.335	1.03	DP_{DIM}	0.865	0.993
d = 3			d = 3		
ISE_{DIM}	0.00472	0.294	ISE_{DIM}	0.0132	0.275
DP_{DIM}	0.262	1.00	DP_{DIM}	0.684	1.065
d = 4			d = 4		
ISE_{DIM}	0.116	0.34	ISE_{DIM}	0.00681	0.274
DP_{DIM}	0.448	1.043	DP_{DIM}	1.05	1.11

A aplicação do método *Knocker* no caso da ATIVAÇÃO, porém, mostrou algumas peculiaridades. Os melhores resultados, ao invés do comportamento típico onde a variável de processo mantém um ciclo-limite constante, apresentaram um comportamento semelhante ao esperado para o método dos Dois Movimentos. O pulso introduzido ao sinal do controlador no momento em que o método foi ativado levou o sistema a alcançar um valor próximo ao *setpoint* em dois movimentos. O sinal do controlador continuou variando, devido ao erro não chegar à zero, mas como o sinal variou de forma muito lenta, não houve nova movimentação da válvula. A Figura 4.3 mostra os valores de *PV* e de *OP* ao longo do tempo, para o referido fenômeno.

Os resultados encontrados com o método do Reforço Constante simulado para a planta de primeira ordem se encontram na Tabela 4.2.

O método do Reforço Constante apresentou resultados semelhantes (da mesma ordem que) o *Knocker*. Em praticamente todos os casos, apresentou aumento no desvio padrão dos dados da *MV*. A exceção é o caso ATIVAÇÃO com $d = 4$, onde o método se comportou de maneira semelhante ao método dos Dois Movimentos. A Figura 4.4 mostra os comportamentos distintos.

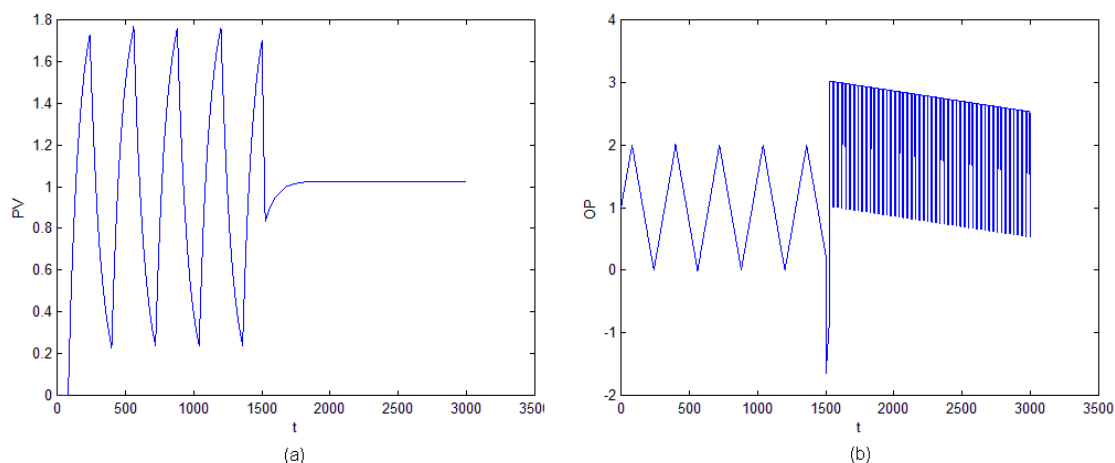


Figura 4.3: Caso ATIVAÇÃO simulado com o método *Knocker* e com $d = 2$; (a) Curva de *PV* ao longo do tempo; (b) Curva de *OP* ao longo do tempo.

Tabela 4.2: Resultados obtidos para o método do Reforço Constante simulado para a planta de primeira ordem.

Reforço Constante					
ATIVAÇÃO			DEGRAU		
$d = 2$	Melhor	Média	$d = 2$	Melhor	Média
ISE_{DIM}	0.0354	0.191	ISE_{DIM}	0.0583	0.223
DP_{DIM}	1.02	1.26	DP_{DIM}	1.11	1.28
$d = 3$			$d = 3$		
ISE_{DIM}	0.0144	0.192	ISE_{DIM}	0.0366	0.224
DP_{DIM}	1.16	1.34	DP_{DIM}	1.43	1.33
$d = 4$			$d = 4$		
ISE_{DIM}	0.0280	0.207	ISE_{DIM}	0.0265	0.221
DP_{DIM}	0.326	1.21	DP_{DIM}	1.79	1.39

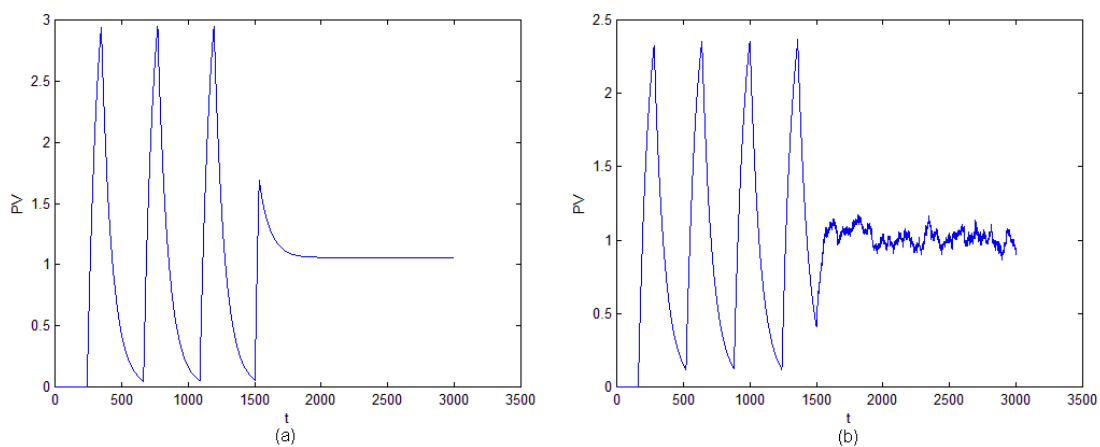


Figura 4.4: Curva *PV* ao longo do tempo para o Reforço Constante; (a) ATIVAÇÃO com $d=4$; (b) ATIVAÇÃO com $d=3$.

Com o método dos Dois Movimentos foi obtido apenas um resultado para cada caso uma vez que para ele não possui nenhum parâmetro de ajuste. Os resultados

encontrados com o método dos Dois Movimentos simulado para a planta de primeira ordem se encontram na Tabela 4.3.

Tabela 4.3: Resultados obtidos para o método dos Dois Movimentos simulado para a planta de primeira ordem.

Dois Movimentos			
ATIVACÃO		DEGRAU	
d = 2		d = 2	
ISE_{DIM}	0.0523	ISE_{DIM}	0.0563
DP_{DIM}	0.0584	DP_{DIM}	0.0415
d = 3		d = 3	
ISE_{DIM}	0.0206	ISE_{DIM}	0.0271
DP_{DIM}	0.0586	DP_{DIM}	0.0414
d = 4		d = 4	
ISE_{DIM}	0.0285	ISE_{DIM}	0.0172
DP_{DIM}	0.0591	DP_{DIM}	0.0443

O método dos Dois Movimentos apresentou bons resultados, melhores que as médias do *Knocker* e do Reforço Constante e valores comparáveis aos seus melhores resultados. Diferente deles, porém, alcançou de forma suave o *setpoint* e impediu a oscilação do processo e a movimentação ineficaz da válvula, confirmado pelos baixos valores de DP_{DIM} . A Figura 4.5 mostra o comportamento do método dos Dois Movimentos.

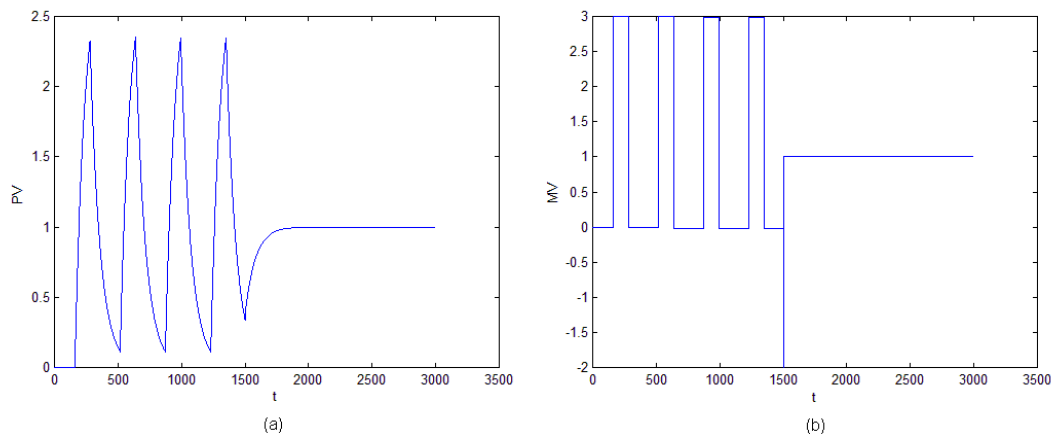


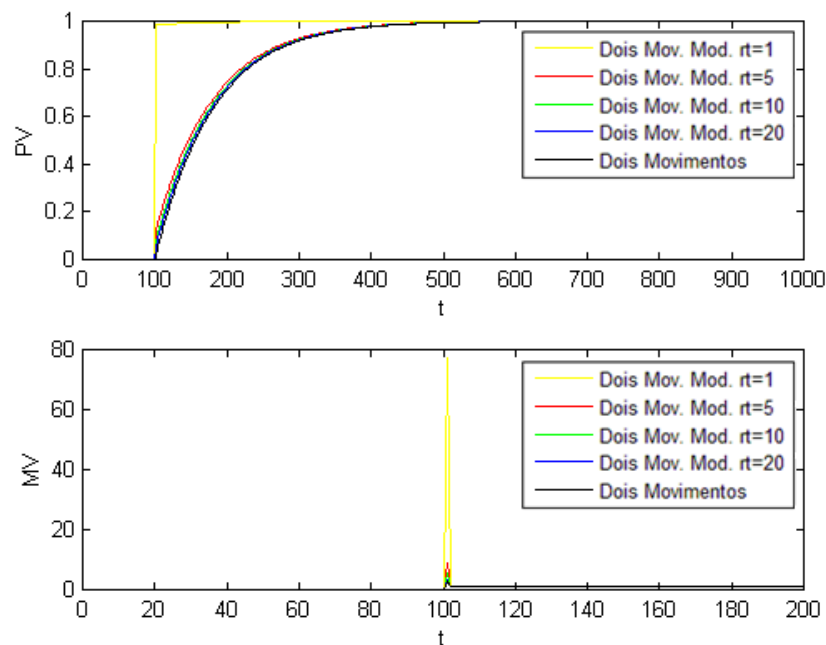
Figura 4.5: Comportamento do método dos Dois Movimentos no caso ATIVACÃO com $d=3$; (a) PV ao longo do tempo; (b) MV ao longo do tempo.

Para o método dos Dois Movimentos Modificados são apresentados o melhor resultado e aquele obtido com um valor intermediário de rt (um quarto da constante de tempo da planta). Os resultados encontrados com o método dos Dois Movimentos Modificado simulado para a planta de primeira ordem se encontram na Tabela 4.4.

O método dos Dois Movimentos Modificado apresentou resultados melhores que os apresentados pelo método dos Dois Movimentos. Mesmo partindo de princípios semelhantes, o primeiro conseguiu alcançar velocidades maiores que a malha aberta, o que não é possível com o segundo. A Figura 4.6 demonstra a comparação de desempenho entre eles para o melhor resultado dos Dois Movimentos Modificados e para o valor intermediário de rt .

Tabela 4.4: Resultados obtidos para o método dos Dois Movimentos Modificados simulado para a planta de primeira ordem

Dois Movimentos Modificados					
ATIVACÃO			DEGRAU		
d = 2	Melhor	Médio	d = 2	Melhor	Médio
ISE_{DIM}	0.00911	0.0471	ISE_{DIM}	0.00147	0.0482
DP_{DIM}	1.97	0.114	DP_{DIM}	1.42	0.0823
d = 3			d = 3		
ISE_{DIM}	0.00772	0.0159	ISE_{DIM}	0.000657	0.0236
DP_{DIM}	1.41	0.0814	DP_{DIM}	1.07	0.0584
d = 4			d = 4		
ISE_{DIM}	0.000701	0.0257	ISE_{DIM}	0.000404	0.0149
DP_{DIM}	1.09	0.0629	DP_{DIM}	0.816	0.0479

Figura 4.6: Simulações para a planta de primeira ordem para o caso DEGRAU com $d = 2$.

Apesar de curvas quase sobrepostas as do Método dos Dois Movimentos para maiores rt , o método dos Dois Movimentos Modificados apresentou resultados melhores, alcançando o *setpoint* mais rapidamente.

Na verdade, o valor de $rt = 1$ é um valor inadequado para uso industrial, visto que torna o primeiro movimento muito agressivo. Assim, tal valor pode levar à saturação da válvula e sua deterioração mais frequente.

Analisando DP_{DIM} , chegar-se-ia à falsa impressão que o melhor caso do método dos Dois Movimentos Modificados aumentou a variação da MV . Na realidade o responsável pelo aumento do desvio padrão é o grande pico causado pelo primeiro movimento, diferente dos outros métodos que realmente aumentaram a oscilação, como pode ser visto na Figura 4.7.

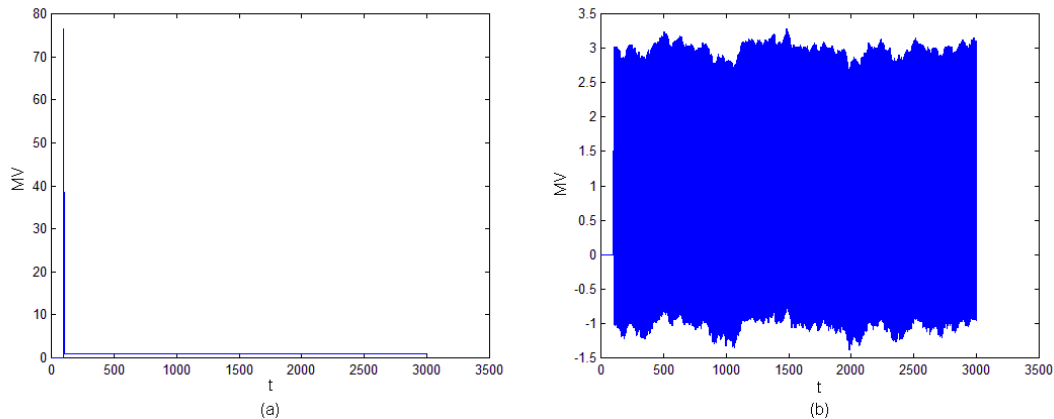


Figura 4.7: Curva MV ao longo do tempo simulada para a planta de primeira ordem com $d=3$; (a) Método dos Dois Movimentos Modificado com $rt=1$; (b) Melhor resultado do método do Reforço Constante.

Além disso, quanto maior o valor de rt utilizado, menor foi o valor de DP_{DIM} , devido ao primeiro movimento ser conseqüentemente menor.

Na segunda análise, os métodos foram aplicados para planta de segunda ordem, cujos resultados obtidos estão dispostos na Tabela 4.5.

Nesse segundo estudo de caso, o método que apresentou o menor erro no caso ATIVAÇÃO foi o método do Reforço Constante. Contudo, apesar de diminuir o erro, houve novamente um aumento significativo da variabilidade da MV , conforme Figura 4.8. Cabe ressaltar que o método dos Dois Movimentos Modificado não foi aplicado, visto que as expressões para tal ordem não foram derivadas no trabalho original.

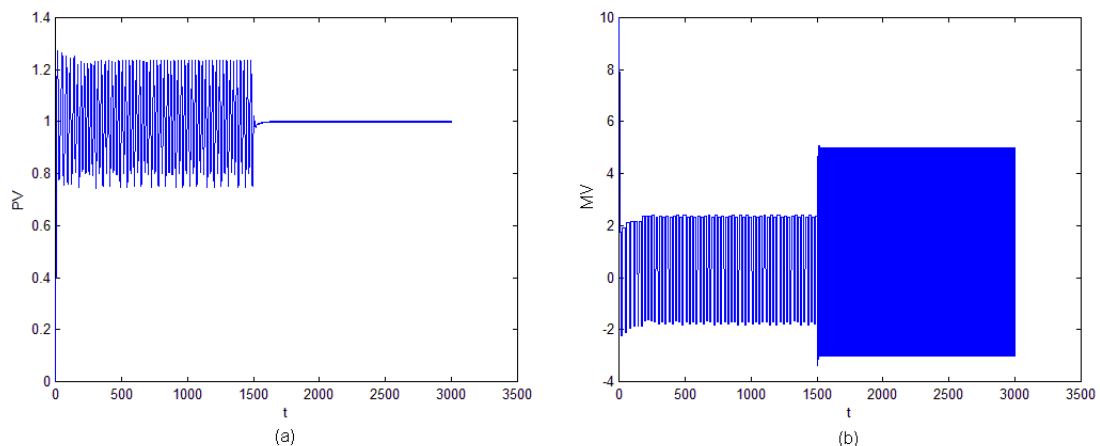
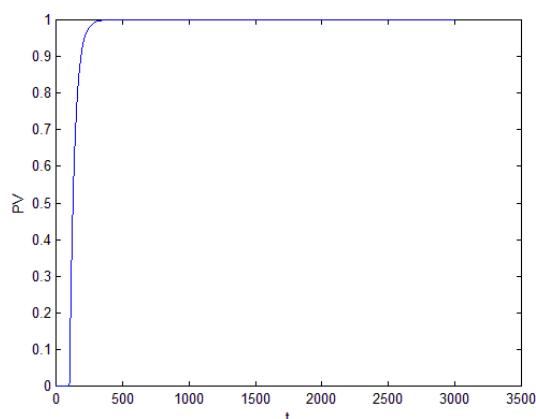


Figura 4.8: Curvas para o método do reforço constante simulado na planta de segunda ordem para o caso ATIVAÇÃO com $sb = 4$; (a) Curva PV ao longo do tempo; (b) Curva MV ao longo do tempo.

No caso DEGRAU, aquele que atingiu melhor desempenho foi o dos Dois Movimentos, mais uma vez alcançando o *setpoint* e eliminando a oscilação na MV . A Figura 4.9 demonstra o sistema sob efeito dos Dois Movimentos.

Tabela 4.5: Resultados obtidos para planta de segunda ordem.

Planta Segunda Ordem						
	Knocker		Reforço Constante		Dois Movimentos	Dois Movimentos Modificados
ATIVAÇÃO						
d = 2	Melhor	Média	Melhor	Média		-
ISE_{DIM}	0.0422	2.16	0.00144	0.184	0.0266	-
DP_{DIM}	0.945	1.15	2.07	1.31	0.0574	-
d = 3						
ISE_{DIM}	0.0206	2.08	0.0052	0.165	0.0141	-
DP_{DIM}	0.664	1.12	1.24	1.25	0.0622	-
d = 4						
ISE_{DIM}	0.0505	2.22	0.000324	0.182	0.00323	-
DP_{DIM}	0.316	1.17	2.06	1.29	0.0567	-
DEGRAU						
d = 2	Melhor	Média	Melhor	Média		
ISE_{DIM}	0.231	1.97	0.232	0.424	0.0485	-
DP_{DIM}	0.384	1.28	1.29	1.33	0.0365	-
d = 3						
ISE_{DIM}	0.123	2.01	0.114	0.294	0.0263	-
DP_{DIM}	0.664	1.11	1.23	1.19	0.0401	-
d = 4						
ISE_{DIM}	0.0505	2.16	0.0672	0.253	0.0142	-
DP_{DIM}	0.311	1.17	1.43	1.28	0.0401	-

Figura 4.9: Curva PV ao longo do tempo para o método dos Dois Movimentos simulado na planta de segunda ordem para o caso DEGRAU com $d = 2$.

Os resultados gerados pelo método *Knocker* apresentaram dois comportamentos distintos novamente: comportamento semelhante ao método dos Dois Movimentos em dois dos melhores casos (ATIVAÇÃO $d=4$ e DEGRAU com $d=4$) e aumento da frequência de oscilação da *MV* acompanhado de diminuição da amplitude da oscilação da *PV* no restante. A Figura 4.10 ilustra os dois comportamentos.

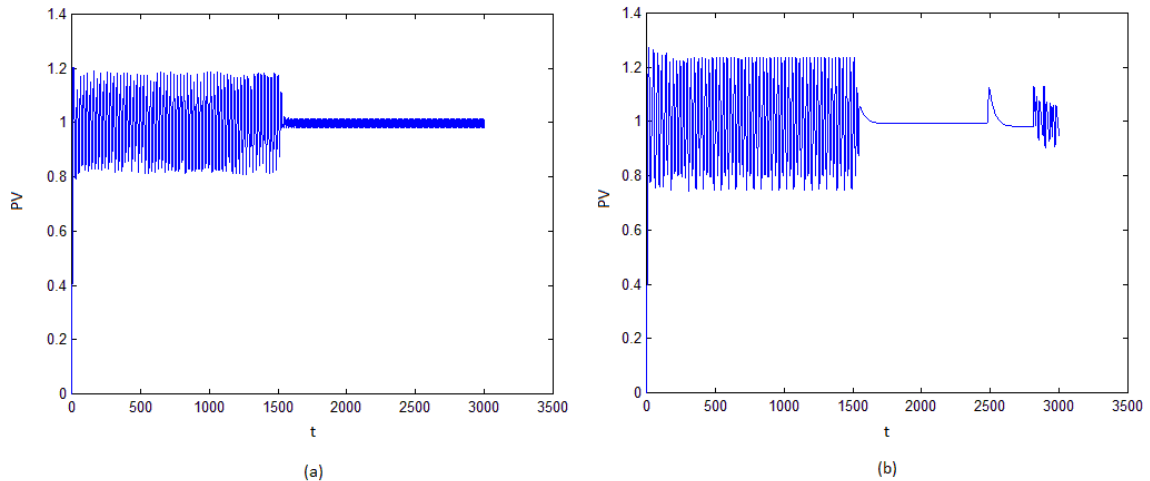


Figura 4.10: Curva de PV ao longo do tempo para o método *Knocker* simulado para a planta de segunda ordem; (a) caso ATIVAÇÃO com $d=3$; (b) caso ATIVAÇÃO com $d=4$.

A Figura 4.10(b) mostra que com o passar do tempo o *Knocker* começou a oscilar, pois PV não alcançou o *setpoint*, mas valor próximo a ele.

Para o sistema integrador os melhores resultados do método dos Dois Movimentos Modificados foram obtidos com $rt=1$ e os valores médios utilizando-se $rt=10$. Os resultados encontrados para esse sistema encontram-se na Tabela 4.6.

O método *Knocker* e o Reforço Constante apresentaram novamente resultados peculiares, para alguns casos. Eles alcançaram valor de PV próximo ao *setpoint* e, apesar de OP continuar variando, mantiveram PV estacionária. Observando as médias desses dois métodos, porém, a maioria dos casos não apresentou um comportamento semelhante, havendo grande piora nos valores dos erros.

Os métodos propostos anteriormente para sistema integrador foram implementados somente para o caso DEGRAU, pois precisariam de algumas modificações para o caso ATIVAÇÃO. Para as modificações deve ser considerado o efeito do erro anterior à execução dos métodos.

Os métodos propostos conseguiram alcançar o *setpoint* da mesma maneira suave que os métodos originais o fizeram para as outras plantas. A Figura 4.11 ilustra um dos resultados para o método dos Dois Movimentos proposto para sistema integrador.

Os resultados para o método dos Dois Movimentos Modificados simulado com $rt=1$ se mostraram os melhores do sistema integrador. Esse valor de rt , porém, representa um controle muito agressivo e, uma vez que sistemas integradores são geralmente utilizados para minoração de efeitos de distúrbios no processo, tal valor representa uma situação não aplicável na prática. Para valores de rt maiores, como é o caso dos valores médios obtidos, os resultados foram os mesmos que o método dos Dois Movimentos Modificado. Isso foi devido ao movimento inicial ser igual ou menor que o suficiente para superar o agarramento. Dessa forma, deve ser escolhido rt de acordo com a equação:

$$rt \leq \frac{\Delta sp \times \tau_p}{d} \quad (4.1)$$

Com $\tau_f=20$ e $d=2$, um dos casos simulados, obtém-se um rt com valor máximo igual a 10 (dez), o valor utilizado para os valores médios presentes na Tabela 4.6.

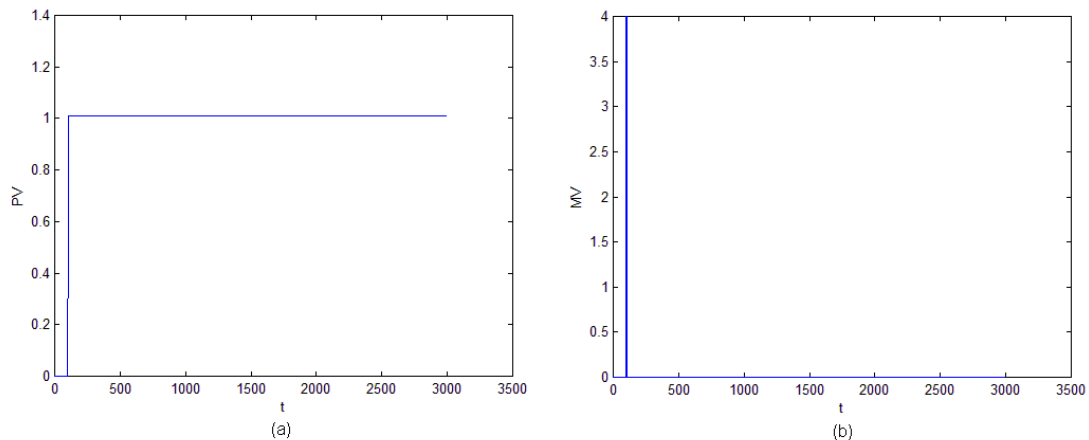


Figura 4.11: Método dos Dois Movimentos proposto para sistema integrador simulado com $d=4$; (a) Curva PV ao longo do tempo; (b) Curva MV ao longo do tempo.

Tabela 4.6: Resultados obtidos para o sistema integrador.

Sistema Integrador							
	Knocker		Reforço Constante		Dois Movimentos	Dois Movimentos Modificados	
ATIVAÇÃO							
d = 2	Melhor	Média	Melhor	Média			
ISE_{DIM}	0.255	2.761	0.660	1.93	-	-	-
DP_{DIM}	0.846	0.883	0.350	1.00	-	-	-
d = 3							-
ISE_{DIM}	0.226	3.388	0.0378	2.40	-	-	-
DP_{DIM}	0.185	0.889	1.01	0.877	-	-	-
d = 4							-
ISE_{DIM}	0.311	3.364	0.313	2.68	-	-	-
DP_{DIM}	0.232	0.883	0.995	0.834	-	-	-
DEGRAU							
d = 2	Melhor	Média	Melhor	Média		Melhor	Médio
ISE_{DIM}	0.216	2.63	0.776	2.44	0.0892	0.0455	0.0892
DP_{DIM}	0.228	0.88	1.49	0.923	0.124	0.364	0.124
d = 3							
ISE_{DIM}	0.187	3.31	0.906	2.75	0.663	0.0256	0.663
DP_{DIM}	0.826	0.88	1.49	0.764	0.0965	0.244	0.0965
d = 4							
ISE_{DIM}	0.118	2.38	0.0557	1.97	0.00705	0.00547	0.00705
DP_{DIM}	0.854	0.89	0.144	0.81	0.112	0.245	0.112

Analisando todos os resultados obtidos, o método que apresentou o melhor desempenho foi o método dos Dois Movimentos Modificado. Tal desempenho é justificado pela grande diminuição tanto do erro da PV quanto da variabilidade da MV , e pelas velocidades maiores que malha aberta alcançada. O método dos Dois Movimentos, apesar de apresentar comportamento semelhante, limitou-se a comportamentos mais lentos.

O método Reforço Constante demonstrou bons resultados em alguns casos. Em sua grande maioria, porém, apresentou aumento da variabilidade de MV , aumentando sua amplitude e/ou sua frequência de oscilação. Tal comportamento pode levar a um aumento do desgaste na válvula

Devido aos comportamentos do *Knocker* e do Reforço Constante eventualmente serem semelhantes ao método dos Dois Movimentos, pode-se alcançar bons desempenhos com suas utilizações sem a necessidade de um modelo da planta e de um valor exato do agarramento. O sistema volta a oscilar com o passar do tempo (pelos métodos não alcançarem o valor exato do *setpoint*), mas isso pode ser contornado aplicando-se uma banda morta no erro, evitando assim novas movimentações da válvula. O problema da sua utilização se torna a incerteza de qual comportamento final ele irá apresentar, sendo necessário escolher os parâmetros corretos para cada caso. Existem casos, ainda, em que pode não haver algum conjunto de parâmetros que leve a tal comportamento.

5 Conclusões e Trabalhos Futuros

O agarramento representa um grande problema para a indústria devido às oscilações introduzidas ao processo e às perdas financeiras que esse tipo de problema pode vir a causar. Dessa forma, a utilização de um método compensador, que não introduza custos excessivos, de fácil aplicação e que realmente compense o agarramento tem um papel fundamental.

No presente trabalho uma comparação sistemática de quatro métodos para compensação de agarramento foi realizada. São eles: *Knocker*, Reforço Constante, Dois Movimentos e Dois Movimentos Modificados. Foram feitas, utilizando-se plantas de primeira e segunda ordens e sistemas integradores simulações para dois casos: resposta do método em um sistema oscilatório devido ao agarramento e resposta a uma mudança de *setpoint* no formato de um degrau. Para cada caso analisado calculou-se dois parâmetros: a diminuição do erro integral quadrático da *PV* (ISE_{DIM}) e a diminuição do desvio padrão da *MV* (DP_{DIM}). Foram variados os valores do agarramento e os parâmetros dos métodos, obtendo os resultados com o menor erro e os resultados médios.

Os quatro métodos analisados diminuíram o erro em relação ao *setpoint* estipulado. No entanto, em mais de um caso, houve aumento da variabilidade da *MV*. Esse aumento se reflete em um maior número de reversões na válvula de controle utilizada e um possível aumento no seu desgaste. Dessa forma, o erro não pode ser o único parâmetro comparativo.

Entre os quatro métodos, aquele que mostrou melhor desempenho (alcançando rapidamente o *setpoint*, diminuindo o erro da *PV* e a variabilidade da *MV*) foi o Método dos Dois Movimentos Modificado. Em comparação com o método dos Dois Movimentos, o primeiro alcançou velocidades maiores. No entanto, ele não pôde ser implementado para o sistema de segunda ordem.

Nos outros casos, os resultados também demonstraram a eficiência dos demais métodos, com algumas ressalvas. Os métodos *Knocker* e Reforço Constante, mesmo diminuindo significativamente o erro em vários dos casos, aumentaram (de uma maneira geral) significativamente a variabilidade da *MV* e a frequência da oscilação. Esses aumentos podem levar a maiores desgastes da válvula.

Os métodos *Knocker* e Reforço Constante apresentaram, em alguns casos, comportamento distinto daquele previsto pelos seus autores originais. Analisando os casos em que houve tais comportamentos, pode-se concluir que esses dependem do processo, do agarramento e dos parâmetros utilizados. De forma a melhor aproveitar esse comportamento é possível incluir uma banda morta no erro, evitando novas oscilações no processo.

O Método dos Dois Movimentos, por outro lado, apresentou uma compensação suave, mas que se limitou à velocidade aproximadamente igual à em malha aberta.

Os métodos propostos para compensar o agarramento durante uma mudança de *setpoint* em um sistema integrador alcançaram resultados satisfatórios, mesmo com as limitações aos valores de rt , e se mostraram melhores que os outros já existentes.

Para a realização de novas simulações se mostra interessante a utilização de um modelo de atrito diferente, mais complexo, que apresente dois parâmetros (um

representando a banda morta e outro o pulo do agarramento). Além disso, devido aos bons resultados apresentados, propõe-se a implementação do Método dos Dois Movimentos Modificado para uma planta com modelo de segunda ordem, de forma a se analisar seu desempenho.

Os métodos propostos para o sistema integrador apresentaram bons resultados. É necessário, porém, continuar as análises para corroborar suas eficiências.

Não contempladas nesse trabalho, a realização de análises de caráter experimental (em uma planta real e com uma válvula real) dos métodos analisados é importante. Dessa forma, podem ser confirmados os resultados apresentados, assim como para se analisar o real comportamento de cada um dos métodos. A situação real insere no sistema incertezas que não foram consideradas durante a simulação. Entre essas incertezas, podemos citar erros na quantificação do agarramento, erros na determinação dos parâmetros do modelo da planta e a velocidade real em que uma válvula se move.

6 Referências

- A. Stenman, F. G., Forsman, K. (2003). "A segmentation based method for detection of stiction in control valves." *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing* 17(7–9): 625–634.
- Choudhury, M. A. A., Shah, S., Thornhill, N. F. (2004). "A datadriven model for valve stiction." *Automatica Proceedings of the 5th ADCHEM — International symposium on advanced control of chemical processes, Hong Kong, China*: 261–266.
- Choudhury, M. A. A., Shah, S., Thornhill, N. F. (2005). "Modelling valve stiction." *Control Engineering Practice* 13(2005): 641–658.
- Choudhury, M. A. A., Shah, S., Thornhill, N. F. (2006). "Automatic detection and quantification of stiction in control valves." *Control Eng. Pract.* 14: 1395–1412.
- Clarke, D. W. (1995). "Sensor, actuator, and loop validation." *IEEE Control Syst. Mag.* 15(4): 39–45.
- Desborough, L., Miller R. (2002). "Increasing customer value of industrial control performance monitoring—honeywell's experience." *AIChE Symposium Series* 2001(No. 326): 172–192.
- Farenzena, M., Trierweiler, J. O. (2010). "Modified PI Controller for Stiction Compensation." *2010 IFAC International Symposium on Dynamics and Control of Process Systems DYCOPS 2010, 2010, Leuven*.
- Garcia, C. (2008). "Comparison of friction models applied to a control valve." *Control Engineering Practice* 16: 1231–1243.
- Gerry, J., Ruel M. (2001). "How to measure and combat valve stiction online." *Instrumentation, systems and automated society. Houston, TX, USA*.
- Hägglund, T. (2002). "A friction compensator for pneumatic control valves." *Journal of Process Control* 12: 897–904.
- He, Q. P., Wang J., Pottman, M., Qin, S. J. (2007). "A curve fitting method for detecting valve stiction in oscillating control loops." *Ind. Eng. Chem. Res.* 46: 4549–4560.
- Horch, A., Isaksson, A. J. (1998). "A method for detection of stiction in control valves." *IFAC Workshop on On-line-Fault Detection and Supervision in the Chemical Process Industry, Lyon (France), 1998*: 257–262.
- Ivan, L. Z. X., Lakshminarayanan, S. (2009). "A New Unified Approach to Valve Stiction Quantification and Compensation." *Ind. Eng. Chem. Res.* 48: 3474–3483.
- Kano, M., Maruta, H., Kugemoto, H., Shimizu, K. (2004). "Practical model and detection algorithm for valve stiction." *IFACDycops - 7th International Conference, Cambridge (USA)* 54.
- Kayihan, A., Doyle III, F. J. (2000). "Friction compensation for a process control valves." *Control Engng.* 8: 799–812.
- Olsson, H. (1996). "Control systems with friction." Ph.D. thesis. Department of Automatic Control, Lund Institute of Technology.
- Richardson, R. S. H., Nolle H. (1976). "Surface friction under time-dependent loads." *Wear* 37(11): 87–101.
- Rossi, M., Scali, C. (2005). "A comparison of techniques for automatic detection of stiction: simulation and application to industrial data." *Journal of Process Control* 15: 505-514.
- Singhal, A., Salsbury, T. I. (2005). "A simple method for detecting valve stiction in oscillating control loops." *Journal of Process Control* 15: 371–382.
- Srinivasan, R., Rengaswamy, R. (2005). "Stiction Compensation in Process Control Loops: A Framework for Integrating Stiction Measure and Compensation." *Ind. Eng. Chem. Res.* 44: 9164-9174.

Srinivasan, R., Rengaswamy R. (2008). "Approaches for efficient stiction compensation in process control valves." *Computers and Chemical Engineering* 32: 218–229.