

MARCO ANTONIO DE SOUZA LEITE CUADROS

**QUANTIFICAÇÃO E COMPENSAÇÃO DE ATRITO EM VÁLVULAS
DE CONTROLE PNEUMÁTICAS**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Elétrica.

Orientador: Prof. Dr. Celso José Munaro.

Co-Orientador: Prof. Dr. Saul Munareto.

VITÓRIA
2011

Dados Internacionais de Catalogação-na-publicação (CIP)
(Biblioteca Central da Universidade Federal do Espírito Santo, ES, Brasil)

C961q Cuadros, Marco Antonio de Souza Leite, 1975-
Quantificação e compensação de atrito em válvulas de
controle pneumáticas / Marco Antonio de Souza Leite Cuadros.
– 2011.
107 f. : il.

Orientador: Celso José Munaro.

Coorientador: Saul da Silva Munareto.

Tese (Doutorado em Engenharia Elétrica) – Universidade
Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico.

1. Válvulas de controle pneumático. 2. Atrito. I. Munaro,
Celso José. II. Munareto, Saul da Silva, 1970-. III. Universidade
Federal do Espírito Santo. Centro Tecnológico. IV. Título.

CDU: 621.3

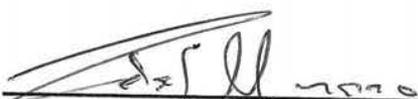
MARCO ANTONIO DE SOUZA LEITE CUADROS

**QUANTIFICAÇÃO E COMPENSAÇÃO DE ATRITO EM VÁLVULAS
DE CONTROLE PNEUMÁTICAS**

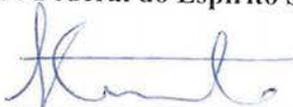
Tese submetida ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Elétrica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para a obtenção do Grau de Doutor em Engenharia Elétrica.

Aprovada em 27 de outubro de 2011.

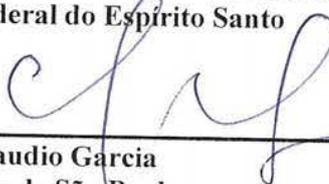
COMISSÃO EXAMINADORA



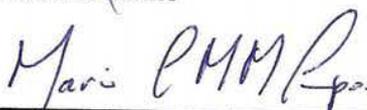
Prof. Dr. Celso José Munaro - Orientador
Universidade Federal do Espírito Santo



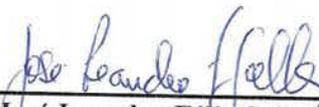
Prof. Dr. Saul Munareto - Co-orientador
Instituto Federal do Espírito Santo



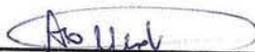
Prof. Dr. Claudio Garcia
Universidade de São Paulo



Eng. Dr. Mario Cesar Mello Massa de Campos
PETROBRAS/CENPES



Prof. Dr. José Leandro Félix Salles
Universidade Federal do Espírito Santo



Prof. Dr. Alessandro Mattedi
Universidade Federal do Espírito Santo

“O que queres que os homens façam por ti, faça igualmente por eles”

(Jesus Cristo).

*Para essa grande mulher que respeito, admiro e amo,
minha mãe Rosa Cuadros.*

*Para minha esposa Anina e minhas filhas Luana e
Laila, porque elas são a inspiração da minha vida.*

Agradecimentos

Uma vez mais gostaria de agradecer em especial a Celso José Munaro e a Saul Munareto por seus apoios nesta longa caminhada.

Agradecer ao IFES Campus Serra por me conceder o ambiente para o desenvolvimento da pesquisa. Agradecer também à coordenação de Automação Industrial pelo afastamento concedido para a execução deste trabalho.

A todos meus colegas e amigos do IFES e em especial a Rogério e a Wallas.

Ao FACITEC da Prefeitura Municipal de Vitória-ES e ao FACITEC da Prefeitura Municipal da Serra-ES pelo apoio financeiro.

Não posso deixar de agradecer a meus tios Pinheiro, Marina e Mariulza, assim como a meu primo Marcos Paulo por seu carinho e compreensão.

Agradeço a Deus porque nunca me deixou andar sozinho. Quero agradecer também a minha mãe Rosa Cuadros por sua motivação e sua preocupação com meu trabalho.

Finalmente, um muito obrigado a minha esposa Anina e minhas filhas Luana e Laila que me deram apoio e me ofereceram compreensão dia a dia.

Resumo

As válvulas de controle são atuadores bastante comuns na indústria e são elementos importantes nas malhas de controle. O *stiction*, do inglês *static* + *friction*, é uma não linearidade presente nas válvulas de controle que provoca o aumento da variabilidade do processo, prejudicando o desempenho, produzindo perdas na qualidade, gasto de matéria prima e queda na rentabilidade da produção. O *stiction* representa o atrito presente na válvula, que aumenta com o desgaste da mesma.

A primeira contribuição deste trabalho é a proposta de uma nova metodologia para a quantificação do *stiction* para situações em que o gráfico da variável do processo e da saída do controlador tenha forma de paralelogramo. Para este padrão o método apresenta resultados menos conservativos em comparação com outros métodos de quantificação de abordagem semelhante. Além disto, uma proposta para a estimativa do *slipjump* a partir do conhecimento do modelo do processo é discutida. A metodologia proposta requer apenas dados de operação, sem a necessidade de testes invasivos. A aplicação a simulações, dados de plantas industriais e uma planta-piloto demonstram a aplicabilidade e a superioridade da contribuição.

A segunda contribuição é a proposta de três novos métodos de compensação de *stiction* que melhoram o desempenho da variável do processo sem o efeito negativo de aumentar a variabilidade no movimento da haste da válvula, algo comum em outros métodos desta natureza. O primeiro método proposto avalia o processo através de um degrau com o objetivo de encontrar o valor do sinal de controle para aproximar o erro a zero, através de um procedimento realizado em cinco passos. O segundo método aproxima o erro a zero através da aplicação de um sinal suave à válvula, seguido de um sinal de freio no instante em que a variável de processo se aproxima da referência. O terceiro método aplica um sinal pulsante à válvula para minimizar o erro, de forma similar ao método conhecido por *knocker*. Entretanto, é proposta uma estratégia para detectar o instante em que o erro é mínimo e sinal pulsante possa parar mantendo o erro mínimo. Isto torna o método mais adequado para tratar perturbações e variações de *setpoint*.

Os métodos de compensação são analisados através de sua aplicação em exemplos de simulação e numa malha de vazão de uma planta piloto.

Abstract

The control valves are actuators very common in the industry and are important elements in the control loops. The stiction (static + friction) is a non-linearity present in the control valves which increases the variability of the process, compromising the performance, producing losses in quality, cost of raw materials and drop in profitability. The stiction represents the friction present in the valve that increases with the wear.

The first contribution of this paper is to propose a new methodology for the quantification of stiction in situations where the graph of the process variable and controller output has the form of a parallelogram. For this pattern the proposed method produces less conservative results compared to other methods of quantifying with similar approach.

Moreover, a proposal for estimating the slipjump from the knowledge of the process model is discussed. The proposed method requires only the operating data, without the need of invasive tests. Application to simulations, data from industrial plants and a pilot plant demonstrate the applicability and superiority of the contribution.

The second contribution is to propose three methods for compensation of stiction that improve the performance of the process variable without the negative effect of increasing the variability in the movement of the valve stem, something common in other methods of this nature. The first proposed method evaluates the process through a step in order to finding the control signal for bringing the error to zero, through a procedure performed in five steps. The second method approximates the error to zero by applying a gentle signal to the valve, followed by a brake signal at the instant when the process variable approaches the reference. The third method applies pulse signals to the valve to minimize the error, similarly to the method known as knocker. However, it is proposed a strategy to detect the instant when the error signal is minimal and the pulses can cease while keeping the minimum error. This makes the method suitable for treating disturbances and setpoint changes.

The methods are evaluated through their application in examples of simulation and in a flow control loop of a pilot plant.

Sumário

Lista de Figuras	12
Lista de Tabelas.....	15
Nomenclatura.	16
Lista de trabalhos publicados	19
Capítulo 1: Introdução	20
1.1 Motivação	20
1.2 Trabalhos relacionados	21
1.2.1 Detecção e quantificação do <i>Stiction</i>	21
1.2.2 Compensação do <i>Stiction</i>	23
1.3 Objetivos	25
1.4 Organização do trabalho	25
Capítulo 2: Descrição do problema e dos ambientes de teste.....	27
2.1 O <i>stiction</i> em válvulas de controle e seu efeito	27
2.1.1 Definição do <i>Stiction</i>	28
2.1.2 Efeitos do <i>stiction</i> nas malhas de controle.....	29
2.2 Modelos de válvulas de controle pneumáticas	31
2.2.1 Modelo Analítico de Karnopp.....	32
2.2.2 Relações entre os parâmetros do modelo de Karnopp e S e J.....	33
2.3 Descrição do ambiente de teste real.....	35
Capítulo 3: Métodos de detecção e quantificação do <i>stiction</i>	40
3.1 Detecção do <i>stiction</i> pelo método da correlação cruzada.....	40
3.2 Detecção do <i>stiction</i> pelo método da bicoerência	42
3.2.1 Cálculo dos índices NGI, NLI E TNLI	43
3.3 Quantificação do <i>stiction</i> usando um procedimento iterativo baseado no modelo do <i>stiction</i> de um parâmetro	45
3.4 Quantificação do <i>stiction</i> usando o método da elipse	47

3.5	Quantificação do <i>stiction</i> usando um procedimento iterativo baseado no modelo do <i>stiction</i> de dois parâmetros	48
3.6	Quantificação do <i>stiction</i> usando mínimos quadrados e algoritmos de busca global (otimização global)	50
Capítulo 4: Novo método de quantificação do <i>stiction</i>		51
4.1	Um novo método de quantificação.....	52
4.2	A escolha do segmento de dados usados na quantificação.....	53
4.2.1	Filtragem dos dados	53
4.2.2	Escolha do segmento apropriado.....	54
4.3	Definição e escolha dos Pontos Significativos	54
4.4	Quantificação de S	56
4.5	Quantificação da Banda de Agarramento J	57
4.5.1	Quantificação do efeito de J no gráfico OP-PV.....	57
4.5.2	Quantificação de J assumindo o conhecimento do modelo	58
4.6	Resultados de Simulação.....	59
4.7	Resultados usando dados da indústria.....	64
4.8	Resultados na planta piloto.....	68
4.9	Conclusões.....	70
Capítulo 5: Proposta de métodos de compensação do <i>stiction</i>		72
5.1	Métodos de compensação	74
5.1.1	Compensador CR	75
5.1.2	O compensador <i>knocker</i>	75
5.1.3	O compensador <i>two-move</i>	76
5.2	Método I.....	80
5.3	Método II.....	83
5.3.1	Escolha dos parâmetros	85
5.3.2	Exemplo de simulação	86
5.3.3	Aplicação do método proposto na planta piloto	87
5.4	Método III.....	89
5.4.1	Análises dos métodos não baseados em modelos.....	89
5.4.2	Método proposto	91
5.4.3	Resultados de Simulação	93
5.4.4	Aplicação na planta piloto	96

5.5 Conclusões.....	100
Capítulo 6: Conclusões e proposta de continuidade.....	102
Referências.....	104

Lista de Figuras

Figura 1 – a) Histerese; b) banda morta; c) histerese com banda morta	28
Figura 2 – Comportamento típico de uma válvula de controle afetada pelo <i>stiction</i>	29
Figura 3 – Sistema de controle considerando a função descritiva N.....	30
Figura 4 – Solução gráfica para predição dos ciclos limites	30
Figura 5 – Planta Didática de Controle de Processos – PDCCP.....	35
Figura 6 – Instrumentação da planta piloto	36
Figura 7 – Descrição dos Instrumentos da planta piloto	37
Figura 8 – Foto da planta piloto.....	37
Figura 9 – (a) Malha de controle de vazão, (b) válvula de controle, (c) ampliação (gaxetas e sensor de posição).....	38
Figura 10 – Medição de S (a) Sinais no tempo, (b) Gráfico OP-PV	38
Figura 11 – Assinatura da válvula de controle usada nos testes reais	38
Figura 12 – Foto do dispositivo auxiliar para modificação do <i>stiction</i> na válvula.....	39
Figura 13 – Dados de uma malha com <i>stiction</i> , CCF ímpar	41
Figura 14 – Dados de uma malha sem <i>stiction</i> , CCF par	41
Figura 15 – Efeito de ϵ na estimação da bicoerência.....	43
Figura 16 – O Modelo de Hammerstein em malha fechada	45
Figura 17 – Fluxograma do método de quantificação (R. Srinivasan, 2005).....	46
Figura 18 – Fluxograma para a detecção de não linearidades usando o NGI e NLI.....	47
Figura 19 – Fluxograma para quantificar o <i>Stiction</i> pelo método da Elipse (Choudhury, 2006)	48
Figura 20 – Fluxograma do método de quantificação (Choudhury, 2008a).....	49
Figura 21 – Identificação dos parâmetros do sistema (Jelali, 2008)	50
Figura 22 – Fluxograma do algoritmo de quantificação do <i>stiction</i>	52
Figura 23 – Efeito do filtro. a) $T_s=1$ seg. e b) $T_s=4$ s	53
Figura 24 – Ilustração dos pontos significativos	54
Figura 25 – Os pontos significativos no gráfico PV-OP	55
Figura 26 – Histograma de $PVf(i) - PVf(i - 1)$	55
Figura 27 – Aproximação da elipse com todos os pontos e com os SIPOs.....	56
Figura 28 – Histograma de PV_j	58

Figura 29 – Aproximação das linhas L_{J1} e L_{J2} aos pontos D_{J1} e D_{J2}	58
Figura 30 – Diagrama de blocos no Simulink usado para geração de dados	59
Figura 31 – Valores do MSE em função de S e J para o caso de simulação 3	61
Figura 32 – Resultados da PV estimada para o caso de simulação3	62
Figura 33 – Detecção do <i>Stiction</i> e Escolha do Segmento para o Caso de Simulação 11.....	62
Figura 34 – Resultados de Quantificação para o caso de Simulação 11	63
Figura 35 – Dados da malha 1 (Controle de Pressão)	64
Figura 36 – Dados da malha 2 (Controle de Vazão)	64
Figura 37 – Dados da malha 3 (Controle de Vazão)	65
Figura 38 – Dados da malha 4 (Controle de vazão)	65
Figura 39 – Resultados de quantificação usando o método dos SIPOs para a malha 4	66
Figura 40 – Resultados de quantificação da malha 1 com o método de Choudhury (2008a) ..	67
Figura 41 – Resultados de quantificação da malha 2 com o método de Choudhury (2008a) ..	67
Figura 42 – Malha de Vazão da Planta Piloto	68
Figura 43 – Dados obtidos da Planta Piloto – Vazão	68
Figura 44 – Obtenção do modelo via degrau da Planta Piloto - Vazão.....	68
Figura 45 – Resultados de quantificação para a Planta Piloto - FC	69
Figura 46 – Resultados de quantificação de S para a Planta Piloto – FC.....	70
Figura 47 – Estrutura da malha de controle com os compensadores.....	75
Figura 48 – Pulsos do compensador <i>knocker</i>	76
Figura 49 – Resposta do modelo de um parâmetro ($d=4$) a) OP e MV no tempo b) Gráfico OP-MV	77
Figura 50 – Compensação do <i>stiction</i> - Método <i>two-move</i> ($d=4$) a)S=J b) S \neq J.....	77
Figura 51 – Compensação do <i>stiction</i> - Método <i>two-move</i> considerando uma incerteza de 10% no ganho da planta ($d=4$) a)S=J b) S \neq J.....	78
Figura 52 – Resposta do método <i>two-move</i> na planta piloto.....	79
Figura 53 – A malha de controle com o compensador proposto.....	81
Figura 54 – Simulação do método proposto.....	82
Figura 55 – Comportamento do sinal de compensação $u_A(t)$	83
Figura 56 – Sinal de compensação $u_A(t)$	84
Figura 57 – Máquina de estados do método proposto.....	85
Figura 58 – Estados do compensador proposto no exemplo de simulação	87
Figura 59 – Resultados do método de compensação do <i>Stiction</i> na planta piloto.....	88
Figura 60 – Resultados de simulação usando o método <i>knocker</i>	90

Figura 61 – Resultados de simulação usando o método CR.....	90
Figura 62 – Diagrama de fluxo do método proposto 3.....	92
Figura 63 – Diagrama de blocos do compensador proposto	93
Figura 64 – Resultados de simulação	94
Figura 65 – Detalhes dos resultados de simulação da Figura 64.....	94
Figura 66 – Detalhes do erro, erro filtrado e a derivada do erro (relacionados à Figura 65) ...	95
Figura 67 – Simulação para mudanças de SP e distúrbios	96
Figura 68 - Controlador PI aplicado à planta piloto	98
Figura 69 – <i>knocker</i> aplicado à planta piloto.....	99
Figura 70 – Método proposto aplicado à planta piloto.....	99
Figura 71 – Detalhes do erro, erro filtrado e da derivada do erro (relacionados à Figura 70)	100

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Parâmetros da válvula simulada	60
Tabela 2 – Resultados da quantificação do <i>stiction</i> com dados de simulação	61
Tabela 3 – Resultados da quantificação do <i>stiction</i> com dados da indústria.....	66
Tabela 4 – Resultados da quantificação do <i>stiction</i> com dados da planta piloto.....	69
Tabela 5 – Comparação dos métodos de compensação do <i>stiction</i>	74
Tabela 6 – Parâmetros usados para o ajuste do compensador proposto.....	87
Tabela 7 – Comparação dos índices de desempenho	96
Tabela 8 – Comparação dos índices de desempenho na planta piloto.....	98

Nomenclatura

Lista de Variáveis

Símbolo	Descrição
bic	Função da Bicoerência
BM	Banda morta
C_v	Coefficiente da Válvula
d	Banda de agarramento
$e(t)$	Sinal de erro
F_a	Força aplicada pelo atuador pneumático
F_c	Coefficiente de atrito de Coulomb
F_m	Força da mola
$f_k(t)$	Sinal de compensação do método <i>two-move</i>
F_s	Coefficiente de atrito estático
F_v	Coefficiente de atrito viscoso
G_p	Parte Linear da Válvula mais o Modelo do Processo
H_J	Efeito da banda de agarramento
J	Banda de agarramento (<i>Slip-jump</i>)
K_v	Ganho da válvula
K_m	Constante da mola
L	Tamanho do Segmento para Escolha de Dados
L_{J1}, L_{J2}	Linhas aproximadas aos dados OP_{J1} e OP_{J2}
MV	Variável Manipulada
m_v	Massa das partes móveis da válvula
N	Função Descritiva
OP	Saída do controlador
OP_f	Sinal OP filtrado
OP_{J1}, OP_{J2}	Dados Escolhidos para o Cálculo de J
OP_{SP}	Dados Significativos de OP
$P_{máx}$	Pressão máxima aplicada
PV	Variável do processo
PV_f	Sinal PV filtrado
PV_{SP}	Dados Significativos de PV

Lista de Variáveis

Símbolo	Descrição
Q	Vazão Volumétrica
r	Índice de Oscilação Regular
S	Banda Morta mais J
S_a	Área do diafragma do atuador
SP	<i>Set Point</i>
T_p	Período de Oscilação
T_s	Tempo de Amostragem
$u_c(t)$	Saída do Controlador
$u_{CR}(t)$	Sinal de compensação do método CR
$u_i(t)$	Sinal de compensação dos métodos propostos
$u_k(t)$	Sinal de compensação do método <i>knocker</i>
v_s	Velocidade de Stribeck
X	Posição da Haste da Válvula
$X_{máx}$	Máximo deslocamento da haste (stroke máximo)
ZM	Zona morta
σ_{T_p}	Desvio Padrão do T_p
τ_v	Constante de tempo
$\Delta\phi$	Defasagem entre OP e PV

Abreviaturas e Siglas

Símbolo	Descrição
AIC	<i>Akaike's Information Criteria</i>
ANSI	<i>American National Standard Institution's</i>
ARMAX	<i>Auto-Regressive Moving Average with eXogenous Input</i>
CCF	<i>Cross-Correlation Function</i>
FOPTD	<i>First order plus time delay</i>
FPGA	<i>Fields-Programmable Gate Array</i>
IOL	<i>Input-Output Linearization</i>
ISA	<i>International Society of Automation</i>
MSE	<i>Mean squared error</i>
NGI	<i>Non-Gaussianity Index</i>
NLI	<i>Non-Linearity Index</i>
PEM	<i>Prediction Error Method</i>
SIPO	<i>Significant points</i>

Lista de trabalhos publicados

- a) Munaro, C. J.; Mattedi, A.; Cuadros, M. A.; Munareto, S. e Chagas, T. P. MODELO BASEADO EM DADOS DE VÁLVULAS PNEUMÁTICAS DE CONTROLE. VII Conferência Internacional de Aplicações Indústrias – INDUSCON, Poços de Caldas 2008.
- b) Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S. An Improved Algorithm for Automatic Quantification of Valve Stiction in Flow Control Loops. Industrial Technology (ICIT), 2010 IEEE International Conference on, Viña del Mar - Chile. DOI: 10.1109/ICIT.2010.5472674, Pág. 173 – 178.
- c) Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S. AN ALGORITHM FOR AUTOMATIC QUANTIFICATION OF VALVE STICTION. XVIII Congresso Brasileiro de Automática / 12 a 16 Setembro 2010, Bonito-MS. Pág. 2479-2484.
- d) Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S. COMPENSAÇÃO DE NÃO LINEARIDADES EM VÁLVULAS DE CONTROLE. XVIII Congresso Brasileiro de Automática / 12 a 16 Setembro 2010, Bonito-MS. Pág. 3485-3492.
- e) Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S.. IMPROVED STICTION COMPENSATION IN PNEUMATIC CONTROL VALVES. Computers & Chemical Engineering 2011. Status: Aceito para publicação. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2011.09.006.
- f) Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S. A NOVEL NON MODEL BASED APPROACH FOR STICTION COMPENSATION IN CONTROL VALVES. Industrial & Engineering Chemistry Research 2011. Status: Em revisão.

Capítulo 1: Introdução

1.1 Motivação

Nos processos industriais as válvulas de controle são os atuadores mais comuns. Sendo assim, o desempenho das malhas de controle está relacionado com o adequado funcionamento das válvulas de controle. O desempenho pobre das malhas de controle não só é causado por perturbações ou sintonias ruins, mas também pelas não linearidades presentes nas válvulas de controle, dentre elas o *stiction*. O *stiction* causa oscilações em forma periódica, conhecido como ciclos limites. A variabilidade faz com que as variáveis do processo extrapolem seus limites de operação, segurança e eficiência. Desta forma há um consumo excessivo de energia, o produto não obedece à especificação estabelecida, podem acontecer paradas na operação do processo e não se chegar a um ponto ótimo de rentabilidade do processo.

Os trabalhos (Srinivasan e Rengaswamy, 2005; Hägglund, 2002) indicam que entre 20% e 30% das malhas oscilam devido à presença de atrito ou histerese nas válvulas de controle.

A detecção e quantificação do *stiction* são úteis nos processos industriais para identificar as válvulas que precisam de manutenção entre centenas a milhares de malhas. A detecção do *stiction* é importante para confirmar a presença desta não linearidade na malha de controle. Entretanto, muitas operam com um valor de *stiction* aceitável, mas outras demandam uma manutenção imediata. Sendo assim, é importante quantificar o *stiction* para o planejamento da manutenção. No trabalho de Srinivasan e Rengaswamy (2005) os autores informam que o custo médio de manutenção de uma válvula gira entre US\$ 400,00 a US\$ 2.000,00. Portanto, a quantificação contribui na redução do custo de manutenção e incrementa a rentabilidade da planta (Choudhury, 2006). Ainda pensando no ponto de vista econômico, em (Choudhury et al. 2005), os autores apontam que até mesmo uma melhora de 1% na eficiência do consumo de energia ou na manutenção dos controladores pode representar milhões de dólares de economia para a indústria de processos como um todo.

Segundo Srinivasan e Rengaswamy (2005), as paradas programadas de uma planta acontecem tipicamente entre seis meses a três anos de operação. Sendo assim, há

períodos em que uma válvula com problemas tem que permanecer operando, o que afeta diretamente o consumo de energia e a qualidade do produto final. Dessa forma, algoritmos de compensação do *stiction* são úteis, pois podem mitigar estes problemas até que numa próxima parada programada a manutenção aconteça.

1.2 Trabalhos relacionados

1.2.1 Detecção e quantificação do *Stiction*

Conforme Choudhury (2006) existem duas categorias para os métodos de diagnóstico do *stiction*: métodos invasivos e métodos não invasivos. Os métodos invasivos requerem que a malha esteja em modo manual para fazer testes de deslocamento da haste da válvula. No padrão ISA (*Intrument Society of America*) este teste é conhecido como *valve travel test*. Os métodos invasivos têm baixa eficiência econômica, já que se faz necessário esperar uma parada programada para realização de testes em todas as válvulas ou parar a produção. Desta forma, são preferíveis os métodos não-invasivos que só precisam dos dados normais de operação. Em Desborough e Miller (2001) foi destacado: “A indústria de processo precisa desesperadamente de um método confiável e não-invasivo que classifique automaticamente o desempenho das válvulas de controle em malha fechada”. Neste trabalho serão abordadas apenas as metodologias não-invasivas.

Entre as técnicas não invasivas, pode-se citar o trabalho de Horch (1999) que propõe a detecção do *stiction* baseado na correlação cruzada entre a saída do controlador e a saída do processo. Observou-se que o deslocamento de fase entre o sinal de controle e a variável de processo depende da presença do atrito estático. Este método é bem sucedido em malhas de vazão, mas não é aplicável a processos integradores. Em Horch (2001) é apresentada uma proposta para estender a técnica apresentada em Horch(1999) para processos integradores, considerando a distribuição da probabilidade das derivadas de PV. Esta técnica é bastante dependente da escolha do filtro, visto que é fundamentada na detecção das mudanças abruptas. Em Jelali (2010) é mencionado que o método da correlação cruzada é simples e fácil de implementar, mas pode ter problemas com a defasagem induzida pela

sintonia do controlador. Também, na presença de uma perturbação senoidal na malha de controle, o método falseia a detecção do *stiction* (Choudhury, Shah, & Thornhill, 2002).

Rossi e Scali (2004) aproximaram a variável de processo por uma onda quadrada, triangular ou senoidal: os dois primeiros casos estão relacionados à presença do *stiction* e o terceiro caso, à presença de perturbação externa. Esta técnica é chamada de teste relé.

Em Choudhury (2004) é proposta uma técnica de detecção de *stiction* baseada na estatística de alta ordem. Neste método é utilizada a bicoerência para o cálculo de dois índices: *Non-Gaussianity Index (NGI)* e *Non-Linearity Index (NLI)*. O NGI indica se o sinal é não gaussiano e o segundo índice NLI indica se o sinal é afetado por não linearidades. Este teste é aplicado ao sinal de erro (SP-PV). Se os valores do NGI e NLI forem maiores a valores limites, o sinal é descrito como não-gaussiano e não-linear, permitindo conclusões sobre a presença do *stiction*.

Rossi e Scali (2005) fizeram uma comparação do desempenho entre os métodos de detecção de *stiction* usando a bicoerência, correlação-cruzada e o teste relé. Este trabalho mostra que cada uma das técnicas consideradas tem uma região de incerteza, onde nenhuma decisão pode ser tomada.

Yamashita (2006) propõe uma nova metodologia baseada nos padrões bidimensionais do gráfico OP- x na presença do *stiction*. Uma desvantagem deste método é a necessidade da medição da posição da válvula, que não é rotineiramente encontrada na prática. Desta forma, este método fica restrito a processos de vazão, ou a processos que tenham acesso à medição da posição. Em Scali (2008) se observa outro padrão de *stiction* encontrado na indústria, que não foi considerado por Yamashita (2006). Normalmente a posição da válvula não é um dado disponível, mas se estiver disponível pode ser utilizado o gráfico OP- x para a quantificação do *stiction* (Choudhury, Shah, Thornhill, 2008).

Choudhury (2006) observa que todos os métodos apresentados só detectam o *stiction*, mas não o quantificam. Assim, propõem a quantificação do *stiction* pela aproximação de uma elipse ao padrão formado pelo gráfico bidimensional OP-PV. A partir dos parâmetros desta elipse (eixo maior, eixo menor e o ângulo de inclinação) é estimado o *stiction*. O *stiction* estimado é chamado de *stiction* aparente (*apparent stiction*) porque difere do valor real do *stiction* (obtida do gráfico OP- x) devido ao efeito da dinâmica da malha.

Em Hägglung (2007) é proposto um método para a quantificação automática do *backslash*, que neste trabalho de tese será chamado de banda morta por ter o mesmo efeito nas válvulas de controle. Este é baseado no valor da saída do processo (PV), da referência (SP), dos parâmetros do controlador PID e do ganho do processo.

Em Choudhury, Jain & Shah (2008) se observa que a amplitude e a frequência do ciclo limite dependem do valor de J (*slip-jump*) e que o padrão elipse sofre modificações severas dependendo da sintonia do controlador. Sendo assim, o método proposto em Choudhury (2006) apresenta erros significativos na estimativa do *stiction* aparente. Desta forma, é proposto um método que quantifica S (*stickband*+*deadband*) e o J presentes na válvula usando um modelo baseado em dados com dois parâmetros (Choudhury, 2005). O método é um procedimento de otimização iterativo que procura os dois parâmetros do modelo (S e J). É aplicado o sinal de OP ao modelo da válvula obtendo uma predição do valor de MV para um valor fixo de S e J . Se o modelo do processo não for conhecido é feita uma identificação deste. Os valores resultantes de PV são estimados para vários valores de S e J . Sendo assim, são considerados como valores reais do S e J os valores em que se obteve o menor erro quadrático médio entre a PV estimada e a real.

Jelali (2008) apresenta um novo método para quantificação do *stiction* fundamentado na otimização global. A PV e OP são usadas para estimar os parâmetros do sistema de Hammerstein que separa o modelo do processo numa parte não linear (modelo de dois parâmetros do *stiction*) e outra parte linear de baixa ordem. Técnicas de otimização ou algoritmos genéticos são utilizados para estimar os parâmetros do modelo não linear (S e J), subordinado à identificação por mínimos quadrados dos parâmetros do modelo linear. Uma extensão deste método é apresentada em Romano e Garcia (2011), o método também é baseado em otimização, estima-se conjuntamente o atrito e os parâmetros do modelo; entretanto, neste método o modelo do processo é não linear.

Considerando que a posição da válvula não é conhecida, em Saneej B. Chitralakha et al. (2009) é proposto um método para estimar a posição da válvula dados o modelo do processo e os dados da variável do processo e a saída do controlador. Usando a estimativa da posição da válvula o *stiction* é detectado e quantificado.

1.2.2 Compensação do *Stiction*

Duas técnicas básicas de compensação do *stiction*, chamados de *dithering* e *impulsive control* foram reportados em Armstrong (1994) com enfoque nos sistemas eletromecânicos. As técnicas não são aplicáveis a válvulas de controle pneumáticas, pois elas filtram os sinais de alta frequência, tornando as técnicas pouco eficientes (Srinivasan e Rengaswamy, 2007). Outros trabalhos baseados no uso de altas frequências também foram

propostos em (De Carli; Cong, 1995), (Feemster ET AL., 1999) e (Canudas; Lischinsky, 1997) para servomecanismos. Todas estas também não são aplicáveis a válvulas de controle devido à dinâmica lenta da mesma.

Em B. Armstrong et al. (1996) as técnicas usadas para a compensação do atrito especialmente para malhas de posição e velocidade em máquinas rotativas são divididas principalmente em duas categorias: baseadas em modelo e as não baseadas em modelo. Entre as técnicas não baseadas em modelo são citadas: o *dither* e o *impulsive control*; entre os métodos baseados em modelo: *fixed compensation* usada quando o modelo de atrito é conhecida, a compensação é feita aplicando uma força contrária igual à força instantânea do atrito; controladores adaptativos são extensamente usados porque estes podem se adaptar a mudanças no modelo de atrito que é estimado *on line*.

Recentemente, algumas técnicas foram propostas especificamente para válvulas de controle.

Em Kayihan & Doyle III (2000) foi proposto o método chamado de *IOL* (*input-output linearization*), esta técnica utiliza realimentação não linear de estados exigindo o conhecimento dos mesmos, para isto são usados sensores ou observadores de estado. Neste trabalho se prova que a técnica *IOL* é mais eficiente que o controlador linear PID. Entretanto o uso de observadores implica o conhecimento dos parâmetros dos modelos, informação que normalmente não está disponível.

Em Hägglung (2002) foi proposto o método denominado *knocker*. Neste método são somados pulsos curtos continuamente ao sinal de controle, que pode ser interpretado como uma sequência de batidas (*knocking*) à válvula de controle. A direção dos pulsos é a mesma ao do sinal de controle e a sequência de pulsos está caracterizada por três parâmetros: o tempo entre cada pulso, a amplitude e a largura do pulso. Estes parâmetros são escolhidos de modo que os pulsos sejam suficientes para que a válvula deslize mais facilmente do que sem o *knocker* e de modo que não provoquem deslizamentos extras. Srinivasan e Rengaswamy (2005) propuseram uma técnica de sintonia dos parâmetros do *knocker* relacionada com o atrito quantificado na válvula de controle.

Hägglund (2007) indica que a banda morta provoca um atraso na malha de controle e deteriora o controle. É apresentado um método para compensar a banda morta baseado numa súbita variação do OP cada vez que este sinal tenha uma reversão. Em Xiang (2009) é apresentado um método bastante parecido ao proposto em Hägglund (2007), com a diferença que a variação de OP a cada reversão é baseada no *stiction*.

Nos métodos citados, a melhoria no desempenho da PV provoca o aumento da variabilidade na posição da haste da válvula. Desta forma, o número de reversões e a distância total percorrida da válvula aumentam. Estes dados são utilizados como indicadores; o aumento destes indica uma redução na vida útil da válvula. Com o intuito de diminuir a transferência de variabilidade da PV para a haste da válvula Srinivasan e Rengaswamy (2007) propuseram o método *two-move*. Este método propõe compensar o atrito com dois movimentos, sendo o primeiro o valor necessário para tirar a válvula da posição travada e o segundo o valor necessário para levar a PV ao estado estacionário desejado.

1.3 Objetivos

Diante do contexto apresentado na seção 1.2, o objetivo geral é propor contribuições para quantificação e compensação de atrito (*stiction*) em válvulas de controle.

Um novo método de quantificação do *stiction* usando dados de operação é proposto, apresentando melhores resultados para casos onde o gráfico entrada-saída tem forma de paralelogramo, bastante comum em malhas de vazão.

Métodos de compensação do *stiction* são analisados e três novos métodos são propostos. Seu objetivo é melhorar o desempenho do processo sem aumento da variabilidade do movimento da haste da válvula.

1.4 Organização do trabalho

Este trabalho está dividido em seis capítulos. Neste capítulo introdutório se explica a motivação para o estudo da quantificação e da compensação do *stiction* em válvulas de controle, são indicados vários trabalhos relacionados e são apresentados os objetivos.

No capítulo 2 se apresenta o conceito do *stiction*; são descritos os problemas provocados pelas diferentes não-linearidades das válvulas nas malhas de controle, assim como, os modelos de válvulas de controle; relações entre o modelo de dois parâmetros e entre

os parâmetros do modelo de Karnopp são demonstrados e apresentados. Neste mesmo capítulo são descritos os ambientes de simulação e a planta-piloto, utilizados para validar os métodos propostos de quantificação e compensação.

O capítulo 3 descreve duas técnicas de detecção do *stiction* e como estes foram utilizados neste trabalho.

No capítulo 4 se propõe um novo método de quantificação do *stiction* e são apresentados resultados de simulação, de dados de plantas reais e dados da planta piloto.

O capítulo 5 descreve com mais detalhes os principais métodos de compensação do *stiction* comumente encontrados na literatura e são propostos três novos métodos de compensação do *stiction* em válvulas de controle. Os métodos são validados através de simulações e também através da aplicação numa planta piloto preparada para tais implementações.

Finalmente, o Capítulo 6 relaciona os métodos abordados e os resultados alcançados, apresentando as conclusões obtidas e apontando as perspectivas futuras deste trabalho.

Capítulo 2: Descrição do problema e dos ambientes de teste

As não-linearidades nas malhas de controle podem aparecer devido a um ou a combinação de fatores tais como: o processo é não-linear por natureza, a característica instalada da válvula de controle é não linear, presença de não linearidades nas válvulas de controle do tipo *stiction*, banda morta e/ou histerese, sintonia inadequada do controlador além de perturbações (Choudhury et al., 2008).

Comumente as não-linearidades do processo e a característica instalada da válvula de controle são chamadas de não linearidades suaves (*soft nonlinearities*). Isto porque localmente podem ser consideradas lineares frente às pequenas oscilações. O *stiction*, a banda morta, a folga e a histerese são denominados de não linearidades severas (*hard nonlinearities*) devido a sua característica não linear dominante (Choudhury et al., 2008).

2.1 O *stiction* em válvulas de controle e seu efeito

Neste trabalho serão usadas definições da histerese, banda morta e zona morta encontrados em Entech (1998), Fisher-Rosemont(1999) e Choudhury(2005). As definições fazem referência ao ANSI (ISA-S51.1-1979, Process instrumentation Terminology).

A histerese é a propriedade de um elemento que é evidenciada pelo valor da saída para uma excursão da entrada, em consequência da direção da excursão da entrada. Em outras palavras a trajetória da saída do sistema para uma determinada excursão da entrada é diferente quando esta entrada é crescente ou decrescente. Esta propriedade pode ser observada na Figura 1.

A banda morta é a variação do sinal de entrada, durante uma reversão de sentido, que não inicia uma mudança observável na saída (Figura 1).

A zona morta é uma faixa da entrada na qual a saída permanece inalterável, independentemente da mudança da direção do sinal de entrada.

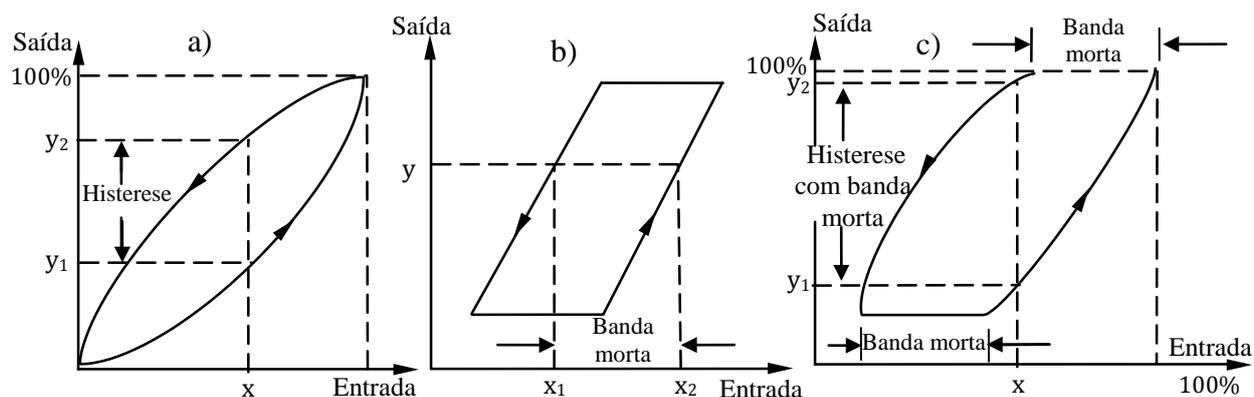


Figura 1 – a) Histerese; b) banda morta; c) histerese com banda morta

Em muitas referências bibliográficas a histerese é interpretada como a banda morta; entretanto estas não linearidades são diferentes como pode ser observado na Figura 1.c, que mostra o efeito conjunto da histerese e banda morta. Conforme Fisher (2011):

Para válvulas de controle, a banda morta é a não-linearidade dominante enquanto a histerese é um efeito secundário. A histerese pode ser obtida subtraindo a banda morta do valor medido da banda morta mais histerese. No entanto, desde que a histerese é geralmente insignificante e difícil de discernir experimentalmente, a banda morta e a histerese não são separados e os resultados são apresentados como a soma destas não-linearidades.

2.1.1 Definição do *Stiction*

Diferentes artigos (Olson, 1996; Horch, 2000; Ruel, 2000) e organizações (ISA Subcommittee SP75.05, 1979; Entech, 1998) têm definido o *stiction* de diferentes formas. Entretanto, este trabalho adotará a definição proposta em Choudhury (2008), pois tem sido amplamente utilizada nas referências usadas neste trabalho. O comportamento, descrito pela definição abaixo, é mostrado na Figura 2.

Conforme Choudhury, Jain e Shah (2008, p.233):

Stiction é uma propriedade de um elemento de tal forma que sua movimentação suave, em resposta a uma entrada variável, seja precedida por uma parte estática (*deadband*+*stickband*) seguida por um salto abrupto repentino, chamado *slip-jump*. O *slip-jump* é expresso como uma porcentagem da faixa de saída. Sua origem em um sistema mecânico é o atrito estático, o qual excede o atrito dinâmico.

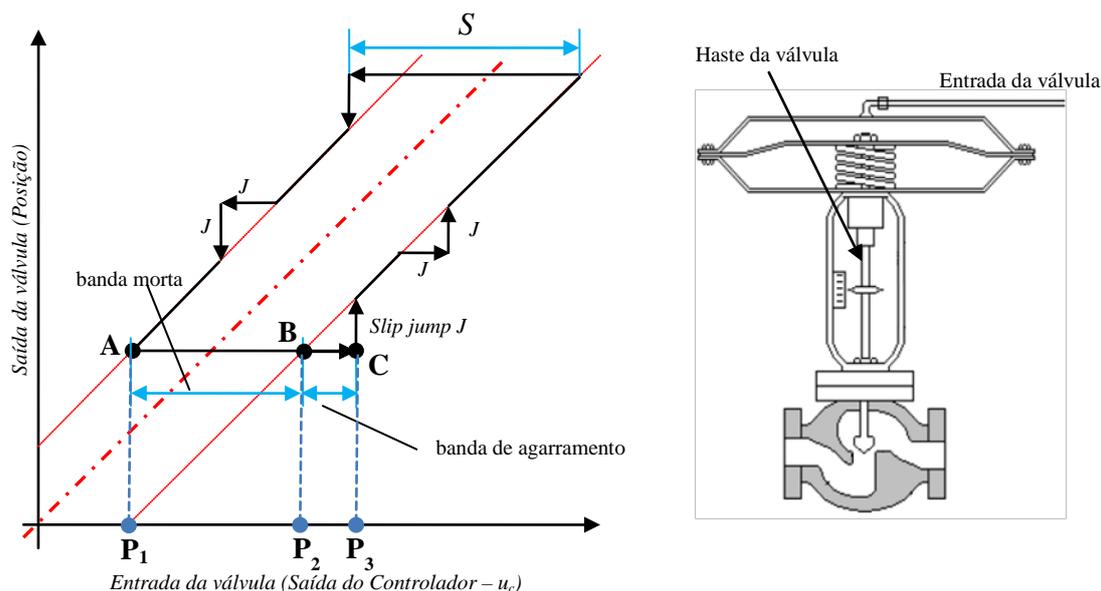


Figura 2 – Comportamento típico de uma válvula de controle afetada pelo *stiction*

2.1.2 Efeitos do *stiction* nas malhas de controle

Uma válvula de controle afetada pelo *stiction* provoca ciclos limites na malha (Hagglund, 1995; Horch, 1999; Rengaswamy et al., 2001; Ruel, 2000). Este comportamento pode ser demonstrado usando o método da função descritiva (Choudhury, 2004). O comportamento das válvulas de controle afetadas pelo *stiction* pode ser modelado por uma função descritiva N ,

$$N = \frac{1}{\pi X_m} (A - iB) \tag{2.2}$$

onde X_m é a magnitude da saída do controlador e

$$A = \frac{X_m}{2} \sin 2\phi - 2X_m \cos \phi - X_m \left(\frac{\pi}{2} + \phi \right) + 2(S - J) \cos \phi$$

$$B = -3 \frac{X_m}{2} + \frac{X_m}{2} \cos 2\phi + 2X_m \sin \phi - 2(S - J) \sin \phi$$

$$\phi = \sin^{-1} \left(\frac{X_m - S}{X_m} \right)$$

Considerando a estrutura mostrada na Figura 3, a função de transferência em malha fechada é

$$\frac{Y(s)}{SP(s)} = \frac{G_p(s)G_c(s)N}{1 + G_p(s)G_c(s)N} \tag{2.3}$$

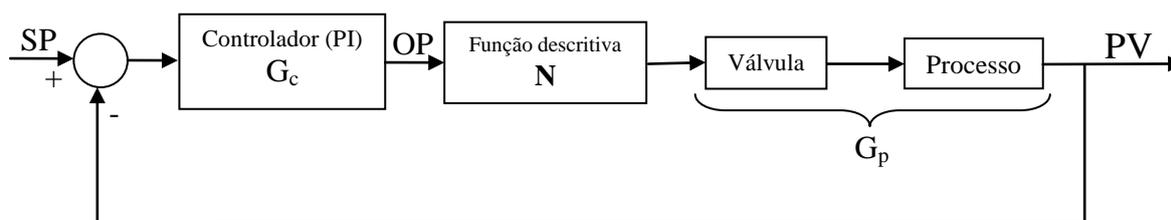


Figura 3 – Sistema de controle considerando a função descritiva N

A condição para oscilação é

$$G_{P(s)}G_{C(s)} = -\frac{1}{N} \quad (2.4)$$

Na Figura 4 pode ser observado que existe uma interseção entre $G_{P(s)}G_{C(s)}$ e $-1/N$ para processos integradores quando $J=0$; desta forma, a condição para oscilação (2.4) é satisfeita provocando ciclos limites. Em Hägglund (2007) usando o método da função descritiva se afirma que a banda morta provoca um atraso na malha, deteriorando o controle, confirmando também que no caso de processos com integradores a banda morta provoca ciclos limites quando são usados controladores com ação integral.

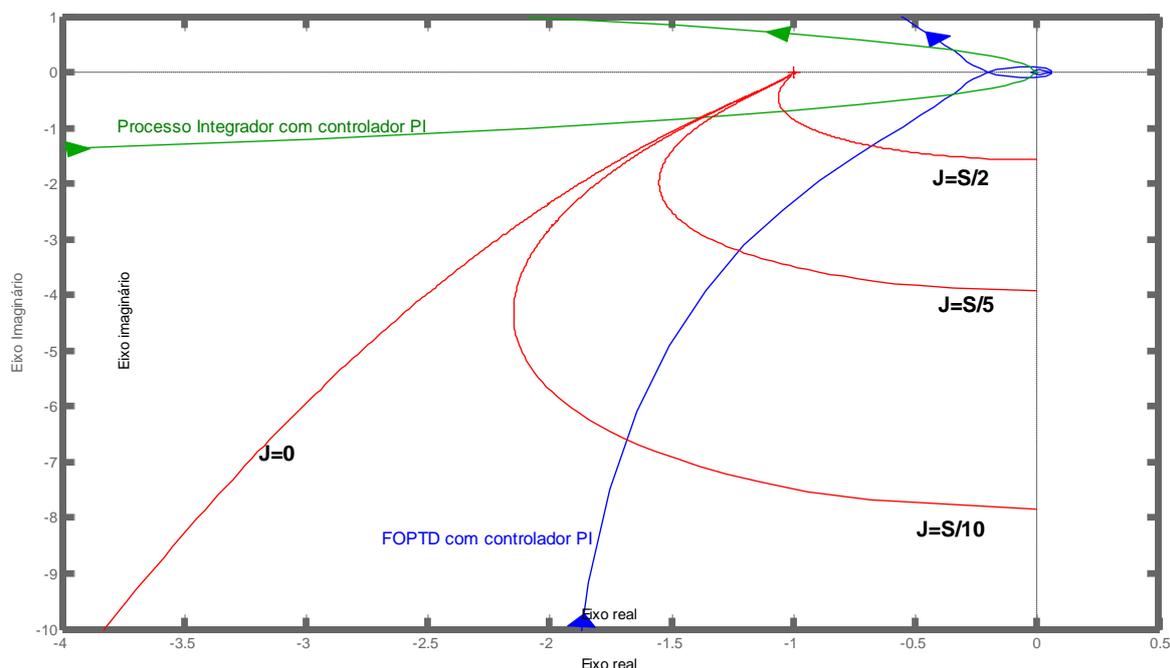


Figura 4 – Solução gráfica para predição dos ciclos limites

Choudhury (2004) mostra que a presença de J provoca o ciclo limite e Choudhury (2008) mostra que a frequência e a amplitude do ciclo limite estão relacionadas com J. Na Figura 4 pode se observar que para malhas de controle com um processo FOPTD existe intersecção entre $G_{P(s)}G_{C(s)}$ e $-1/N$ confirmando o ciclo limite para diferentes valores de J; entretanto, só a presença da banda morta($J=0$) não provoca ciclos limites para este exemplo.

Para o caso de um processo integrador com PI, como se observa na Figura 4, a presença de J ou só da banda morta provocam ciclos limites.

2.2 Modelos de válvulas de controle pneumáticas

Para o estudo do comportamento das válvulas de controle foram propostos modelos empíricos baseados em dados e modelos analíticos ou físicos. Em Steaman (2003) é apresentado o modelo de um parâmetro dado por

$$x(t) = \begin{cases} x(t-1) & \text{se } |u(t) - x(t-1)| \leq d \\ u(t) & \text{caso contrário} \end{cases} \quad (2.5)$$

onde $x(t)$ e $x(t-1)$ são a posição atual e passada da haste da válvula, $u(t)$ é a saída atual do controlador e d é definido como *stiction band* sendo o único parâmetro deste modelo.

Analisando a equação (2.5) pode-se concluir que é preciso acumular uma energia superior a d para que a haste possa se movimentar na mesma direção ou a cada reversão. Este comportamento é equivalente ao de uma válvula que tenha apenas J.

Choudhury (2004) e Kano (2004) apresentaram modelos mais completos de dois parâmetros (S e J), se aproximando mais ao comportamento real de uma válvula de controle. Como alternativa aos modelos de Kano e de Choudhury, He (2007) apresenta um modelo empírico fundamentado numa análise dos modelos físicos.

Em Garcia (2008) oito modelos são implementados e comparados, entre eles os citados anteriormente, onde se conclui que os modelos analíticos de Karnopp e de Lugre, junto ao modelo empírico de Kano representam o comportamento esperado das válvulas de controle. Visto isso, o modelo analítico de Karnopp foi escolhido para realizar todos os testes de simulação apresentados neste trabalho.

2.2.1 Modelo Analítico de Karnopp

Os modelos analíticos utilizados para válvulas de controle pneumáticas empregam normalmente o equacionamento das forças na haste da válvula, regido pela Lei de Newton:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = \sum \text{Forças} = F_{\text{pressão}} + F_{\text{mola}} + F_{\text{atrito}} + F_{\text{fluido}} + F_i \quad (2.6)$$

onde:

$F_{\text{pressão}} = S_a p$, é a força aplicada pelo atuador pneumático; onde S_a é a área do atuador e p é a pressão aplicada.

$F_{\text{mola}} = -K_m x$, é a força da mola, onde K_m é a constante elástica da mola;

F_{atrito} é a força de atrito na válvula;

F_{fluido} é a força devido à perda de carga através da válvula;

F_i = força extra de assentamento da haste na sede da válvula;

m é a massa das partes móveis da válvula.

Sendo que as forças F_{fluido} e F_i , em grande parte das aplicações, são desprezíveis, conforme observado em Kayihan (2000). Assim a equação (2.6) pode ser reescrita como

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = \sum \text{Forças} = F_{\text{pressão}} + F_{\text{mola}} + F_{\text{atrito}} \quad (2.7)$$

Para a modelagem da força de atrito F_{atrito} têm sido propostas: modelo Dahl estendido, modelo de Bristle, o modelo de sete parâmetros e o modelo de Karnopp. Neste trabalho é utilizada a modelagem de Karnopp, a fim de superar os problemas com detecção de velocidade nula e evitar os chaveamentos entre as partes da equação que descrevem a haste agarrada ou se movendo, em Karnopp (1985) se criou uma região em torno da velocidade nula. A mudança abrupta da força de atrito no início do movimento foi modelada de forma suave em substituição a forma descontínua (efeito de Stribeck), dado por

$$F_{\text{atrito}}(v) = \left[F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{v}{v_s}\right)^2} \right] \text{sgn}(v) + F_v v \quad (2.8)$$

onde F_c , F_v e F_s representam os coeficientes de atrito de Coulomb, viscoso e estático, respectivamente, v a velocidade da haste da válvula e v_s é a velocidade de Stribeck.

2.2.2 Relações entre os parâmetros do modelo de Karnopp e S e J

A obtenção dos parâmetros do modelo analítico não é uma tarefa simples, envolve o uso dos dados do fabricante, ensaios experimentais e adoção de valores da literatura. Além disto, há a necessidade da identificação on-line dos mesmos. Por isso, a proposta de modelos empíricos simplificados obtidos a partir de dados da válvula, e que reproduzam os mesmos comportamentos dos modelos analíticos, torna-se uma estratégia bastante interessante no modelamento de válvulas de controle. Nesta seção serão apresentadas relações entre os parâmetros do modelo Karnopp e S e J. Assim, o modelo de Karnopp poderá ser utilizado com valores de S e J típicos de literatura.

Considerando-se uma velocidade inicial próxima de zero e aceleração nula, usando a equação (2.7) é obtido

$$F_{pressão} = F_{mola} + F_{atrito} \quad (2.9)$$

Os pontos A, B e C, mostrados na Figura 2, são usados para demonstrar a relação entre J e S e os parâmetros do modelo de Karnopp. Neste modelo o parâmetros v_s é usado para assegurar que a força de atrito decrescente de forma rápida e contínua no início do movimento. Assim, a condição $v \gg v_s$ deve ser satisfeita para que o termo $(F_s - F_c)e^{-(v/v_s)^2}$ não afete a força de atrito quando a válvula está em movimento. Quando a válvula converge em direção ao ponto A, no limite entre o movimento e a parada, se a válvula estiver ainda em movimento pode-se considerar $v \gg v_s$ na equação (2.8) ($v_s = 2.54 \times 10^{-4}$ m/s e a constante de tempo da válvula é $\tau_v = 0.33$ s para uma válvula de quatro polegadas e um degrau de 10% (Fisher, 2005)). Sendo assim $e^{-(v/v_s)^2} \rightarrow 0$ e $F_{friction}(v) = \text{sgn}(v)F_c + F_v v$. Além disso, no instante seguinte a válvula para ($v=0$) que implica $F_{friction}(v) = \text{sgn}(v)F_c$ e substituindo este na equação (2.9), resulta

$$P_1 S_a = K_m X_1 - F_c \quad (2.10)$$

No ponto B a válvula está agarrada e a força externa apenas é igual à força de Coulomb. Portanto, somente o atrito de Coulomb está presente e $F_{friction} = F_c$, sendo assim

$$P_2 S_a = K_m X_1 + F_c \quad (2.11)$$

No ponto C a válvula continua agarrada, mas está na eminência do movimento porque a força externa é igual às forças estáticas, então $F_{friction} = F_s$ e

$$P_3 S_a = K_m X_1 + F_s \quad (2.12)$$

Observando-se a Figura 2, conclui-se que $J = P_3 - P_2$ e usando as equações (2.11) e (2.12) se obtém a equação (2.13) que relaciona os parâmetros do modelo de Karnopp com J.

$$F_s - F_c = J * S_a \quad (2.13)$$

Da mesma forma usando a Figura 2 pode-se concluir que $S = P_3 - P_1$ e usando as equações (2.10) e (2.12) é obtida a equação (2.14) que representa a relação entre os parâmetros do modelo de Karnopp e S.

$$F_c = \frac{(S - J) * S_a}{2} \quad (2.14)$$

Usando as equações (2.13) e (2.14) e a partir dos valores S e J escolhidos podem ser calculados os valores correspondentes de F_c e F_s , mas também é necessário estabelecer uma relação para o parâmetro F_v que precisa ser obtido a partir do comportamento dinâmico, usando as equações (2.7) e (2.8) e considerando $v > 0$ é obtida a equação (2.15).

$$m\ddot{x} = P(t)S_a - K_m x - (F_c + F_v \dot{x}) \quad (2.15)$$

O denominador da função de transferência de (2.15) é dado por $ms^2 + F_v s + k_m$. Desde que $F_v \gg m$ ($F_v = 612Ns/m$ e $m = 1,36Kg$, exemplo em (Garcia, 2008)), a dinâmica de segunda ordem da válvula pode-se aproximar a uma de primeira ordem. Sendo assim, a constante de tempo da válvula τ_v é aproximada por

$$\tau_v = \frac{F_v}{K_m} \quad (2.16)$$

A equação (2.16) é usada para aproximar o parâmetro FV em função de uma dinâmica escolhida através de τ_v .

Pode-se observar das equações (2.13, 2.14, 2.16) que os parâmetros F_s , F_c e F_v podem ser calculados a partir dos parâmetros do *stiction* e de uma dinâmica desejada. Para isto, os parâmetros como S_a , v_s , K_m e m são os mesmos usados em Garcia (2008), e F_v é manipulado para se obter a constante de tempo desejada. Desta forma, usando o modelo de Karnopp pode-se reproduzir o comportamento de uma válvula de controle com os parâmetros do S e J desejados, uma vez que eles são normalmente utilizados para caracterizar o atrito presente nas válvulas.

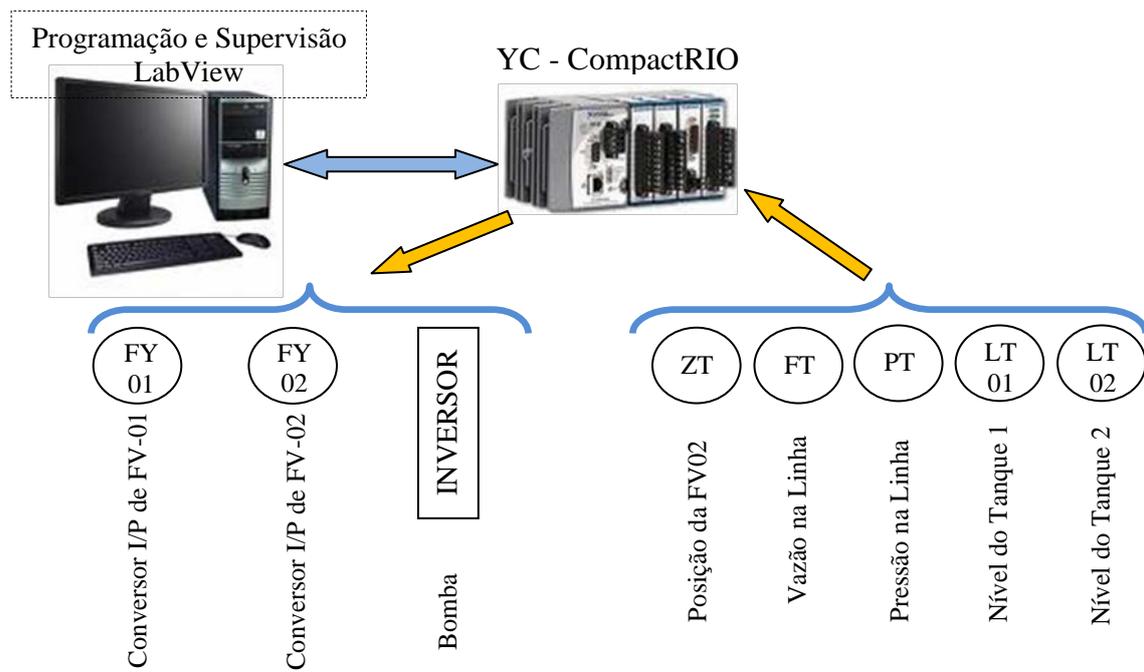


Figura 7 – Descrição dos Instrumentos da planta piloto

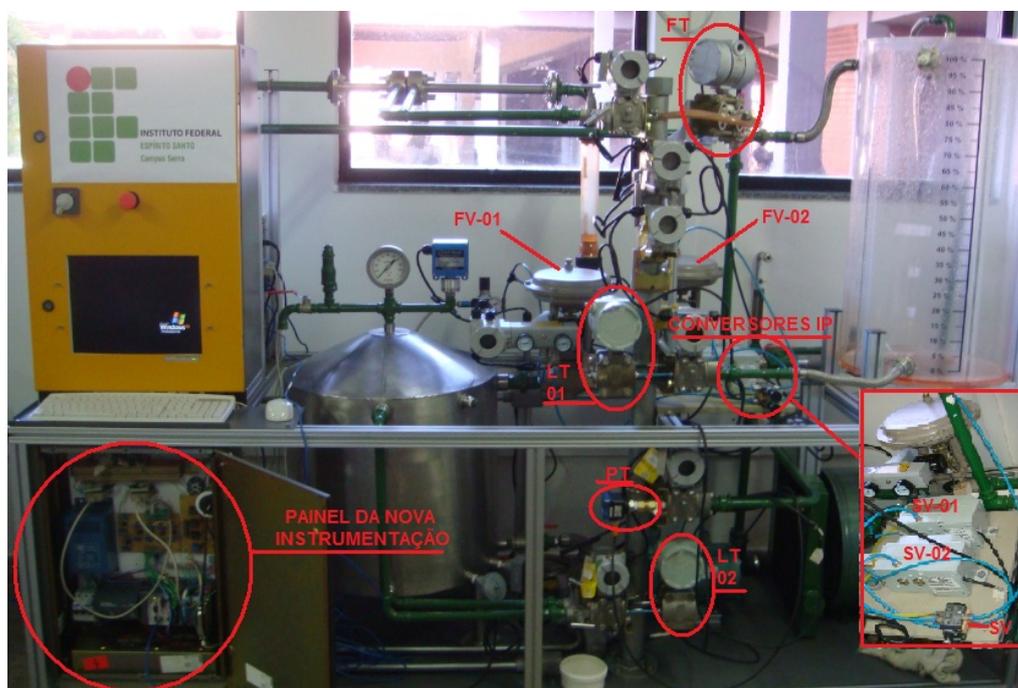


Figura 8 – Foto da planta piloto

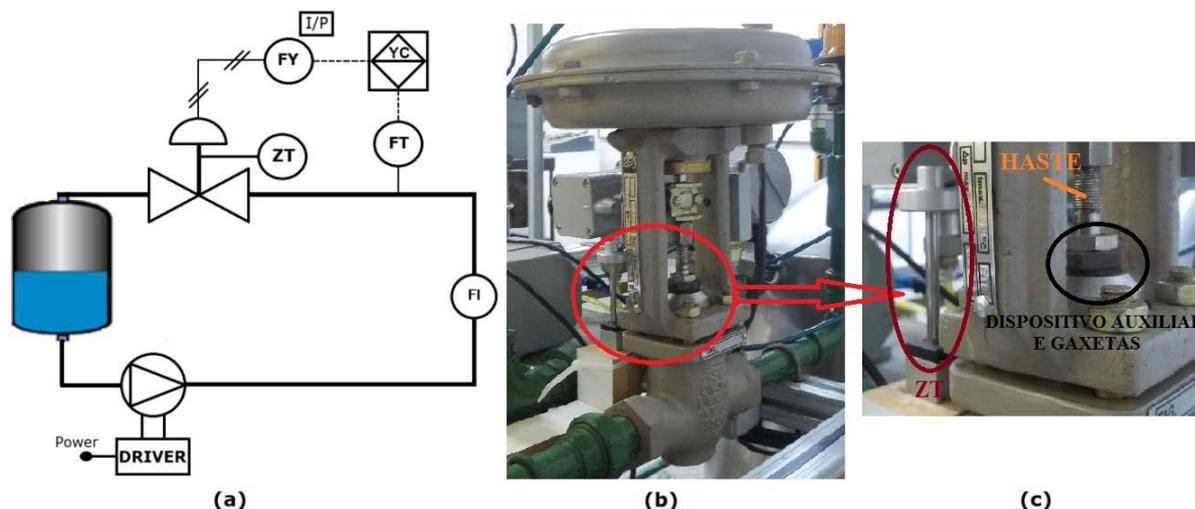


Figura 9 – (a) Malha de controle de vazão, (b) válvula de controle, (c) ampliação (gaxetas e sensor de posição)

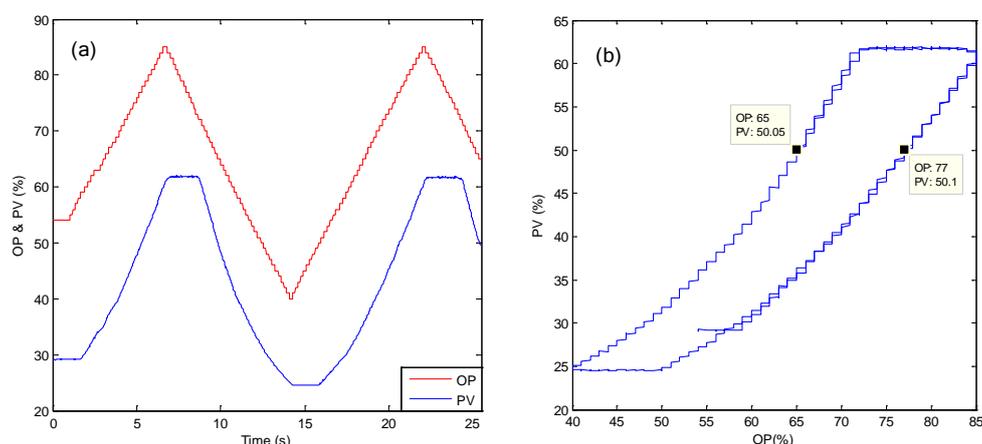


Figura 10 – Medição de S (a) Sinais no tempo, (b) Gráfico OP-PV

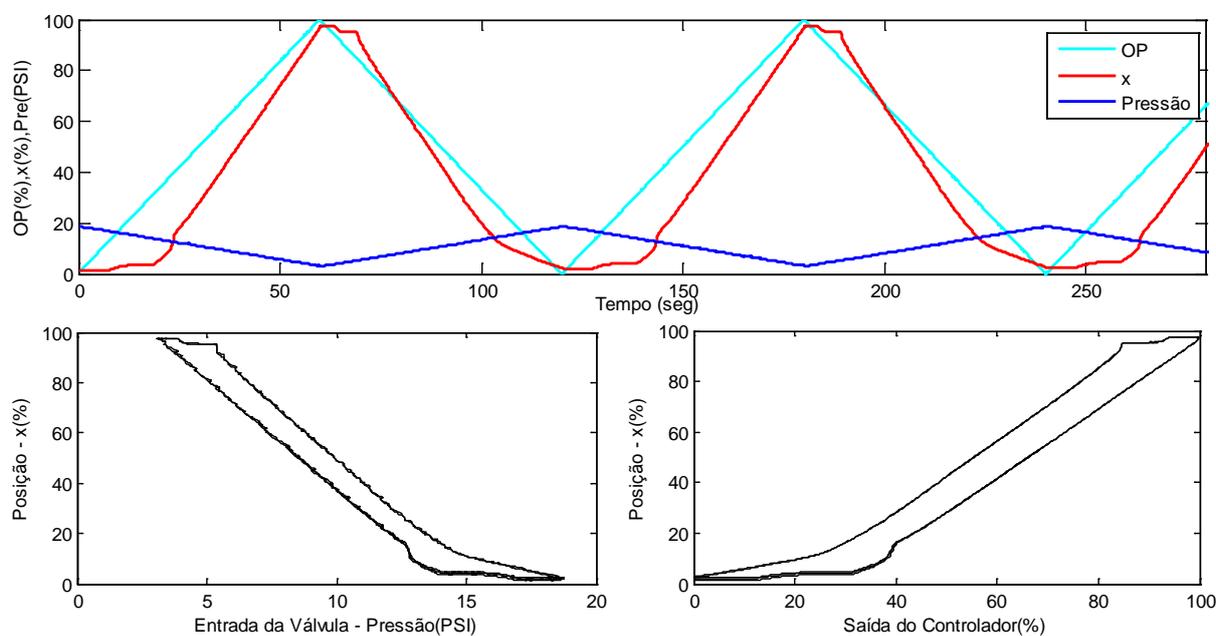


Figura 11 – Assinatura da válvula de controle usada nos testes reais

Para a aplicação dos algoritmos de compensação é indispensável um processo afetado pelo *stiction*. Nesta planta piloto é possível mudar o valor do *stiction* através de um dispositivo auxiliar que foi instalado na válvula FV-02 (Figura 12).

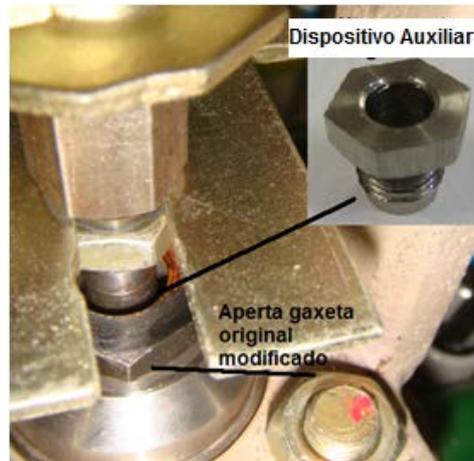


Figura 12 – Foto do dispositivo auxiliar para modificação do *stiction* na válvula

Neste trabalho, a malha de vazão, composta por FV-02, FT e YC (Figura 9), é utilizada para obter os dados de quantificação e fazer os testes de compensação. O instrumento ZT será utilizado para a medição da posição da válvula (MV), este é basicamente uma resistência variável linear. Desta forma, será possível comprovar os resultados da quantificação do *stiction*. O comportamento da válvula (FV-02) utilizada na malha de vazão é mostrado através do gráfico OP-PV (Figura 10) onde OP e PV representam a saída do controlador e a vazão, respectivamente. Os gráficos de pressão-posição e OP-posição são mostrados na Figura 11. A taxa de amostragem usado no controlador é de 100 mseg.

Capítulo 3: Métodos de detecção e quantificação do *stiction*

3.1 Detecção do *stiction* pelo método da correlação cruzada

Horch (1999) observou que a defasagem ($\Delta\phi$) entre a saída do controlador (OP) e a variável do processo (PV) também depende da presença do *stiction*. Sabendo que o período de oscilação é de 2π , quando a malha é afetada pelo *stiction* a defasagem é de aproximadamente $\pi/2$ e quando é devido a outro fator a defasagem é π .

Em (Horch, 1999) foi mostrado que usando a informação da função de correlação cruzada entre OP e PV pode-se detectar o *stiction* entre outras fontes de oscilação. A regra da decisão é: se a função de correlação cruzada entre OP e PV for ímpar ($\Delta\phi = \pi/2$), provavelmente a causa da oscilação é o *stiction*; se a função de correlação cruzada for par ($\Delta\phi = \pi$), provavelmente a causa é uma oscilação externa ou uma sintonia inadequada do controlador.

O método pode dar indicações erradas caso não sejam respeitadas as seguintes condições: a oscilação deve ser detectada, o processo não pode ser do tipo integrador e o controlador deve ter ação integral. A estimativa da CCF pode ser obtida por:

$$r_{uy}(\tau) = \sum_{k=0}^{N_{CCF}-|\tau|-1} u(k)y(k+\tau) \quad (3.1)$$

onde N_{CCF} representa o tamanho do vetor de dados.

Como exemplos de situações reais, os sinais normalizados de OP e PV de duas malhas de controle são mostrados na Figura 13 e na Figura 14. Observando os sinais e aplicando os critérios deste método, o primeiro exemplo indica a presença do *stiction* e o segundo não.

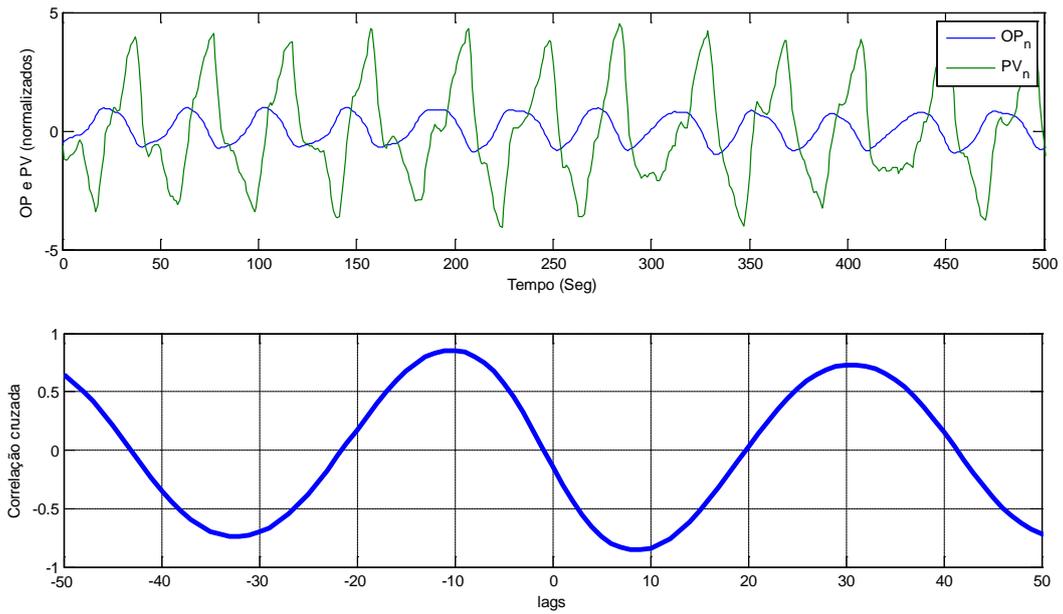


Figura 13 – Dados de uma malha com *stiction*, CCF impar

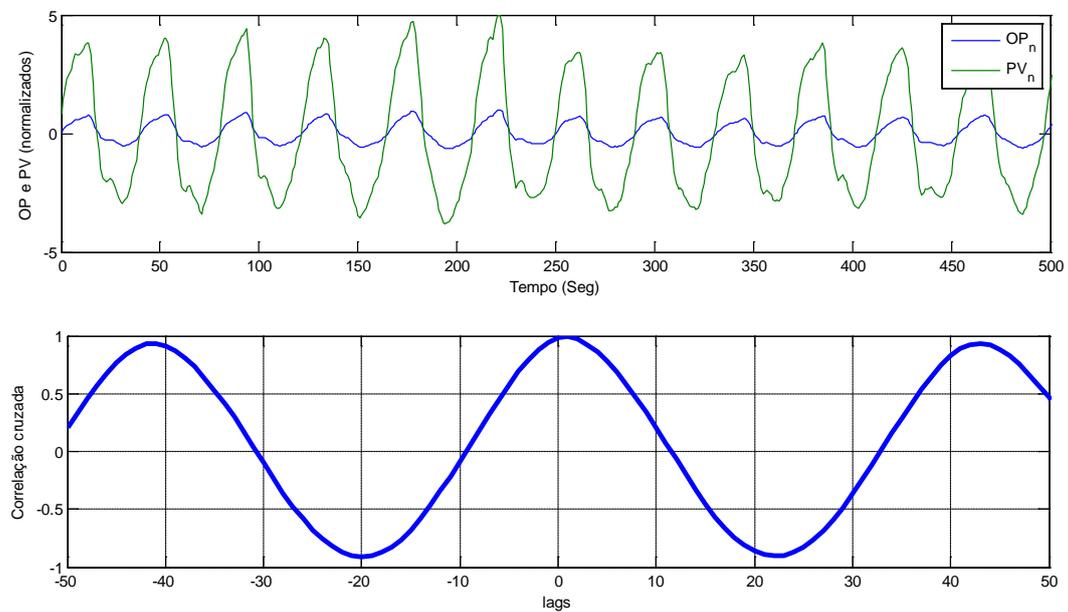


Figura 14 – Dados de uma malha sem *stiction*, CCF par

3.2 Detecção do stiction pelo método da bicoerência

A bicoerência é utilizada para a detecção da presença de não linearidades em sinais temporais. Uma malha de controle com uma válvula afetada pelo stiction frequentemente produz sinais (OP e PV) com distribuição assimétrica (não-Gaussiana) e não-lineares. Estatísticas de alta ordem podem ser utilizadas para a detecção das assimetrias e das não linearidades em malhas de controle, usando o sinal do erro (SP-PV). O teste descrito em (Choudhury, 2003) usa o bi-espectro normalizado também chamado de bicoerência, para a detecção de não-linearidades presentes no sinal do erro. A bicoerência (bic) é definida como:

$$bic^2(f_1, f_2) \triangleq \frac{|B(f_1, f_2)|^2}{E[|X(f_1)X(f_2)|^2]E[|X(f_1 + f_2)|^2]} \quad (3.2)$$

onde, $X(f)$ é a transformada de Fourier da serie temporal $x(t)$, $X(f)^*$ denota sua conjugada complexa, f_1 e f_2 são frequências independentes e $B(f_1, f_2)$ é o bi-espectro dado por

$$B(f_1, f_2) \triangleq E[X(f_1)X(f_2)X^*(f_1 + f_2)] \quad (3.3)$$

Frequentemente existem pequenos picos espúrios na bicoerência. Collis (1998) mostrou que estes picos são devido a pequenos valores no denominador da bicoerência, que podem causar um mau condicionamento numérico. Para evitar este efeito foi proposto o incremento de uma pequena constante ε , no denominador,

$$bic^2(f_1, f_2) \triangleq \frac{|B(f_1, f_2)|^2}{E[|X(f_1)X(f_2)|^2]E[|X(f_1 + f_2)|^2] + \varepsilon} \quad (3.4)$$

Este artifício introduz um erro no cálculo da bicoerência. Para o exemplo: $y(t) = \sin(2\pi f_1 t + \phi_1) + \sin(2\pi f_2 t + \phi_2) + 0.1 \sin(2\pi f_3 t + \phi_3) + n(t)$, onde os valores de f_1, f_2 e f_3 são 0,12, 0,18 e 0,30 respectivamente; os valores de ϕ_1, ϕ_2 e ϕ_3 são $\frac{\pi}{3}, \frac{\pi}{12}$ e $\frac{5\pi}{12}$, respectivamente; $n(t)$ é um ruído branco e finalmente t corresponde ao instante de amostragem, a Figura 15 mostra os resultados. A relação sinal-ruído é definida como:

$$SNR = \frac{\text{variância do sinal}}{\text{variância do ruído}} \quad (3.5)$$

Na Figura 15, se $\varepsilon = 0$ muitos picos pequenos aparecem no gráfico da bicoerência. O cenário é pior para uma relação de sinal-ruído menor. Considerando um valor fixo de $\varepsilon = 0,00001$ os espúrios diminuem, mas provocam uma diminuição nas magnitudes

máximas da bicoerência. Choudhury (2008b) propõe mudar dinamicamente o valor ϵ e assume que 25% dos maiores valores do denominador correspondem aos picos que devem ser considerados. Desta forma, é escolhido o percentil 75 dos valores do denominador da bicoerência; assim os valores correspondentes aos 75% dos menores denominadores não serão considerados, mas sim só os 25% dos maiores valores. Por exemplo, se o percentil 75 for 0,7 valores menores como 0,0002 não provocarão efeito no cálculo da bicoerência, já que o denominador resultante seria 0,7002. Novamente observando a Figura 15 pode se notar a melhora na estimativa da bicoerência usando o método proposto em Choudhury (2008b).

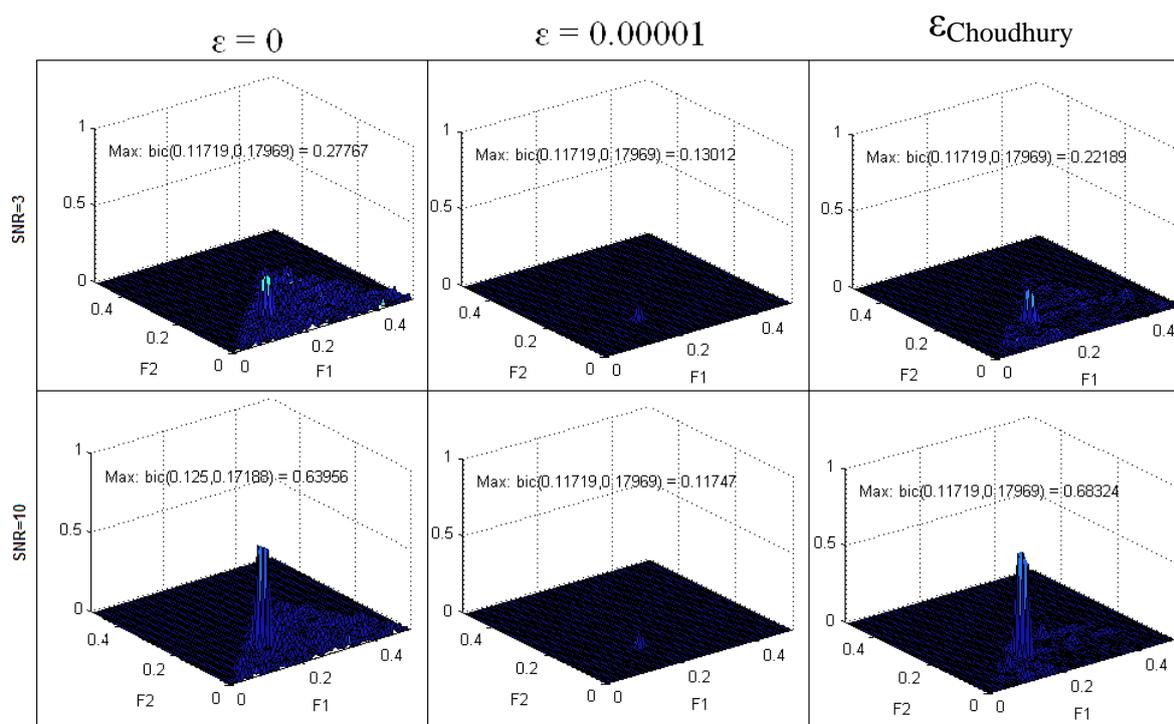


Figura 15 – Efeito de ϵ na estimativa da bicoerência

3.2.1 Cálculo dos índices NGI, NLI E TNL

A detecção das não linearidades está relacionada com as magnitudes de dois índices: NGI (*Non-Gaussianity Index*) e o NLI (*Non-Linearity Index*) que são calculados em função dos valores da bicoerência.

O índice NGI é definido pela equação

$$NGI \triangleq \frac{\sum bic_{significante}^2}{L} - \frac{c_{\alpha}^{x^2}}{2KL} \quad (3.6)$$

onde $bic_{significante}^2$ representa todos os valores que satisfazem $bic^2(f_1, f_2) > \frac{c_\alpha^{x^2}}{2K}$, e L é o número de $bic_{significante}^2$, K é o número de segmentos de dados usado na estimação da bicoerência e $c_\alpha^{x^2}$ o valor crítico calculado da tabela da distribuição qui-quadrado para um valor de α de dois graus de liberdade. Por exemplo, para um valor de $\alpha=0,05$, o valor de $c_\alpha^{x^2}$ é 5,991. Da equação (3.6) Choudhury (2008b) sugere a seguinte regra:

Se $NGI \leq 0$, o sinal é Gaussiano

Se $NGI > 0$, o sinal é não Gaussiano.

Se o sinal for Gaussiano, o processo é linear. Em caso do sinal ser não Gaussiano, deve de ser feito um teste para avaliar a não linearidade. Se o sinal for não Gaussiano e linear a magnitude da bicoerência é uma constante diferente de zero no domínio principal da frequência. Este efeito poderia ser observado no gráfico tridimensional da bicoerência ($bic^2(f_1, f_2)$) e a partir deste definir se é linear ou não, mas este procedimento poderia ser tedioso e inconveniente.

Em Choudhury (2006) é apresentado o seguinte índice NLI, dado por

$$NLI \triangleq \widehat{bic}_{max}^2 - \left(\overline{\widehat{bic}_{robust}^2} + 2\sigma_{\widehat{bic}_{robust}^2} \right) \quad (3.7)$$

onde $\overline{\widehat{bic}_{robust}^2}$ e $\sigma_{\widehat{bic}_{robust}^2}$ são respectivamente a média robusta e o desvio padrão robusto. Estes são calculados excluindo os Q% maiores valores e os Q% menores valores da bicoerência. Um Q sugerido é 10. O índice NLI é limitado entre os valores -1 e 1. A partir da equação (3.7) Choudhury (2006) sugere a seguinte regra:

Se $NLI \leq 0$, o sinal é linear

Se $NLI > 0$, o sinal é não linear.

Choudhury (2008b) introduziu um índice chamado TNLI (*Total Nonlinearity Index*) dado por

$$TNLI \triangleq \sum bic_{significante}^2 \quad (3.8)$$

para ter uma noção do grau da não-linearidade, isto porque o índice NLI simplesmente confirma a presença ou ausência de não-linearidades. Assim a medida que o valor de TNLI for maior o grau das não linearidades também será maior.

3.3 Quantificação do *stiction* usando um procedimento iterativo baseado no modelo do *stiction* de um parâmetro

R. Srinivasan (2005) propõe a quantificação do *stiction* e ao mesmo tempo a identificação do modelo do processo. Neste método é utilizado o modelo de um parâmetro para representar o comportamento não-linear da válvula. Esta proposta é baseada no modelo de Hammerstein representado na Figura 16. O modelo de Hammerstein é composto por uma parte estática não linear (*stiction*) e uma outra linear (G_p) que corresponde à parte linear da válvula e o modelo do processo.

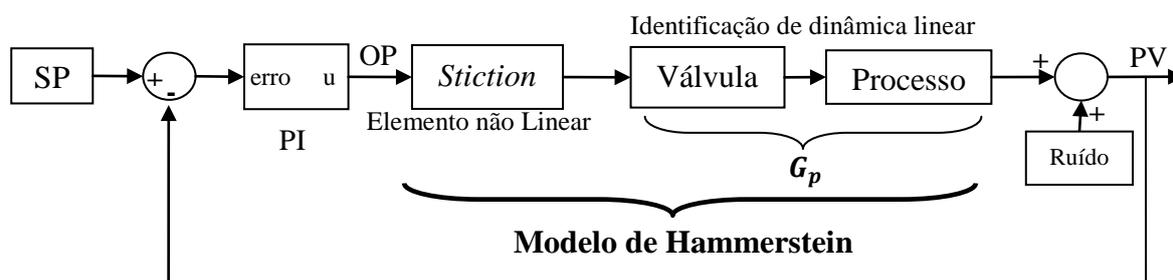


Figura 16 – O Modelo de Hammerstein em malha fechada

O fluxograma do algoritmo proposto em (R. Srinivasan, 2005) é mostrado na Figura 17. Neste método o comportamento da válvula afetada pelo *stiction* é representado com o modelo de um parâmetro, chamado d e dado por

$$x(t) = \begin{cases} x(t-1) & \text{if } |u(t) - x(t-1)| \leq d \\ u(t) & \text{otherwise} \end{cases} \quad (3.9)$$

onde $x(t)$ e $x(t-1)$ são os movimentos presente e passado, respectivamente; $u(t)$ é a saída do controlador e d o único parâmetro que determina o comportamento não-linear da válvula.

No algoritmo, primeiro é verificada a existência de oscilação, e em caso do sinal não oscilar, o algoritmo não é executado. Em caso do sinal oscilar, um vetor com diferentes valores de d é criado. Um valor de d é escolhido do vetor e é aplicado o sinal de OP ao modelo de um parâmetro para obter MV. Sendo que a PV é medida em malha fechada, e com a MV estimada, o modelo do processo pode ser obtido usando a estrutura ARMAX (*Auto-Regressive Moving Average with eXogenous Input*) que gera o valor mínimo de AIC (*Akaike's information criteria*). A PV é estimada usando o modelo identificado, e é feito o cálculo do erro quadrático médio (MSE) entre a PV medida e a PV estimada. Novamente este

procedimento é repetido com todos os valores de d extraídos do vetor. Finalmente, o *stiction* é o valor de d que gerou o MSE mínimo.

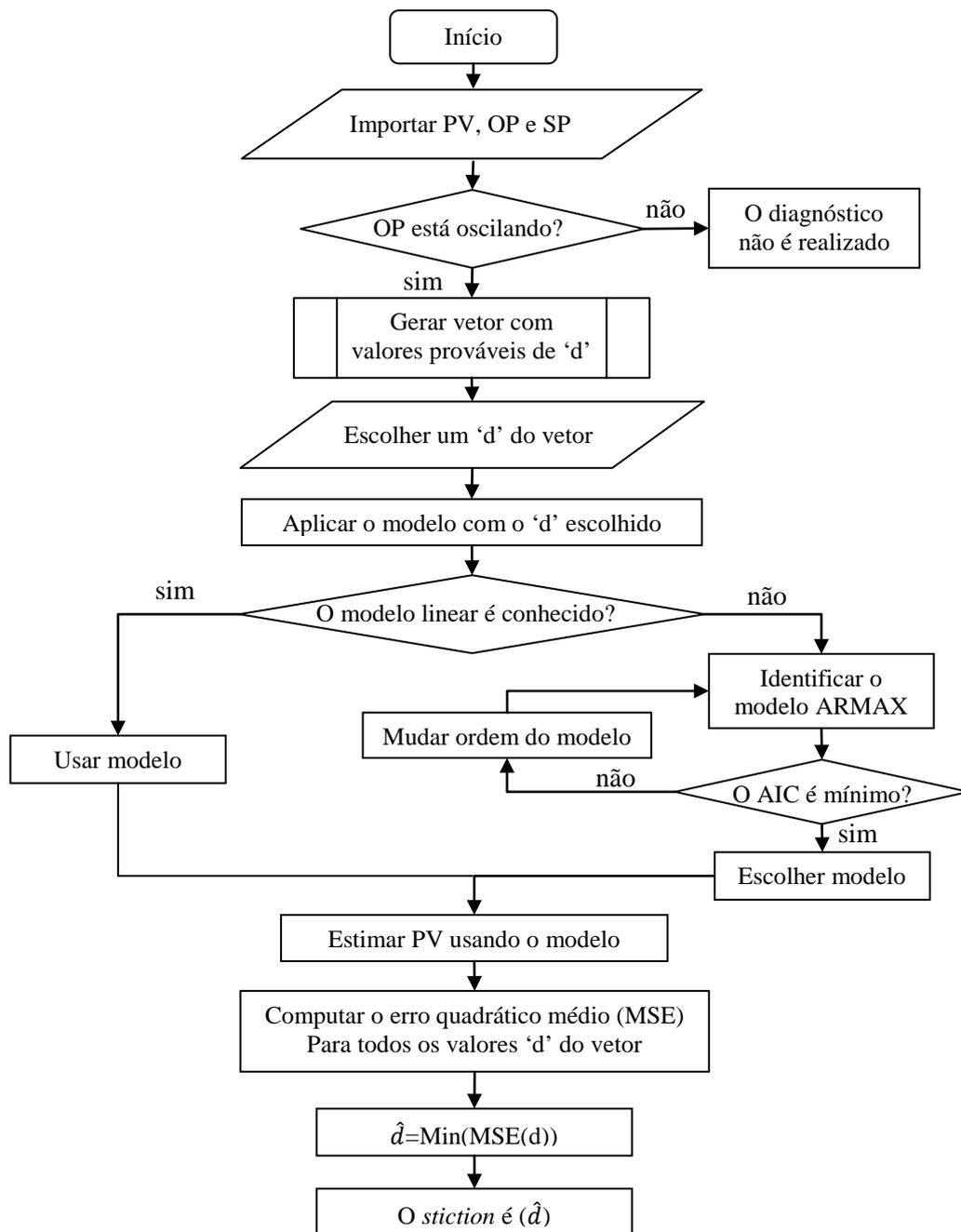


Figura 17 – Fluxograma do método de quantificação (R. Srinivasan, 2005)

3.4 Quantificação do *stiction* usando o método da elipse

Neste método primeiro são usados os índices NGI e NLI para diagnosticar a presença de não linearidades na malha de controle (Figura 18). Uma vez feita a detecção do *stiction* são aplicados os passos mostrados na Figura 19.

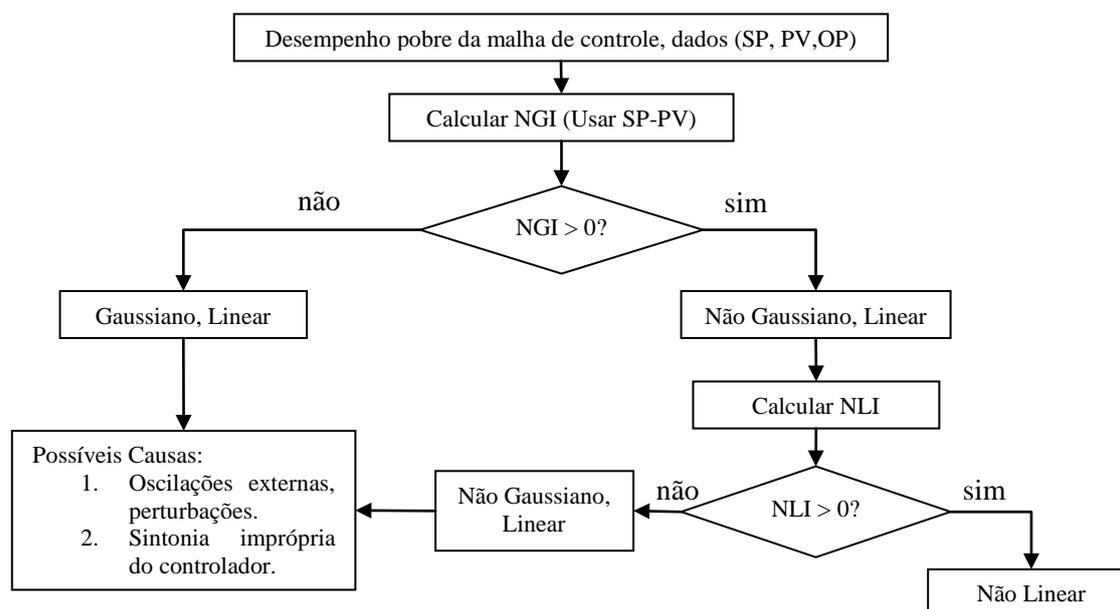


Figura 18 – Fluxograma para a detecção de não linearidades usando o NGI e NLI

Para a escolha das oscilações regulares é utilizado o índice r , definido pela equação (3.10) (Thornhill et al., 2003)

$$r = \frac{1}{3} \frac{\bar{T}_p}{\sigma_{T_p}} \quad (3.10)$$

onde \bar{T}_p e σ_{T_p} são o período de oscilação e o desvio padrão do período de oscilação, respectivamente.

A elipse é aproximada aos pontos OP_{fs} e PV_{fs} . A partir dos parâmetros da elipse o valor de S é obtido usando a seguinte expressão:

$$S = \Delta x = \frac{2mn}{\sqrt{(m^2 \cos^2 \theta + n^2 \sin^2 \theta)}} \quad (3.11)$$

onde m é o eixo maior da elipse, n é o eixo menor e θ é o ângulo de rotação da elipse.

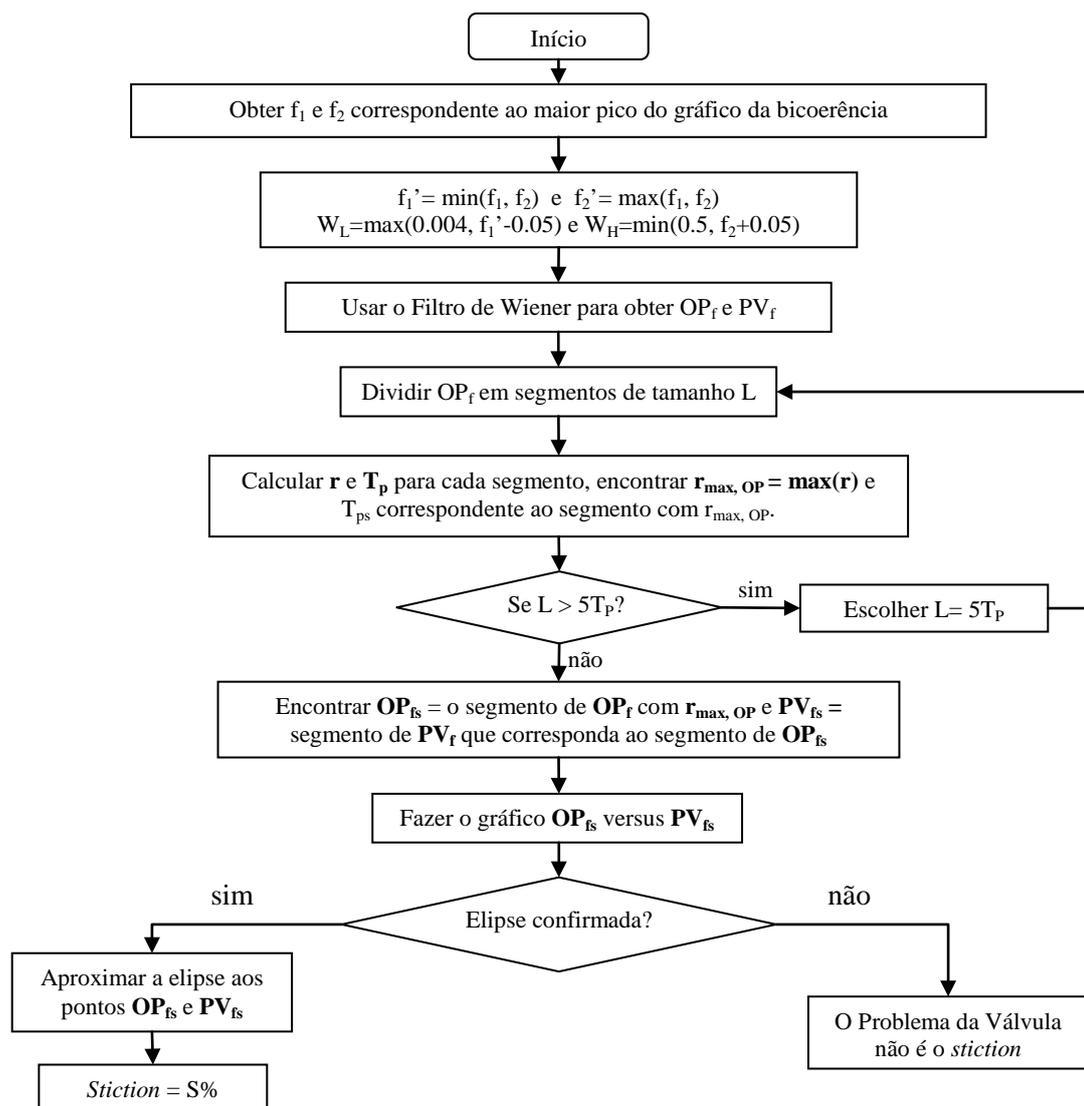


Figura 19 – Fluxograma para quantificar o *Stiction* pelo método da Elipse (Choudhury, 2006)

3.5 Quantificação do *stiction* usando um procedimento iterativo baseado no modelo do *stiction* de dois parâmetros

Em (Choudhury, 2008a) é feita uma proposta para quantificar os parâmetros J e S e também para identificar simultaneamente os parâmetros do modelo do processo. O fluxograma deste método é mostrado na Figura 20.

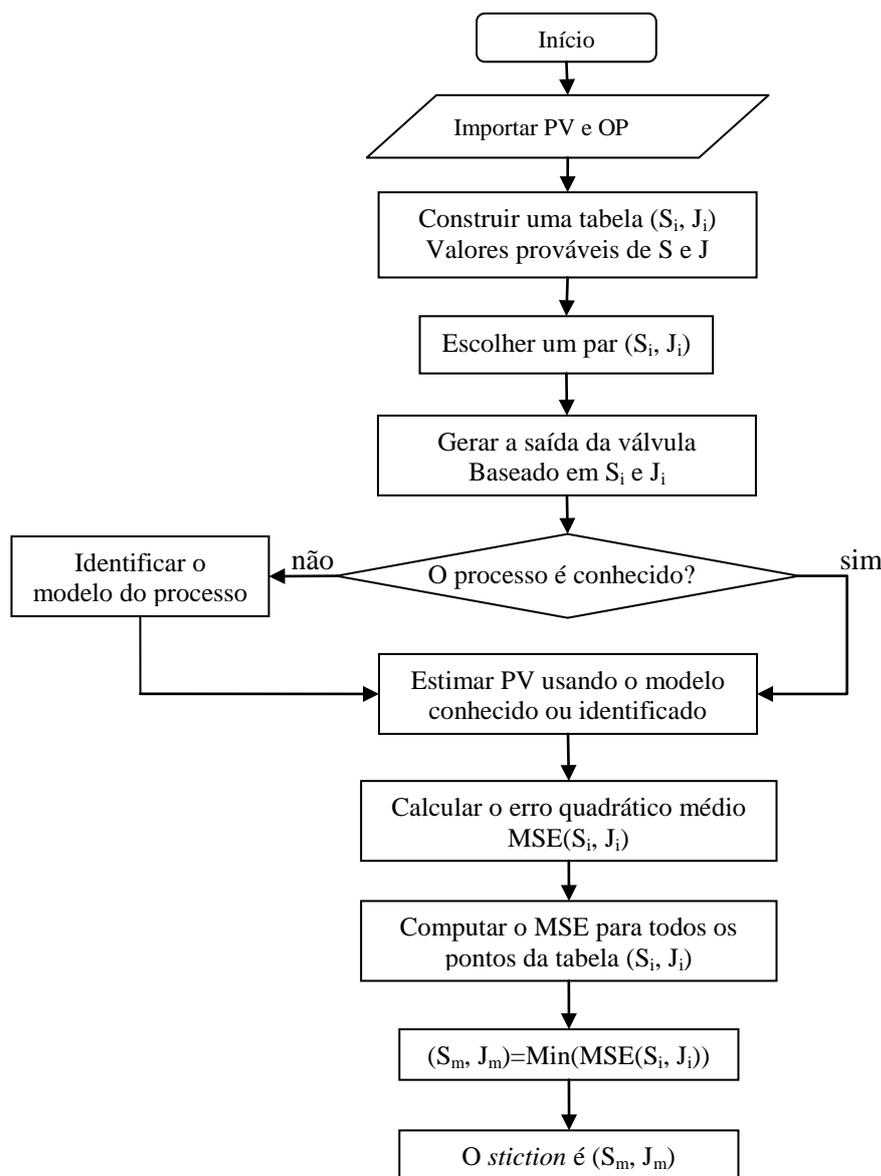


Figura 20 – Fluxograma do método de quantificação (Choudhury, 2008a)

O sinal OP é aplicado ao modelo da válvula (valores de S e J extraídos de uma tabela) e a saída da válvula (MV) é estimada. Desta forma, o valor estimado de MV e o valor de PV são usados para fazer a identificação do modelo do processo, usando o critério AIC. O procedimento é repetido com todos os valores de S e J pré-definidos na tabela. Os valores de S e J, reportados como *stiction*, são os que geraram o menor MSE da PV.

3.6 Quantificação do *stiction* usando mínimos quadrados e algoritmos de busca global (otimização global)

Jelali (2008) propõe quantificar o *stiction* baseado em otimização global. Os valores medidos de OP e PV são usados para estimar os parâmetros do modelo de Hammerstein. A dinâmica linear é modelada usando um modelo de baixa ordem. O tempo morto e os valores iniciais de J e S devem ser determinados. O método de busca (busca por padrão ou algoritmos genéticos) é utilizado para estimar os valores J e S do modelo de dois parâmetros de forma que o MSE (Erro Quadrático Médio) seja mínimo. O sinal $\hat{u}_v(k)$ é gerado usando os valores estimados de J e S, a saída do controlador $u(k)$ (OP) e o modelo de dois parâmetros. Baseados em $\hat{u}_v(k)$ e em PV os parâmetros do modelo linear $\hat{\Theta}$ são identificados usando algoritmos de variáveis instrumentais ou métodos de predição de erro (PEM). Novos valores de J e S são estimados através do método global de busca, as iterações são repetidas até que seja atingido o valor mínimo do MSE. O procedimento de identificação deste método é mostrado na Figura 21. A informação usada para a quantificação são os dados de operação em malha fechada.

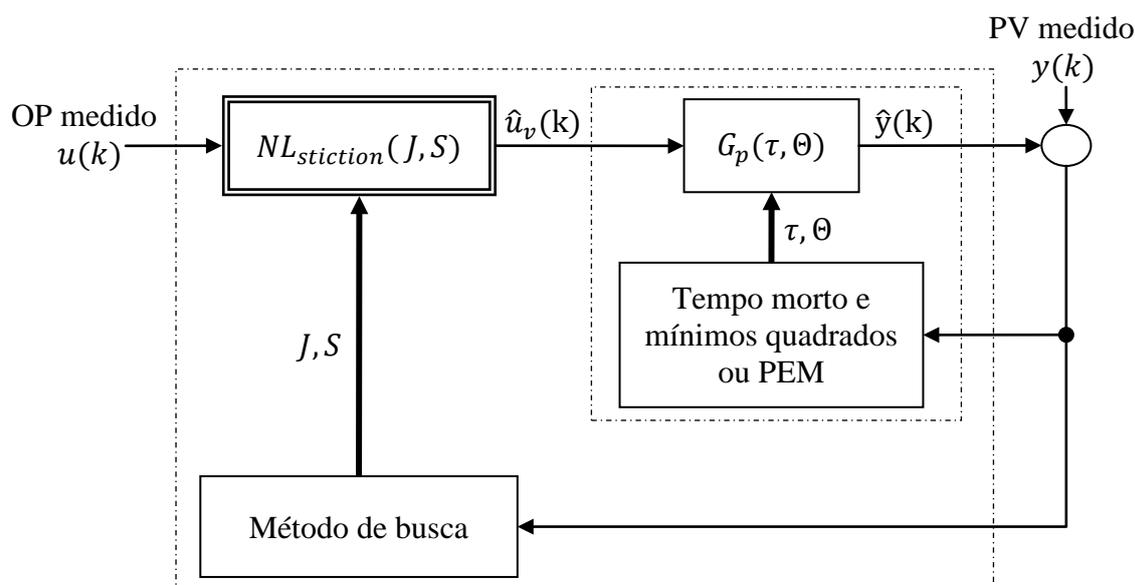


Figura 21 – Identificação dos parâmetros do sistema (Jelali, 2008)

Em Romano e Garcia (2011) é apresentado um método similar ao proposto por Jelali (2008), mas para casos onde o processo seja não linear. Usa-se o modelo de dois parâmetros de Kano (2004) para representar a válvula e o modelo de Wiener para representar o modelo do processo não linear.

Capítulo 4: **Novo método de quantificação do *stiction***

Em Srinivisan (2005), um método iterativo que usa o modelo de um parâmetro é apresentado. Segundo a definição apresentada do *stiction* no capítulo 2, este modelo não representa o comportamento da válvula.

A técnica da elipse apresentada em Choudhury (2006) é utilizada para quantificar somente S aproximando todos os pontos do gráfico PV-OP a uma elipse. Este S estimado é conhecido como o *stiction* aparente, porque não é igual ao *stiction* real devido à influência da dinâmica da malha. Em Choudhury (2008a) se mostra um procedimento iterativo para estimar S e J, usando o modelo de dois parâmetros. Os valores de S e J são escolhidos de uma tabela pré-definida e são aqueles que apresentam o menor erro quadrático médio.

O método apresentado em Jelali (2008) está fundamentado em algoritmos de otimização que dependem das condições iniciais e sua execução demanda um tempo longo, pelo fato de ser um procedimento iterativo. Usa o método da aproximação da elipse para o valor inicial de S e estabelece uma tabela com diferentes valores de J considerando o menor como o valor inicial para J. Sendo que a região de busca é entorno de $\pm 20\%$ do valor inicial, conclui-se que o método é bastante dependente dos valores iniciais. Os métodos (Srinivisan, 2005; Choudhury, 2008a e Jelali, 2008) são iterativos e dependem dos modelos da válvula e do processo.

O novo método proposto neste trabalho tem como objetivo quantificar S e J sem necessidade de procedimentos iterativos ou dos valores iniciais quando o gráfico PV-OP tem a forma de paralelogramo. Embora a aplicação seja restrita a formas de paralelogramo, em (Yamashita, 2006) afirma-se que a forma de paralelogramo do gráfico PV-OP é encontrada em malhas de vazão as quais são muito comuns em processos industriais (Manum, 2006). Estas informações justificam os esforços para a quantificação do *stiction* quando o padrão paralelogramo está presente. Em Cuadros et al. (2010a e 2010b) são apresentados resultados preliminares aos expostos neste trabalho.

Este capítulo está organizado da seguinte forma: primeiro, o método de quantificação do *stiction* e os comentários dos detalhes da sua implementação são relatados. Posteriormente o método é avaliado usando dados de simulação, dados de plantas reais e dados da planta piloto.

4.1 Um novo método de quantificação

Os detalhes do método de quantificação do *stiction* (S e J) são mostrados no fluxograma da Figura 22. Os métodos da bicoerência e da correlação cruzada são usados conjuntamente para detecção do *stiction* conforme foi explicado no capítulo 3.

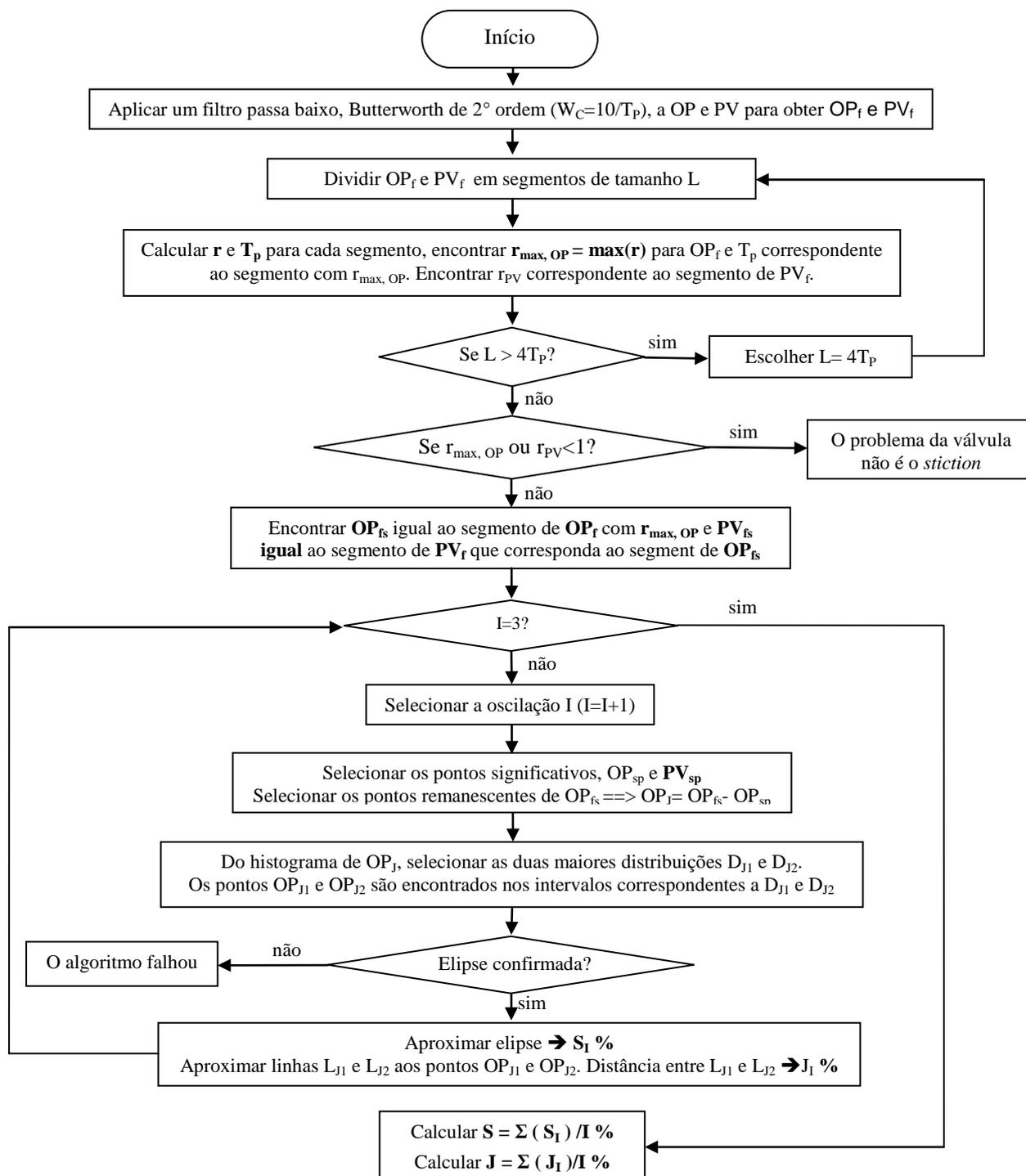


Figura 22 – Fluxograma do algoritmo de quantificação do *stiction*

A estimativa do valor do período de oscilação (T_p) pode ser obtida a partir do método de correlação cruzada para a detecção do *stiction*. Quando a oscilação numa malha de controle é provocada pelo *stiction*, normalmente as oscilações são regulares, isto é, amplitudes de oscilação e períodos próximos. Caso o índice de oscilação regular for menor que um, isto representa uma oscilação não regular e se considera que a causa da oscilação não é o *stiction*. O método de quantificação precisa dos dados de SP, PV e OP gravados com um tempo de amostragem definido, sendo estes dados provenientes de dados passados ou dados atualizados em tempo real. Caso o algoritmo falhe outros dados devem ser usados.

4.2 A escolha do segmento de dados usados na quantificação

4.2.1 Filtragem dos dados

O objetivo de aplicar um filtro é minimizar o ruído e suavizar os sinais das mudanças abruptas sem a destruição do padrão paralelogramo. Este efeito pode ser observado na Figura 23 (a) e na Figura 23 (b).

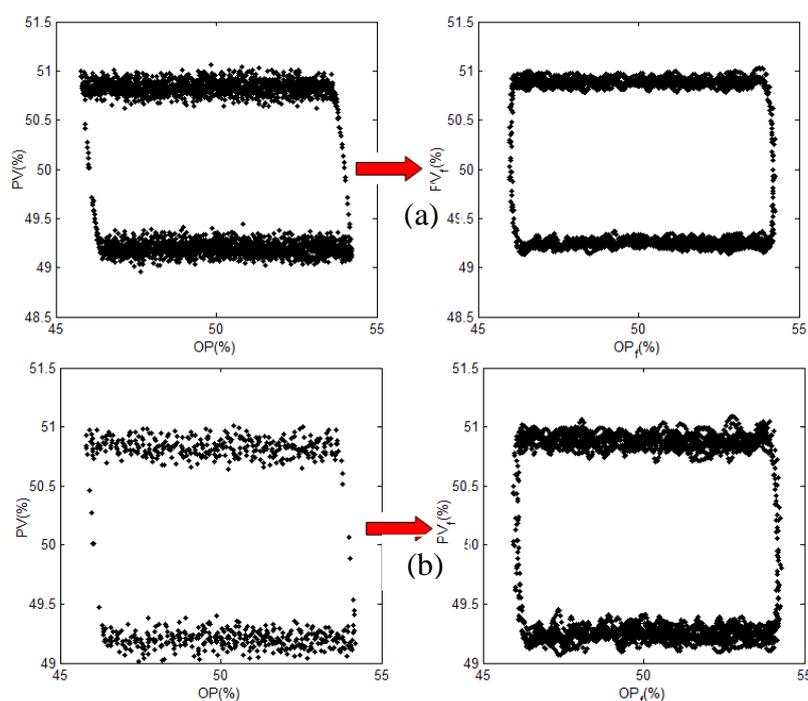


Figura 23 – Efeito do filtro. a) $T_s=1$ seg. e b) $T_s=4$ s

4.2.2 Escolha do segmento apropriado

O tamanho do vetor de dados depende do período de oscilação e do tempo de amostragem. Uma boa escolha para o tamanho do vetor de dados seria de 3 a 4 ciclos. Desta forma, a repetibilidade e o tamanho apropriado do vetor de dados podem ser garantidos.

Para uma melhor precisão, o vetor de dados deve conter oscilações regulares. Em Thornhill et al. (2003) é apresentado um índice de oscilações regulares, definido pela equação (3.10). Um valor de r maior do que 1 indica uma oscilação regular. Portanto, é escolhido o segmento de OP filtrado (OP_{fs}) e de PV filtrado (PV_{fs}) com o maior valor de r .

4.3 Definição e escolha dos Pontos Significativos

Os pontos significativos são os sinais de OP e PV em um estado transitório, quando PV muda da posição A para B (SIPO1) e de B para C (SIPO2), como é mostrado na Figura 24.

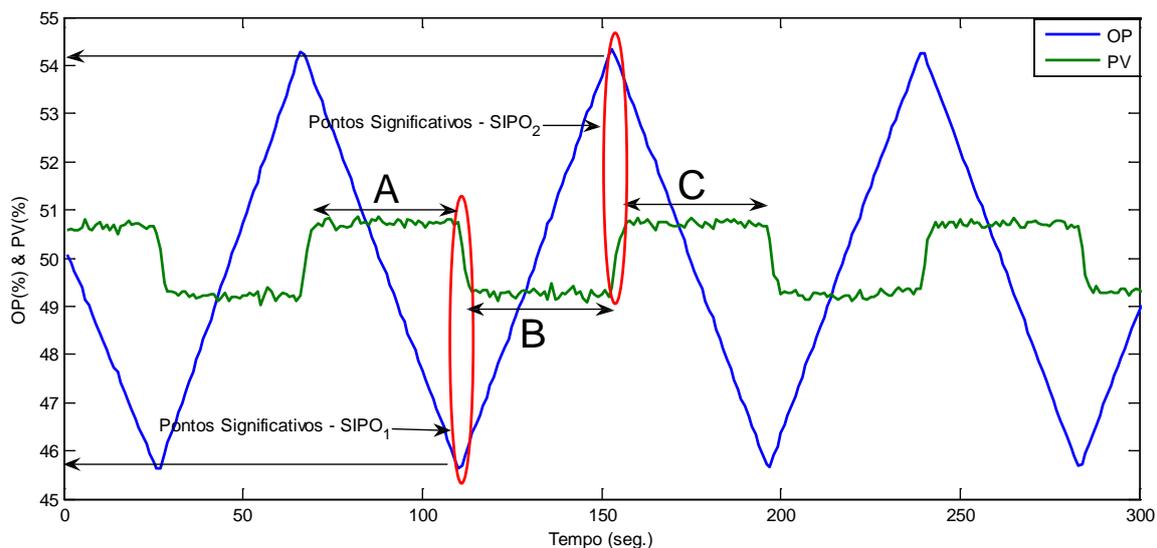


Figura 24 – Ilustração dos pontos significativos

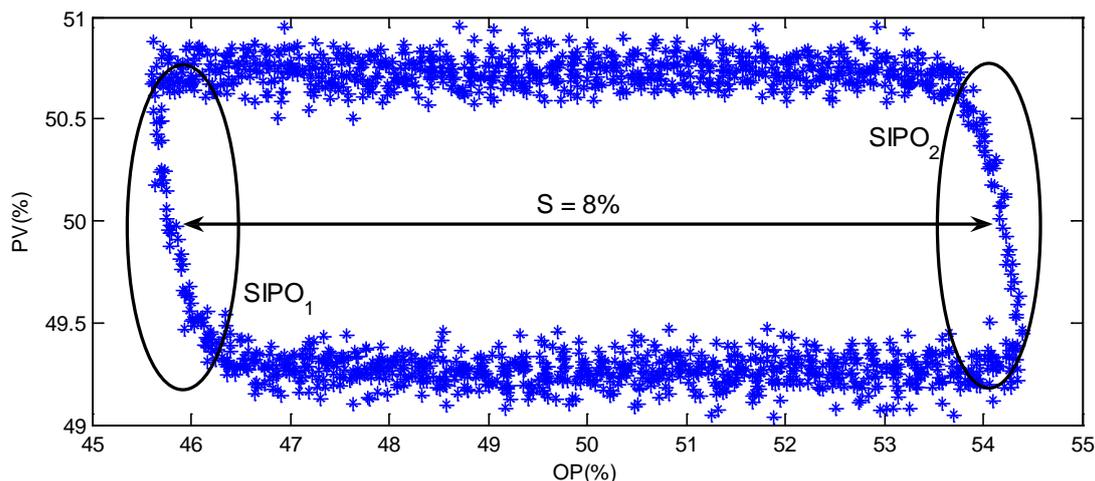


Figura 25 – Os pontos significativos no gráfico PV-OP

No gráfico PV-OP mostrado na Figura 25, os pontos significativos são claramente mostrados. A distância entre SIPO1 e SIPO2 é aproximadamente igual a S. Os pontos significativos são escolhidos considerando uma característica principal presente em gráficos PV-OP na forma de paralelogramo. Esta característica consiste em que a variação dos pontos significativos na escala de PV é maior em comparação aos outros pontos. Analisando o histograma da variação dos pontos escolhidos ($PV_{fs}(i) - PV_{fs}(i-1)$) mostrado na Figura 26, pode-se concluir que a maior parte das variações estão concentradas entre -0,1 e 0,1. Portanto, os SIPOs são os que têm uma variação maior que 0,1 na escala de PV.

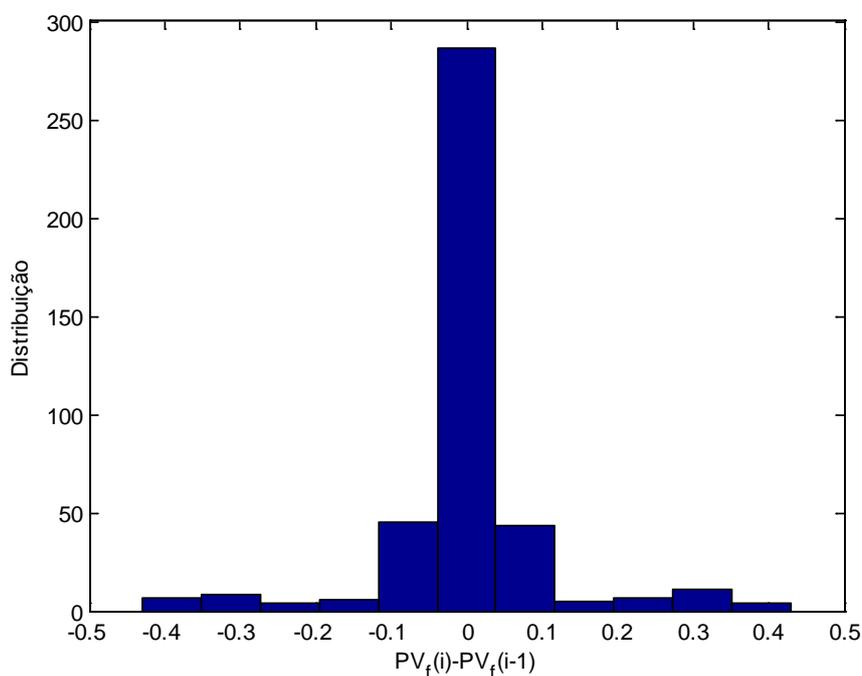


Figura 26 – Histograma de $PV_{f(i)} - PV_{f(i-1)}$

4.4 Quantificação de S

Em Choudhury (2006) todos os pontos do gráfico PV-OP são aproximados a uma elipse, já no método proposto nesta tese, a elipse é aproximada aos SIPOs. Quando a forma do gráfico PV-OP é um paralelogramo, S é quantificado medindo a distância entre SIPO1 e SIPO2 (Figura 25). A forma da elipse continua sendo utilizada uma vez que a forma do gráfico PV-OP não é exatamente um paralelogramo e que o algoritmo de escolha dos SIPOs pode em diferentes situações considerar pontos que não são realmente SIPOs. Sendo assim, a forma da elipse pode minimizar estes problemas. Neste trabalho, o método apresentado por Fitzgibbon (1999) é utilizado para aproximar a elipse aos SIPOs. Este método é robusto, eficiente e fácil de ser implementado, sendo S obtido usando a equação (3.11). O método de Fitzgibbon (1999) também foi usado em Uehara (2009) para a quantificação de S.

Na Figura 27 um exemplo ilustrativo é mostrado com o valor de $S=8\%$. O erro é bastante inferior quando são usados os SIPOs em vez de todos os pontos para a aproximação da elipse. Conclui-se que quando o padrão do gráfico PV-OP for um paralelogramo a estimação do S é mais exata usando a proposta apresentada na seção 4.1; entretanto quando o padrão for uma elipse a tendência é que o resultado obtido pelo método proposto seja próximo ao método apresentado em Choudhury (2006).

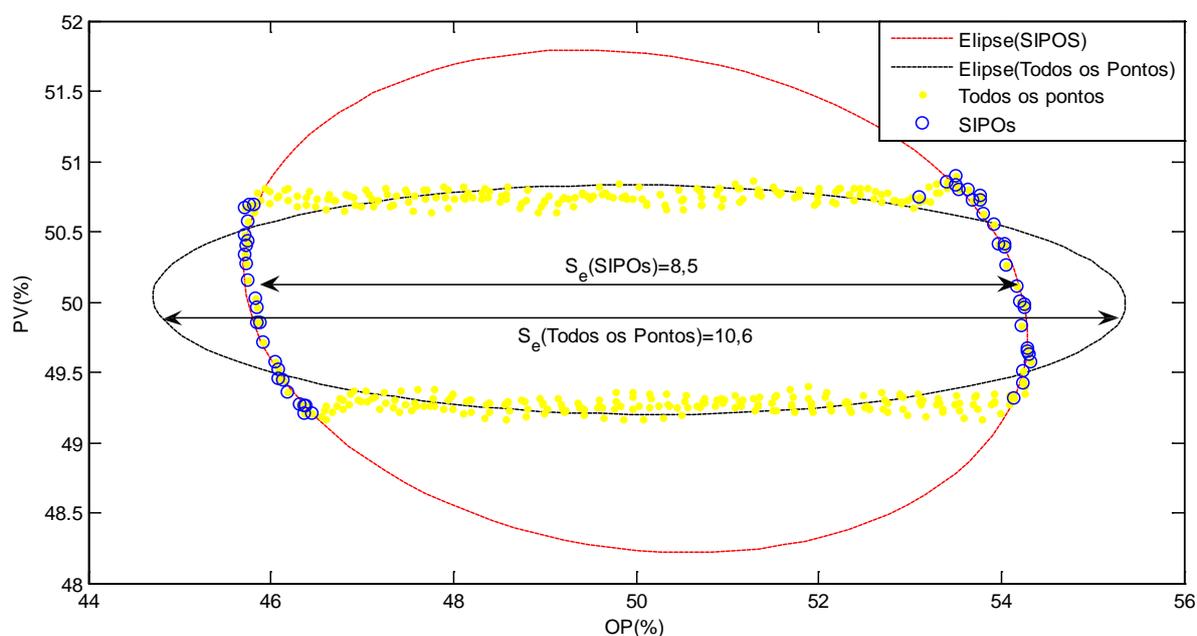


Figura 27 – Aproximação da elipse com todos os pontos e com os SIPOs

4.5 Quantificação da Banda de Agarramento J

Muito embora os três métodos de compensação propostos no próximo capítulo precisem somente da estimação de S, a estimativa do valor de J se faz necessário quando os modelos como Karnopp são usados na compensação. Nesta seção o efeito de J na malha de controle através do gráfico OP-PV será discutido e um procedimento para estimar este efeito é proposto. Finalmente, um novo método para quantificar J é apresentado sendo necessário o conhecimento do modelo do processo e do controlador.

4.5.1 Quantificação do efeito de J no gráfico OP-PV

O efeito de J no comportamento da malha afeta basicamente a amplitude de oscilação da PV, que pode ser facilmente medida quando as oscilações são regulares, isto é, amplitudes e períodos de oscilação próximos (eq. 3.10). Entretanto, normalmente os dados provenientes das malhas de controle onde a válvula é afetada pelo *stiction* são irregulares. Para estimar o efeito de J no gráfico OP-PV serão usados os dados do segmento escolhido que geraram a quantificação de S. Os pontos restantes do segmento escolhido, após extrair os SIPOs são definidos como PV_J ($PV_{fs} - PV_{sipos}$). Entre os pontos do vetor PV_J existem dois grupos que representam os maiores e menores valores do gráfico PV-OP. A distância entre estes dois grupos de pontos é influenciado por J, desde que a amplitude da oscilação depende de J (Choudhury, 2008a). Para separar estes grupos, uma característica particular dos pontos em PV_J foi usada: estes grupos estão concentrados principalmente em dois intervalos próximos aos limites superior e inferior. Sendo assim, do histograma do PV_J (Figura 28), os dois intervalos com as duas maiores frequências são selecionados, neste caso $D_{J1}(599)$ e $D_{J2}(644)$. É importante considerar que estes dois intervalos devem estar separados por outros intervalos com frequências menores às frequências dos intervalos escolhidos.

Os pontos PV_{J1} e PV_{J2} são os pontos dentro dos intervalos ($[49.1; 49.5]$ e $[50.5, 50.9]$) correspondentes a D_{J1} e D_{J2} , respectivamente. A aproximação linear dos pontos PV_{J1} e PV_{J2} resultam nas retas L_{J1} e L_{J2} (Figura 29), respectivamente. O efeito de J é estimado através de H_j que é a distância entre as linhas de L_{J1} e L_{J2} (Figura 29), esta estimativa pode ser útil para comparar o efeito do atrito ao longo do tempo. Os resultados para vários casos de

simulação são mostrados na Tabela 2, para casos da indústria na Tabela 3 e para a planta piloto Tabela 4.

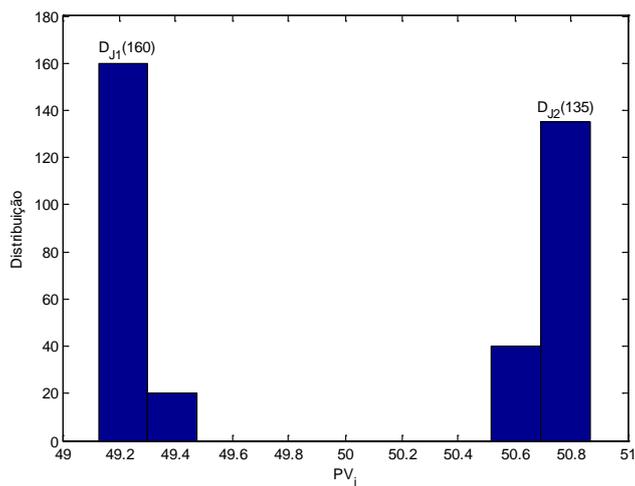


Figura 28 – Histograma de PV_J

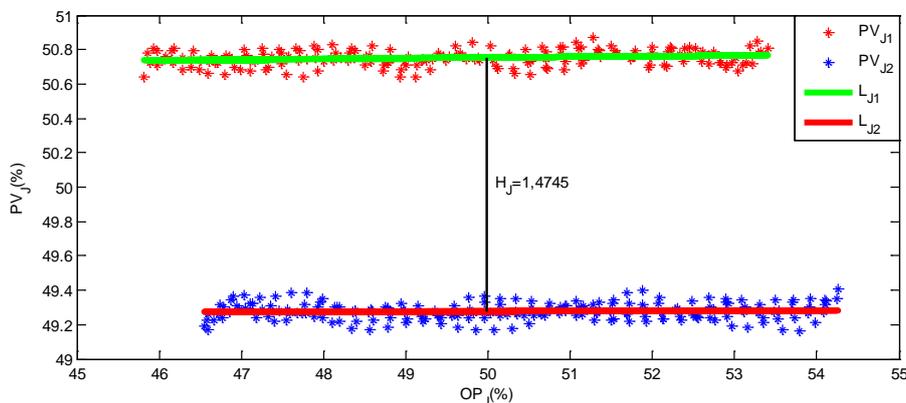


Figura 29 – Aproximação das linhas L_{J1} e L_{J2} aos pontos D_{J1} e D_{J2}

4.5.2 Quantificação de J assumindo o conhecimento do modelo

Segundo Choudhury (2005), quando $X_m=S/2$ a função descritiva (N) é simplificada

$$N = \frac{4}{\pi} * \frac{J}{S} e^{-\frac{i\pi}{2}} = 0 - i * \frac{4J}{\pi S} \quad (4.1)$$

e como foi mostrada na seção 2.1.2 a condição de oscilação é $G_{P(s)}G_{C(s)}=-1/N$, sendo assim pode-se concluir

$$Imag(G_{p(s)}G_{c(s)}) = Imag(G_{0(iw)}) = Imag\left(-\frac{1}{N}\right) = -\frac{\pi S}{4J} \quad (4.2)$$

Observando-se a equação (4.2) pode-se concluir que conhecendo o processo FOPTD (G_p), o controlador PI (G_C) e depois de estimar S é possível também estimar J . A aproximação de Padé é usada para aproximar o tempo morto do processo ($e^{-\theta s}$), como uma função de transferência de primeira ordem, e assim simplificar a expressão $Im(G_p G_C)$ mostrada na equação (4.3).

$$Imag(G_{0(iw)}) = K_P K_C \frac{((w^2 \tau + K_i)(\theta^2 w^2 - 4))}{w(w^2 \tau^2 + 1)(\theta^2 w^2 + 4)} \quad (4.3)$$

Os resultados da quantificação de J (J_{est}) usando este método são mostrados na última coluna da Tabela 2. A equação (4.2) é válida para outros tipos de processo (Ex. integrador) e controladores, entretanto uma nova relação de $Imag(G_{0(iw)})$ deverá ser obtida. Para poder avaliar a sensibilidade da quantificação de J aos parâmetros do modelo, uma simplificação da Equação (4.3) pode ser feita considerando o valor de w menor que 1; sendo assim, assume-se $w^2 \cong 0$, e a equação (4.3) é simplificada para $Imag(G_{0(iw)}) = -K_P K_C \frac{K_i}{w}$. Desta forma, conclui-se que para processos rápidos a estimativa de J é sensível ao ganho do processo, sendo que qualquer variação deste parâmetro do modelo variará proporcionalmente a quantificação de J . Para casos onde a dinâmica do processo seja lenta a mesma regra é aplicável, mas as estimativas da constante do tempo e do tempo morto também influenciarão.

4.6 Resultados de Simulação

O objetivo desta seção é a avaliação do método de quantificação do *stiction* em válvulas de controle via simulações. O diagrama de blocos no Simulink utilizado para a geração de dados é mostrado na Figura 30.

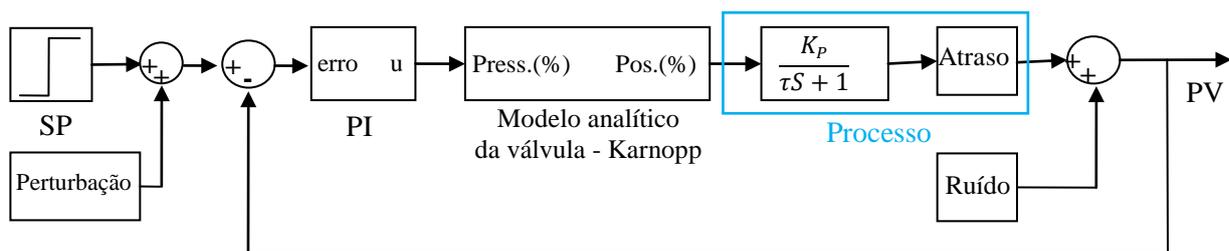


Figura 30 – Diagrama de blocos no Simulink usado para geração de dados

O controlador PI utilizado neste diagrama é dado por

$$u(t) = K_c \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int e(t) dt \right) \quad (4.4)$$

onde u é a saída do controlador (OP), $e(t)$ é o erro, e os parâmetros do controlador são o ganho K_c e o tempo integral T_i . Nesta seção a sintonia é feita pelo método IMC segundo Rivera, Morari e Skogestad para processos com tempo morto (Massa, 2006). A função de transferência para este controlador está definida pela equação (4.5).

$$G_c(s) = \frac{2\tau + \theta}{K_p 2\lambda} \left(1 + \frac{1}{\left(\tau + \frac{\theta}{2}\right)s} \right) \quad (4.5)$$

O modelo analítico de Karnopp é usado com os coeficientes de atrito (F_c e F_s) calculados em função dos parâmetros J e S mostrados na Tabela 2. O resto dos parâmetros são obtidos de Garcia (2008) para uma válvula nominal (Tabela 1).

Tabela 1 – Parâmetros da válvula simulada

Parâmetros	Valores
S_a , área do atuador diafragma (m^2)	0,06452
m , massa das partes moveis da válvula (kg)	1,361
k , coeficiente da mola (N/m)	52538
F_v , coeficiente de atrito viscoso (Ns/m)	612,9
v_s , velocidade de stibek (m/s)	0,000152

O modelo da válvula é utilizado junto ao modelo do processo de primeira ordem:

$$P_1(s) = \frac{K_p}{1.2s + 1} e^{-0.2s} \quad (4.6)$$

para a detecção do *stiction*, os métodos de correlação cruzada (Horch, 1999) e da bicoerência (Choudhry, 2004) são utilizados. Na Tabela 2 são mostrados os resultados de quantificação do *stiction* com dados de simulação usando dois métodos da literatura Choudhury (2006) (S_{TP}) e de Choudhury (2008a) (S_{Ch} e J_{Ch}) para compará-los com os métodos propostos dos pontos significativos (S_{SIPO}) e da função descritiva (J_{est}). Entre todas as malhas só o caso 13 da Tabela 2 não é afetada pelo *stiction*, sendo a oscilação causada por uma perturbação externa (Figura 30) caracterizada por um sinal senoidal com uma amplitude de 2% e frequência de 0,01 rad/seg.

Na Tabela 2 pode-se observar que o valor de H_J varia com o ganho do processo e com o valor de J , na medida em que o ganho do processo e J são maiores, H_J também é maior. Para a estimação de S , quando são considerados todos os pontos, S é sobrestimado; e quando são considerados só os SIPOS o valor estimado de S apresenta menor erro. Os valores estimados de S_{Ch} e J_{Ch} apresentam resultados próximos aos valores reais de S e J , mas sempre com maior erro que S_{SIPO} e J_{est} . A implementação dos métodos de quantificação da literatura

citados anteriormente foi programada seguindo os algoritmos descritos no capítulo III. Observou-se que nos valores estimados de S_{Ch} e J_{Ch} correspondentes ao menor MSE nem representam sempre o comportamento oscilatório da PV. Na Figura 31 são mostrados dois pontos o PV_{est-1} e PV_{est-2} sendo o segundo o que apresenta menor MSE, entretanto na Figura 32 observa-se que os valores J e S respectivos não representam o comportamento oscilatório do processo. Para estes casos sugere-se verificar as respostas, ou complementar o método de Choudhury (2008a) com uma técnica de detecção de oscilações.

Tabela 2 – Resultados da quantificação do *stiction* com dados de simulação

Caso	Parâmetros da Simulação			Detecção		Estimacão do <i>Stiction</i>						
	S	J	K_P			S_{TP} (%) Todos os pontos	(Choudhury, 2008a)		S_{SIPO} (%)	H_J (%)	$w=2\pi f$	J_{est} (%)
				S_{Ch}	J_{Ch}							
1	5	1	1	Sim	Sim	6	5	0,2	5,2	0,53	0,42	0,62
2	5	1	2	Sim	Sim	6,1	5	0,2	5,1	1,1	0,42	0,61
3	5	1	3	Sim	Sim	6,1	5	0,2	5,1	1,68	0,43	0,62
4	5	2	1	Sim	Sim	6,1	5,5	1,5	5,3	1,5	0,110	1,65
5	5	2	2	Sim	Sim	6,1	5,5	1,5	5,3	3,0	0,112	1,67
6	5	2	3	Sim	Sim	6	5,5	1,5	5,3	4,5	0,114	1,70
7	9	1	1	Sim	Sim	10,5	7,5	0,2	9	0,54	0,023	0,59
8	9	1	2	Sim	Sim	10,6	9	0,5	8,9	1,12	0,025	0,63
9	9	1	3	Sim	Sim	10,6	9	0,5	8,9	1,68	0,025	0,64
10	9	2	1	Sim	Sim	10,6	9,5	2	9	1,51	0,065	1,66
11	9	2	2	Sim	Sim	10,7	9,5	2	9	3,0	0,067	1,70
12	9	2	3	Sim	Sim	10,6	8,5	1	9	4,53	0,066	1,68
13	0	0	1	Não	Não	----	--	--	----	----	----	----

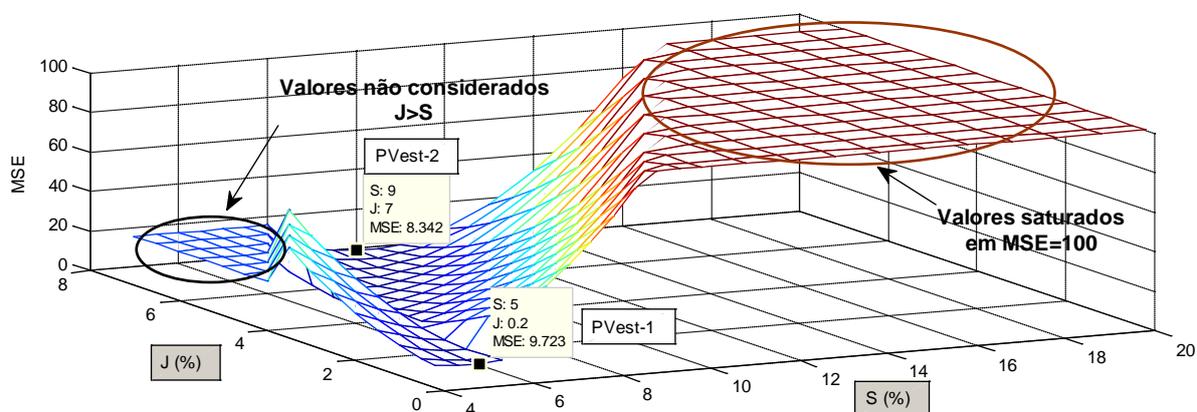


Figura 31 – Valores do MSE em função de S e J para o caso de simulação 3

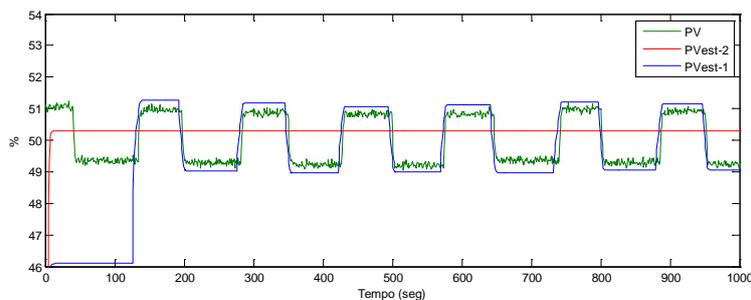


Figura 32 – Resultados da PV estimada para o caso de simulação3

Na Figura 33 observam-se os dados no tempo para o caso de simulação 11. O *stiction* é detectado pelos métodos da bicoerência e da correlação cruzada. Os dados são filtrados e um segmento de 5 oscilações é escolhido para realizar a quantificação de S e J. Os resultados de quantificação para 3 oscilações são mostrados na Figura 34.

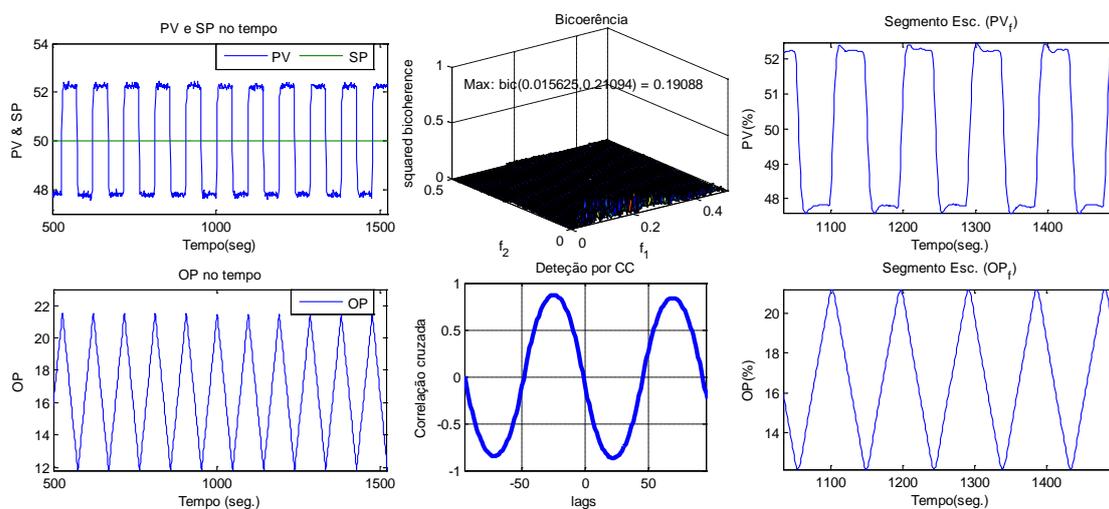


Figura 33 – Detecção do *Stiction* e Escolha do Segmento para o Caso de Simulação 11

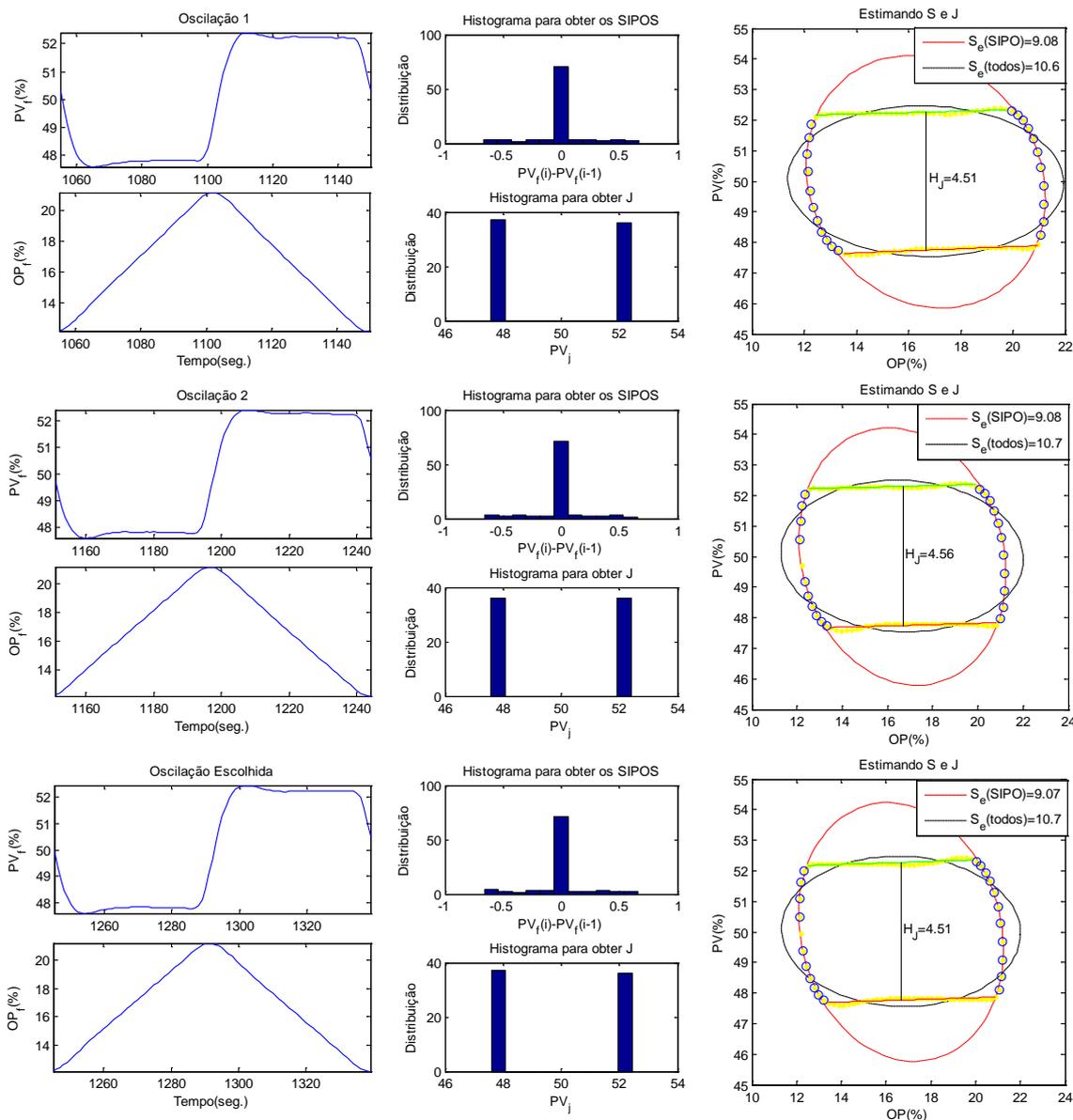


Figura 34 – Resultados de Quantificação para o caso de Simulação 11

4.7 Resultados usando dados da indústria

Nesta seção, o objetivo é avaliar o método proposto com dados reais de diferentes malhas de controle da indústria. Os dados das malhas 1 e 2 da Figura 35 e da Figura 36 respectivamente são obtidos de Lee (2008) e os dados das malhas 3 e 4 mostrados na Figura 37 e na Figura 38 são obtidos de Horch (2007).

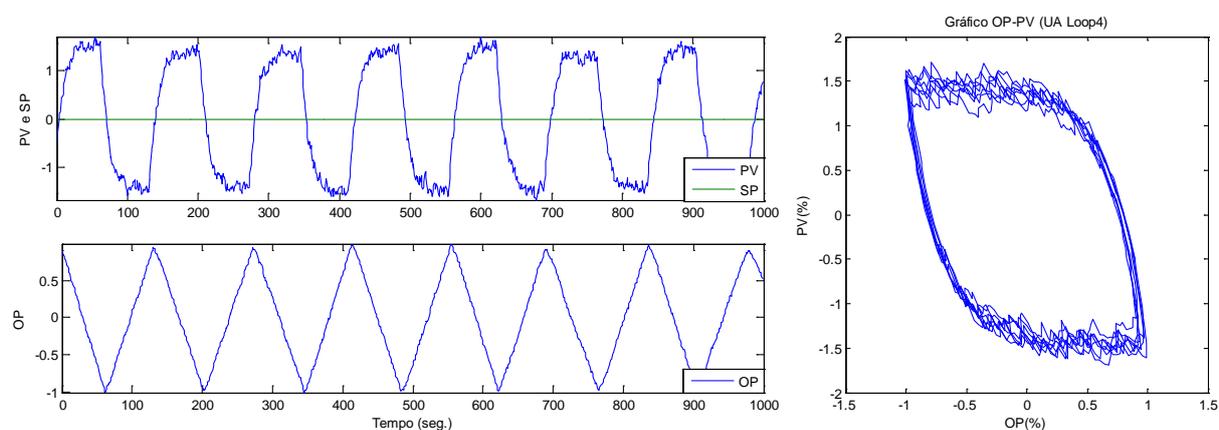


Figura 35 – Dados da malha 1 (Controle de Pressão)

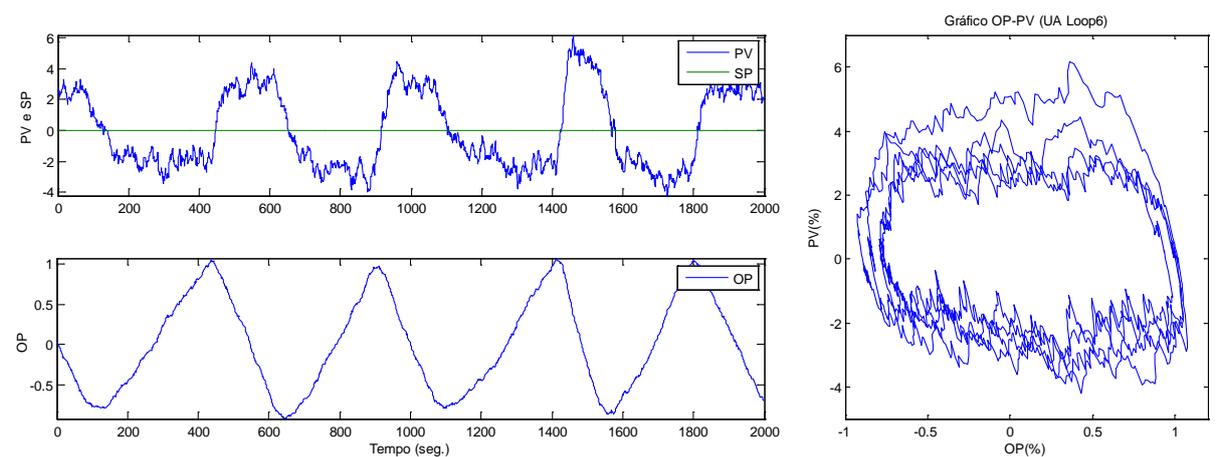


Figura 36 – Dados da malha 2 (Controle de Vazão)

As malhas 1 e 2 mostram dados com o padrão mais definido. Os dados da indústria podem ser mais complexos, devido à presença de perturbações e as variações do SP, quando a malha de vazão atua como a malha interna numa estrutura tipo cascata. Este efeito pode ser observado na Figura 37 e na Figura 38.

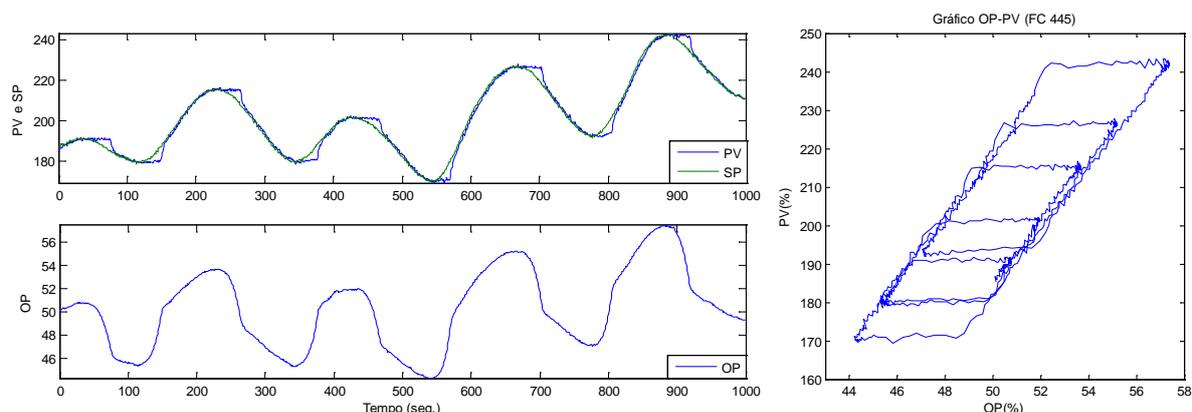


Figura 37 – Dados da malha 3 (Controle de Vazão)

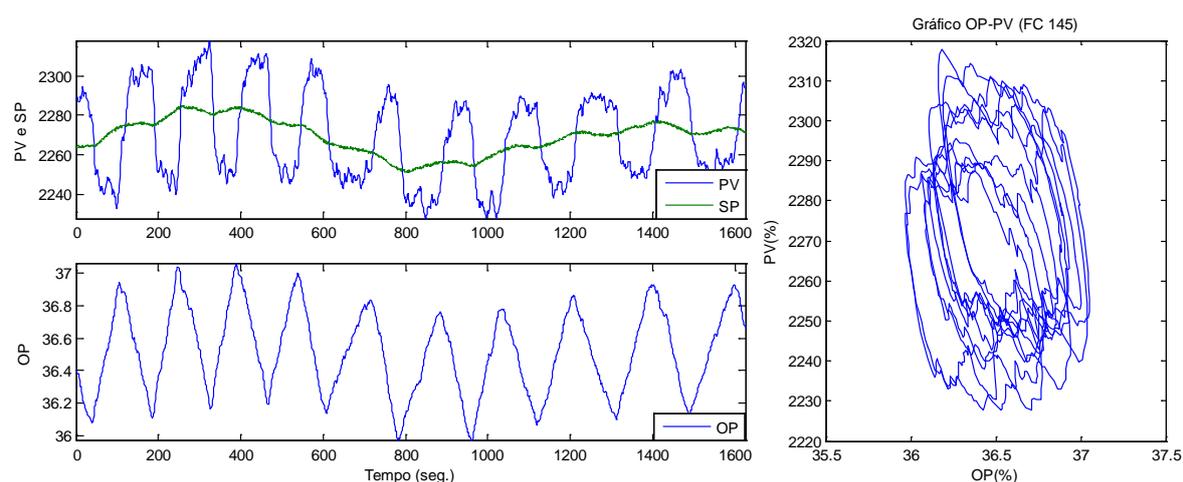


Figura 38 – Dados da malha 4 (Controle de vazão)

Nas malhas 3 e 4 cada oscilação está deslocada uma da outra, sendo que quando todas são mostradas juntas dá uma impressão de que elas não têm uma forma definida. Este efeito pode ser diminuído fazendo a quantificação de S independentemente para cada período de oscilação, assim o S estimado é a média aritmética de todas as medições realizadas. O par de parâmetros S e J são também estimados com o método proposto em (Choudhury, 2008a) e os resultados para as malhas 1 e 2 são mostrados nas Figura 40 e Figura 41, respectivamente, onde se podem observar os valores da posição da válvula estimados (X_{est}) e a PV estimada (PV_{est}) que apresentaram o menor MSE. Entretanto é importante destacar que os valores estimados foram normalizados devido ao desconhecimento das escalas da PV e OP. O parâmetro J não será estimado usando a proposta da seção 4.5.2, visto que os modelos e controladores dos processos não estão disponíveis. Os resultados das 4 malhas são apresentados na Tabela 3. Os valores estimados de S e H_J são apresentados nas escalas de OP e PV, respectivamente.

Observando-se os resultados estimados conclui-se que S é aproximadamente constante, enquanto o valor de H_J varia. Uma estratégia adequada é determinar os valores mínimos e máximos de H_J , pois esta informação é de interesse para fins de avaliação. Julgamos mais apropriado a determinação do intervalo de H_J do que seu valor médio. Os resultados da malha 3 usando o método dos SIPOs são mostrados na Figura 39.

Tabela 3 – Resultados da quantificação do *stiction* com dados da indústria

Malha	Tipo de Malha	Detecção		Estimação do <i>Stiction</i>					
				S Todos os pontos	S SIPO	H_J		(Choudhury, 2008a)	
		CC	Bic.			máximo	mínimo	S_{Ch}	J_{Ch}
1	Pressão	Sim	Sim	1,74	1,62	2,72	2,63	4	3,5
2	Vazão	Sim	Sim	1,94	1,87	6,68	4,88	4,5	0,1
3	Vazão	Sim	Sim	4,73	4,59	33,92	29,88	4	3,5
4	Vazão	Sim	Sim	0,73	0,72	48,86	35,16	4	3,5

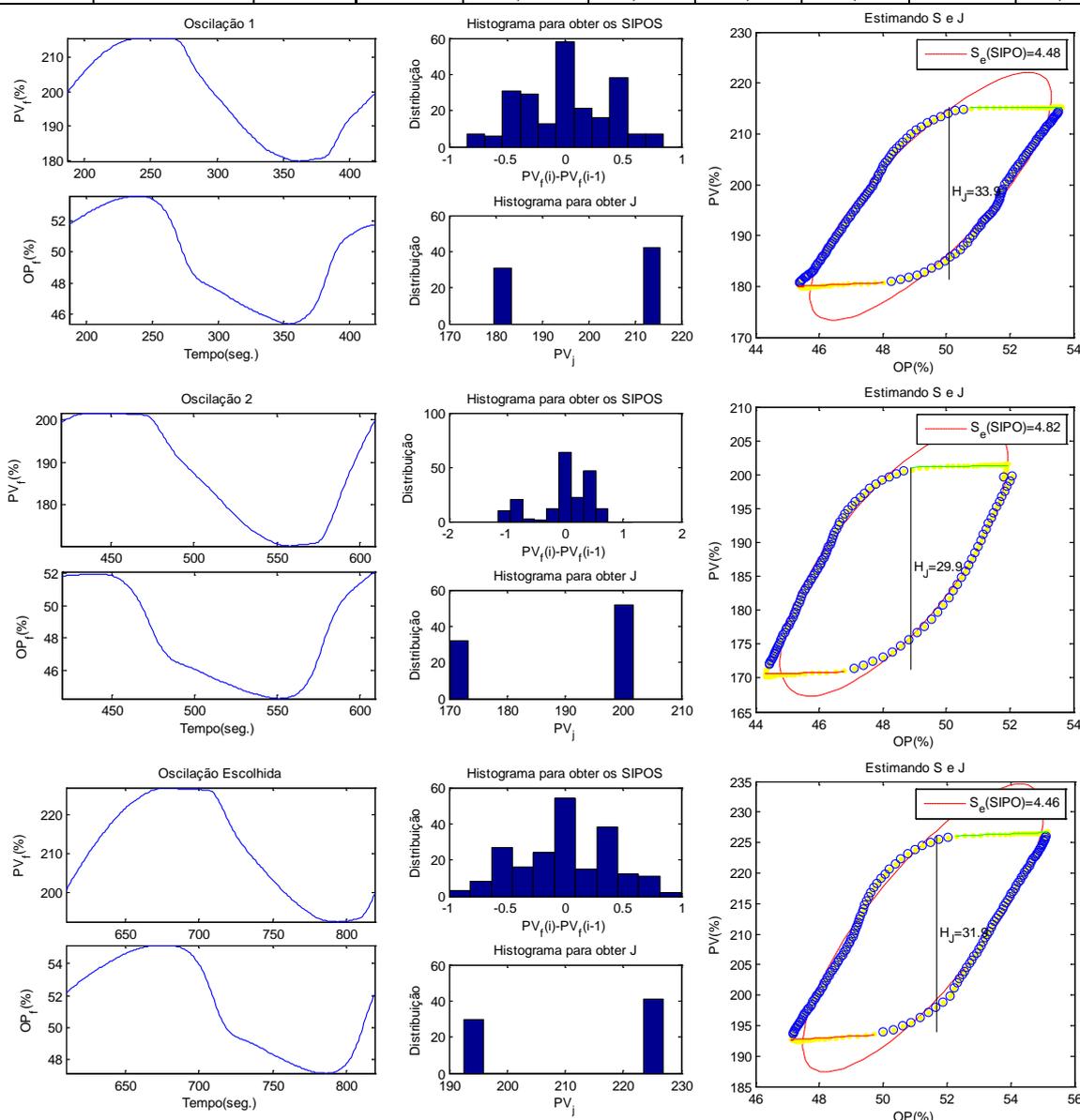


Figura 39 – Resultados de quantificação usando o método dos SIPOs para a malha 4

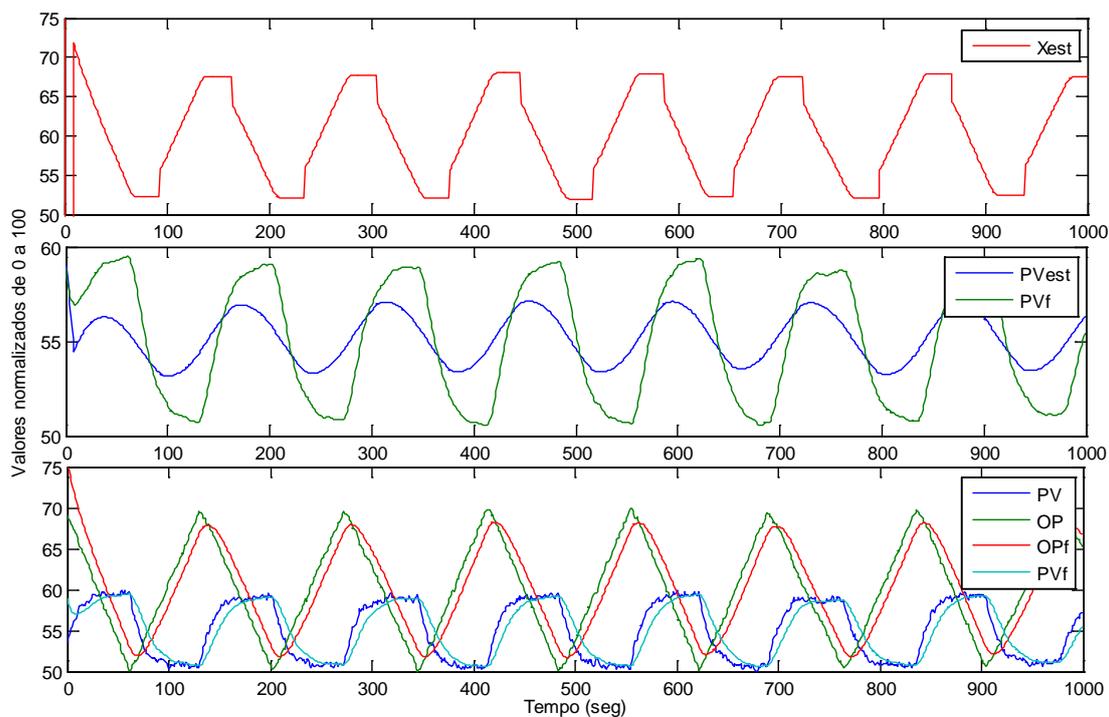


Figura 40 – Resultados de quantificação da malha 1 com o método de Choudhury (2008a)

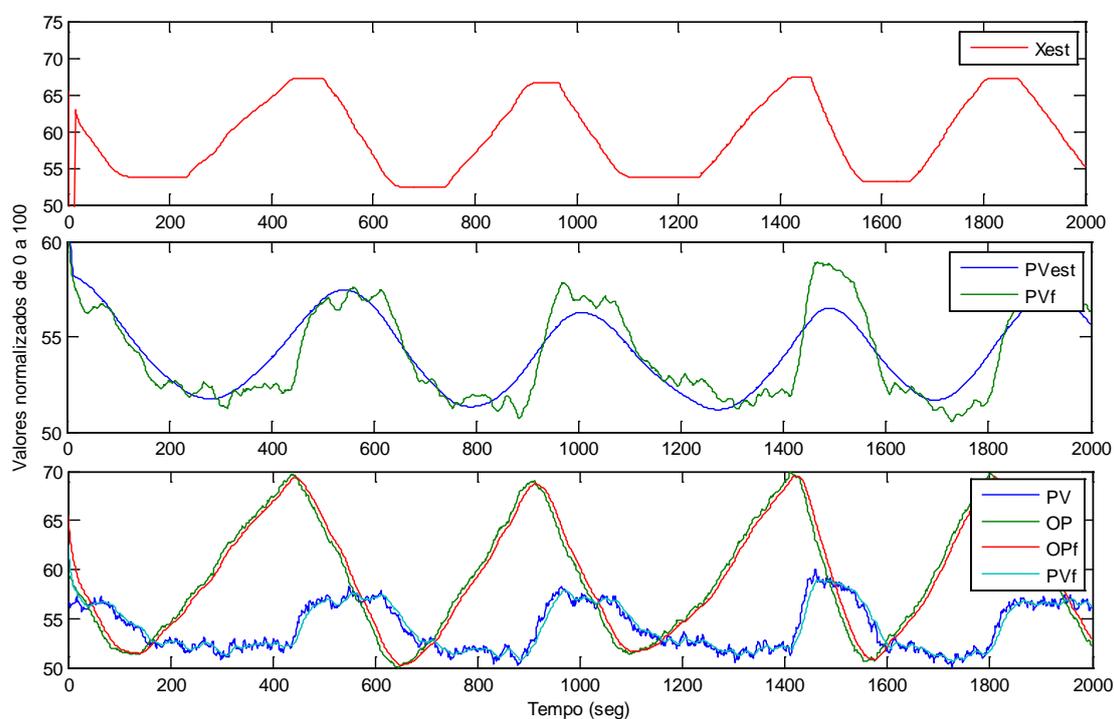


Figura 41 – Resultados de quantificação da malha 2 com o método de Choudhury (2008a)

A Figura 40 e Figura 41 mostram os resultados obtidos usando o método proposto em Choudhury (2008a) usando os dados da indústria das malhas 1 e 2, respectivamente. Nas figuras se observam a posição da haste estimada (X_{est}), a variável do processo filtrada (PV_f) e a estimada pelo método (PV_{est}); comparando PV_f e PV_{est} conclui-se que o modelo de 2 parâmetros reproduziu aproximadamente o comportamento não linear dos dados usados.

4.8 Resultados na planta piloto

O método proposto é avaliado usando uma malha de vazão de uma planta piloto experimental, explicada com mais detalhe no capítulo II, esta malha é mostrada na Figura 42.

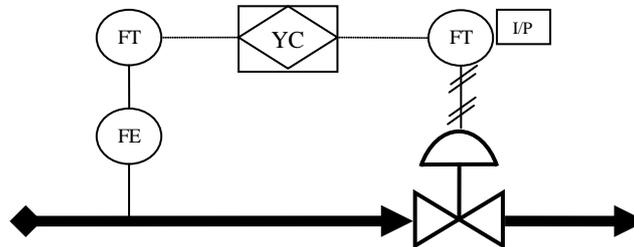


Figura 42 – Malha de Vazão da Planta Piloto

Para obtenção dos dados foi feita a sintonia do controlador PI usando o método IMC (equação (4.5)) considerando um $\lambda = 2\tau$. O tempo de amostragem foi igual a um segundo e foram obtidas aproximadamente 550 amostragens de OP, PV e SP. Os sinais no tempo como também o gráfico OP-PV são mostrados na Figura 43. O modelo do processo necessário para a sintonia do controlador (ver Tabela 4) foi obtido em malha aberta aplicando um degrau em OP (Figura 44).

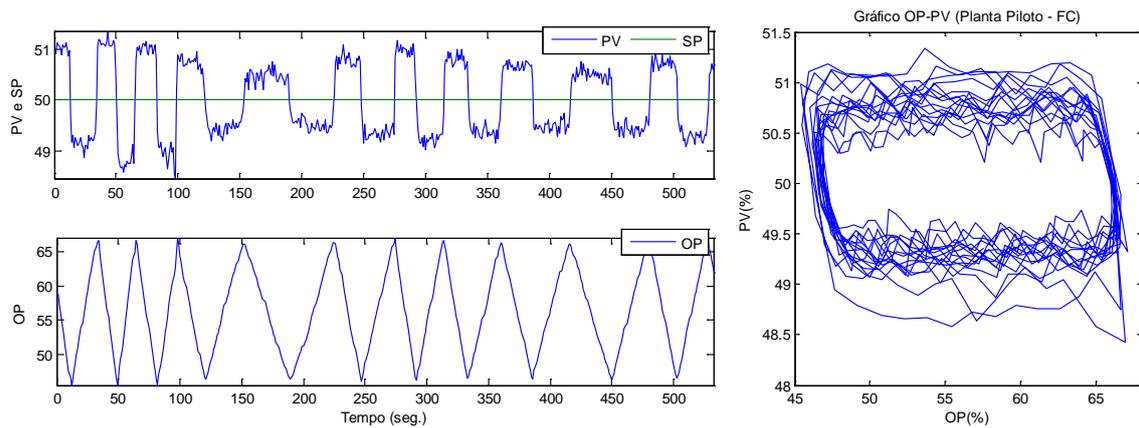


Figura 43 – Dados obtidos da Planta Piloto – Vazão

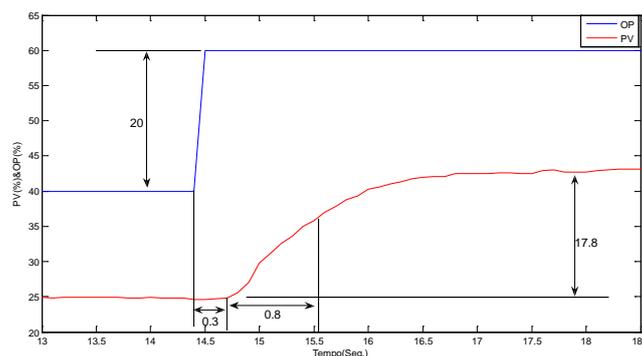


Figura 44 – Obtenção do modelo via degrau da Planta Piloto - Vazão

Para obtenção dos resultados foram utilizados os dados OP e PV. Os parâmetros do processo, a medição *off-line* de J e S e os resultados de estimação são mostrados na Tabela 4. Os resultados da quantificação do segmento escolhido são mostrados na Figura 45. Na Figura 46 são mostradas as elipses obtidas usando todos os pontos e os SIPOs. Visto que o processo e o controlador são conhecidos, o *slipjump* (J_{est}) é estimado usando o método da seção 4.5.2.

Tabela 4 – Resultados da quantificação do *stiction* com dados da planta piloto

Malha	Medição		Processo			Detecção		Estimativa do <i>Stiction</i>				
	J	S	K_P	τ	θ_P	CC	Bic.	S (%) SIPO	$H_J(\%)$		$w=2\pi f$	$J_{est}(\%)$
									máximo	mínimo		
Vazão	1,2	19	0,888	0,8	0,3	Sim	Sim	19,35	1,34	1	0,126	1,14

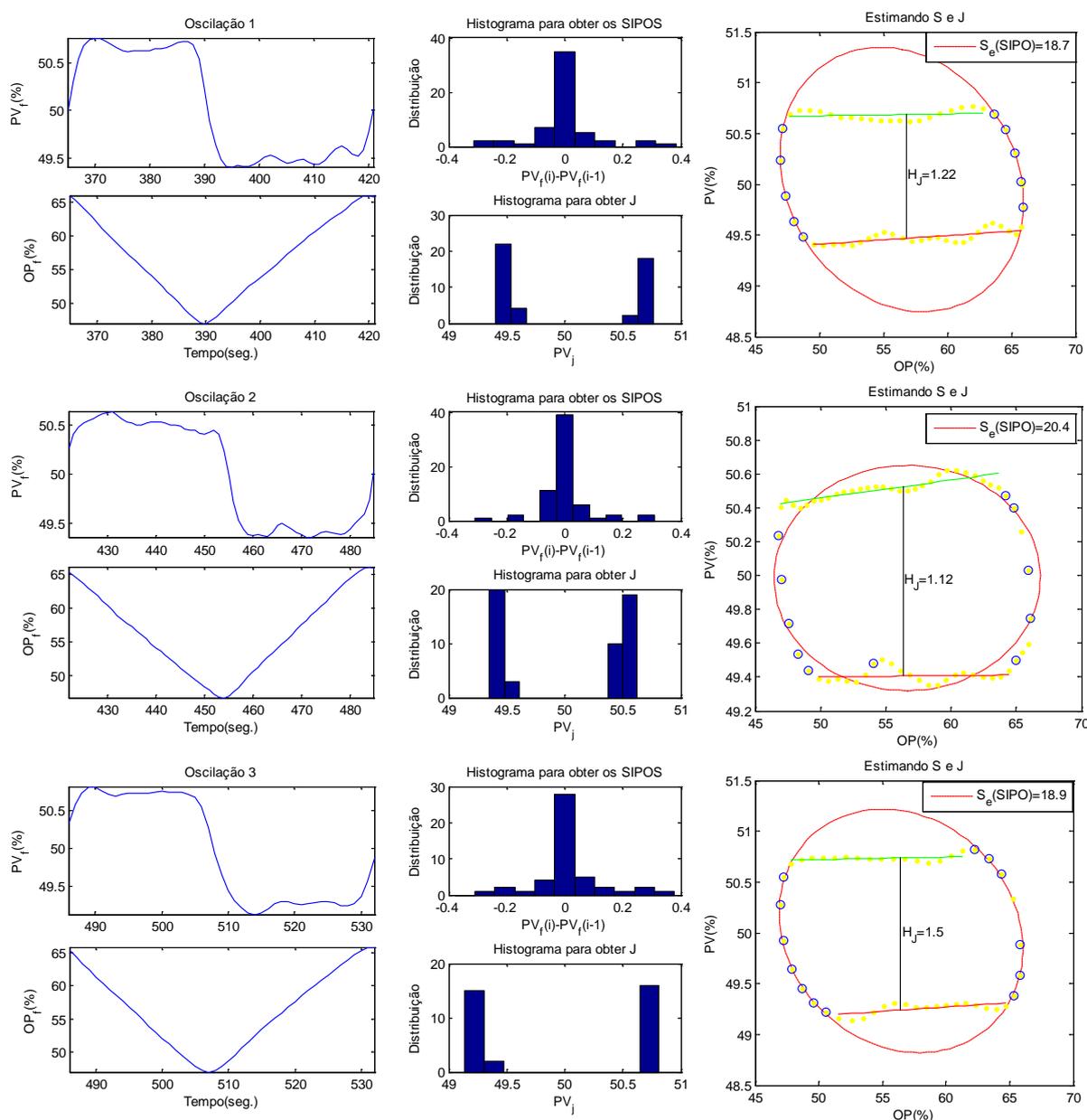


Figura 45 – Resultados de quantificação para a Planta Piloto - FC

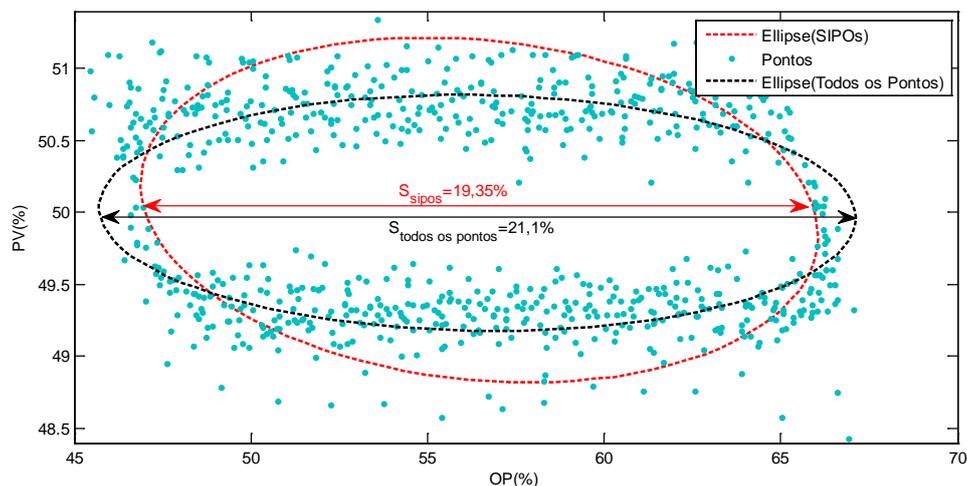


Figura 46 – Resultados de quantificação de S para a Planta Piloto – FC

As elipses obtidas, usando todos os pontos e os SIPOs, são mostradas na Figura 46, sendo que o resultado da medição *off line* de S foi de 19% o resultado da medição de S usando os SIPOs teve menor erro que usando todos os pontos.

4.9 Conclusões

Contribuições ao problema da estimação de S e J foram apresentadas nesta seção. A abordagem proposta para estimar o *stiction* é aproximar uma elipse a pontos filtrados e criteriosamente extraídos do gráfico PV-OP, produzindo melhores resultados que outros métodos com abordagem semelhante. Primeiro o *stiction* é detectado usando os métodos da correlação cruzada e da bicoerência, após é realizada uma filtragem dos dados e um segmento apropriado com várias oscilações é extraído. Em seguida é feita a quantificação de S de cada oscilação, considerando a média destas como o valor estimado. Os métodos com a mesma abordagem não quantificam o efeito de J, mas neste trabalho baseado no gráfico PV-OP, o efeito de J é quantificado. Também é proposta uma metodologia para estimar J usando a função descritiva do *stiction* e as funções de transferência do processo e do controlador. Para a quantificação de S se requer que a forma do gráfico PV-OP seja um paralelogramo, o qual é bastante comum em malhas de vazão e pressão. Caso a forma do gráfico seja uma elipse o resultado ficará próximo ao resultado do método proposto em Choudhury (2006) que usa todos os pontos para fazer a quantificação de S. Os valores de S e J foram estimados via

simulação para vários casos com valores diferentes para S e J e para diferentes ganhos do processo tanto em dados de plantas industriais quanto de uma planta piloto, mostrando a aplicabilidade dos métodos propostos.

Capítulo 5: **Proposta de métodos de compensação do *stiction***

As oscilações causadas por atritos (*stiction*) nas válvulas de controle provocam perdas na qualidade e gasto de matéria prima. Os efeitos do atrito podem ser reduzidos através de sua compensação, até que a manutenção da válvula seja feita na próxima parada programada. Neste trabalho, três novos métodos de compensação de *stiction* são propostos, como objetivo de melhorar o desempenho da variável do processo sem o efeito negativo de aumentar a variabilidade na haste da válvula, comum em métodos desta natureza. É feita uma comparação da técnica com três métodos bastante conhecidos na literatura através de três índices de desempenho, demonstrando a superioridade do método proposto.

A variabilidade faz com que as variáveis do processo extrapolem seus limites de operação. Desta forma há um consumo excessivo de energia, o produto não obedece à especificação estabelecida e não se chega a um ponto ótimo de rentabilidade do processo. O desempenho pobre não só é causado por perturbações ou sintonias ruins, mas também pelas não linearidades nas válvulas de controle. O trabalho de Kano (2004) aponta que o *stiction* é o problema mais comum entre todas as características indesejáveis de uma válvula de controle. A abordagem deste trabalho estará restrita às válvulas pneumáticas, uma vez que 90% das válvulas da indústria possuem atuadores pneumáticos (Hägglund, 2002).

Segundo Srinivasan e Rengaswamy (2005), as paradas programadas de uma planta acontecem tipicamente no período entre seis meses e três anos de operação. Neste período uma válvula mesmo com problemas permanece operando ainda que de maneira sub-ótima, afetando diretamente o consumo de energia e a qualidade do produto final. Por isso, manter o processo em operação até a próxima parada para manutenção, reduzindo os efeitos nocivos (oscilações) provocados pelas não linearidades, é uma contribuição extremamente bem vinda em qualquer processo industrial.

Dois enfoques básicos de compensação do *stiction*, chamados de *dithering* e *impulsive control* foram apresentados em Armstrong (1994) para sistemas eletromecânicos. A aplicação do *dithering* e da técnica *impulsive control* em válvulas de controle pneumáticas não produz bons resultados, pois as mesmas filtram o sinal de alta frequência (Srinivasan e Rengaswamy, 2008).

Outros trabalhos baseados no uso de altas frequências também foram propostos para servomecanismos em (De Carli; Cong, 1995), (Feemster et. al., 1999) e (Canudas; Lischinsky, 1997). Todos estes também não são aplicáveis devido à dinâmica lenta da válvula.

Em Kayihan e Doyle (2000) foi proposto um controlador local não linear para uma válvula de controle que resulta mais eficiente que controladores lineares como o PID. O controlador é baseado em linearização entrada-saída (chamado de IOL (*input-output linearization*)). Entretanto, este método requer do conhecimento de todos os estados usando sensores ou observadores de estado, sendo que o observador requer o conhecimento dos parâmetros do modelo, conhecimento que usualmente não está disponível. É importante ressaltar que este método não linear foi proposto para substituir o posicionador e não o controlador da malha. Desde que variações na haste da válvula não sejam necessariamente propagadas para PV, usando-se este método como controlador de malha é possível de se obter um melhor resultado.

Em Hägglund (2002) é proposto o compensador *knocker* que é uma sequência de pulsos de igual magnitude com uma energia relativamente pequena. Os resultados mostram uma melhora significativa no desempenho da malha. No entanto causando movimentos agressivos na haste da válvula (Srinivasan, 2008).

Em Hägglund (2007) é apresentado um método para compensar o backlash que é normalmente traduzido como folga, mas no contexto de válvulas de controle ele representa a banda morta, e será utilizado para compensar a mesma. Entretanto, uma válvula de controle não apresenta somente este tipo de não linearidade. Em Xiang (2009) um método chamado “constant reinforcement” (CR) foi proposto, o qual é bastante similar ao compensador de banda morta discutido em Hägglund (2007), onde os usos da derivada do erro e do sinal de controle foram avaliados. Este método também produz uma notável redução na variabilidade da PV, mas a custo do incremento da variabilidade na haste da válvula.

Todos os métodos mencionados anteriormente melhoram o desempenho da variável do processo (PV), mas provocam um aumento da variabilidade na posição da haste da válvula. Desta forma, o número de reversões e a distância total percorrida pela válvula aumentam, reduzindo sua vida útil. Srinivasan e Rengaswamy (2008) propuseram o método *two-move* reduzindo a transferência de variabilidade da PV para a haste da válvula. Entretanto, este método requer o conhecimento do valor do sinal de controle necessário para eliminar o erro em estado permanente, sendo que esta informação é raramente conhecida porque este valor depende das não linearidades (S e J) assim como do ganho do processo e a

PV tem um comportamento oscilatório. As presenças de distúrbios e de mudanças de SP certamente trarão de volta as oscilações, sendo necessário o conhecimento preciso dos novos pontos de operação.

Neste capítulo serão propostos três novos métodos para a compensação do *stiction* para redução da variabilidade da PV e do movimento da haste da válvula (MV). Os métodos são avaliados através de simulações e da aplicação numa planta piloto.

Os métodos *knocker*, CR, *two-move* e IOL tem suas características mostradas na Tabela 5, e os três primeiros serão brevemente descritos na seção 5.1.

Tabela 5 – Comparação dos métodos de compensação do *stiction*

<i>Método</i>	<i>Melhora o desempenho da PV</i>	<i>Reduz a variabilidade da haste da válvula</i>	<i>Não requer informação adicional além do stiction</i>	<i>Lida com mudanças de SP e distúrbios</i>
IOL	X			X
<i>knocker</i>	X		X	X
CR	X		X	X
<i>two-move</i>	X	X		

5.1 Métodos de compensação

Para comparar os diferentes métodos de compensação é necessário analisá-los á luz da definição do *stiction* (Figura 2). O compensador proposto em Hägglund (2007) compensa a banda morta (S-J). O compensador *knocker* (Hägglund, 2002) foi proposto para compensar J. O compensador *two-move* (Srinivasan e Rengaswamy, 2008) é baseado no modelo de atrito de um parâmetro. Analisando a equação (2.5) pode-se concluir que é preciso acumular uma energia superior a d para que a haste possa se movimentar na mesma direção ou a cada reversão. Este comportamento pode ser atribuído a uma válvula que tenha unicamente J ou quando $S=J$. Conclui-se, portanto, que o método *two-move* compensa J.

A inserção dos compensadores nas malhas de controle somando o sinal de compensação ao sinal de controle do PID é mostrada na Figura 47, onde $u_c(t)$ é a saída normal do controlador PID e $u_{comp}(t)$ é a saída do compensador, que pode ser representado

por $u_{CR}(t)$ para o compensador CR, $u_k(t)$ para o compensador *knocker*, $f_k(t)$ para o compensador *two-move* e $u_i(t)$ para os compensadores propostos. Os métodos de compensação poderiam rodar no nível do computador caso as taxas de amostragem sejam suficientes para gerar um sinal (u_{comp}) adequado à dinâmica do processo e da válvula.

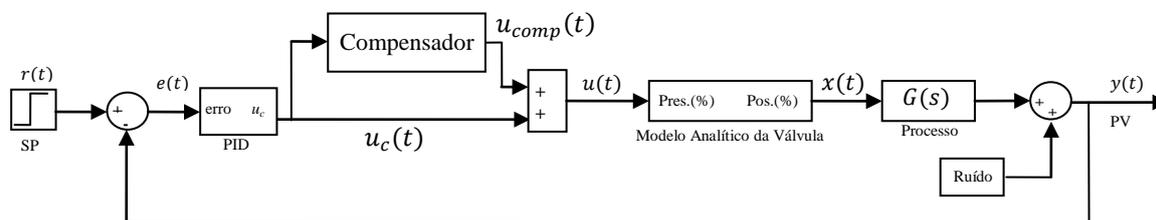


Figura 47 – Estrutura da malha de controle com os compensadores

5.1.1 Compensador CR

Uma forma para compensar o *stiction* está baseada em incrementar um valor constante γ a $u_c(t)$ a cada reversão (equação (5.2)) de $u_c(t)$. Este incremento $u_{CR}(t)$, definido pela equação (5.1), permite compensar o atraso provocado pela parte estática do *stiction*.

$$u(t) = u_c(t) + u_{CR}(t) \tag{5.1}$$

$$u_{CR}(t) = \gamma \text{sign}(\Delta u_c) \tag{5.2}$$

onde se recomenda usar o valor estimado do *stiction* como γ , resultando num controlador com ação agressiva, reduzindo assim a variabilidade na PV.

5.1.2 O compensador *knocker*

Este compensador consiste numa sequência de pulsos com uma energia relativamente pequena. Pulsos de igual amplitude e duração na direção da mudança do sinal de controle são incrementados ao mesmo, resultando no sinal:

$$u(t) = u_c(t) + u_k(t) \tag{5.3}$$

A saída $u_k(t)$ é uma seqüência de pulsos mostrada na Figura 48 e caracterizada por três parâmetros: o tempo entre cada pulso “ h_k ”, a amplitude do pulso “ a ” e a largura do pulso “ τ ”.

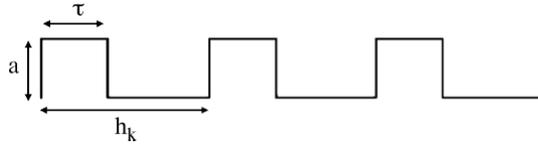


Figura 48 – Pulsos do compensador *knocker*

O sinal $u_k(t)$ é dado por:

$$u_k(t) = \begin{cases} a \operatorname{sign}(u_c(t) - u_c(t_p)) & t \leq t_p + h_k + \tau \\ 0 & t > t_p + h_k + \tau \end{cases} \quad (5.4)$$

onde, t_p é o tempo do início do pulso anterior e $\operatorname{sign}(\cdot)$ é a função sinal.

Este método possui 3 parâmetros de sintonia que caracterizam a sequência de pulsos. Segundo Srinivasan e Rengaswamy (2008) o *knocker* diminui a variabilidade de PV, mas causa movimentos agressivos na haste da válvula.

5.1.3 O compensador *two-move*

No trabalho de Srinivasan e Rengaswamy (2008) é proposto um novo método chamado *two-move*, que tem como objetivo diminuir a variabilidade de PV e também a variabilidade da haste da válvula. Isto é feito com dois movimentos: o primeiro tira a haste de uma posição agarrada e o segundo leva a haste a uma posição de estado permanente necessária para atingir o SP. Os dois movimentos para compensação do atrito são dados pelas equações:

$$1^\circ \text{ Mov. } f_k(t) = |u_c(t)| + d \quad (5.5)$$

$$u_t = u_c(t) + \operatorname{sign}\left(\frac{du_c(t)}{dt}\right) f_k(t) \quad (5.6)$$

$$2^\circ \text{ Mov. } f_k(t + 1) = -u_c(t + 1) \quad (5.7)$$

onde d é a banda de agarramento (J).

O método *two-move* foi desenvolvido considerando que a válvula tem um comportamento idêntico ao modelo de um parâmetro (Figura 49).

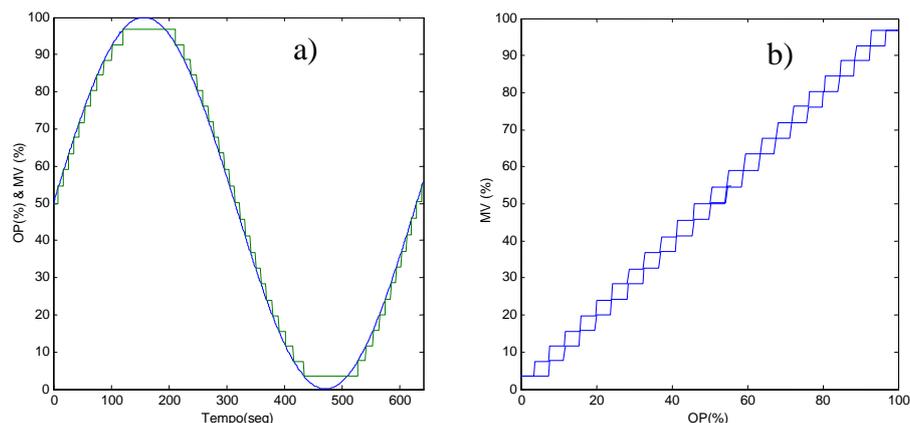


Figura 49 – Resposta do modelo de um parâmetro ($d=4$) a) OP e MV no tempo b) Gráfico OP-MV

Em Choudhury (2008a) são identificados vários inconvenientes do modelo de um parâmetro para uma correta representação do comportamento de uma válvula real. Na Figura 49 observa-se a assinatura da válvula de controle usando o modelo de um parâmetro, cujo comportamento não representa a definição do *stiction* apresentada no capítulo 2. Também, em Jelali (2008) se afirma que o modelo de um parâmetro não é realista. O método *two-move*, foi proposto considerando que o comportamento da válvula de controle é representado pelo modelo de um parâmetro, modelo que não considera a existência do *backlash*. Assim, no método *two-move*, o valor de OP necessário para diminuir o erro é independente da direção de OP e único, contrariando o comportamento real de uma válvula de controle (Figura 2).

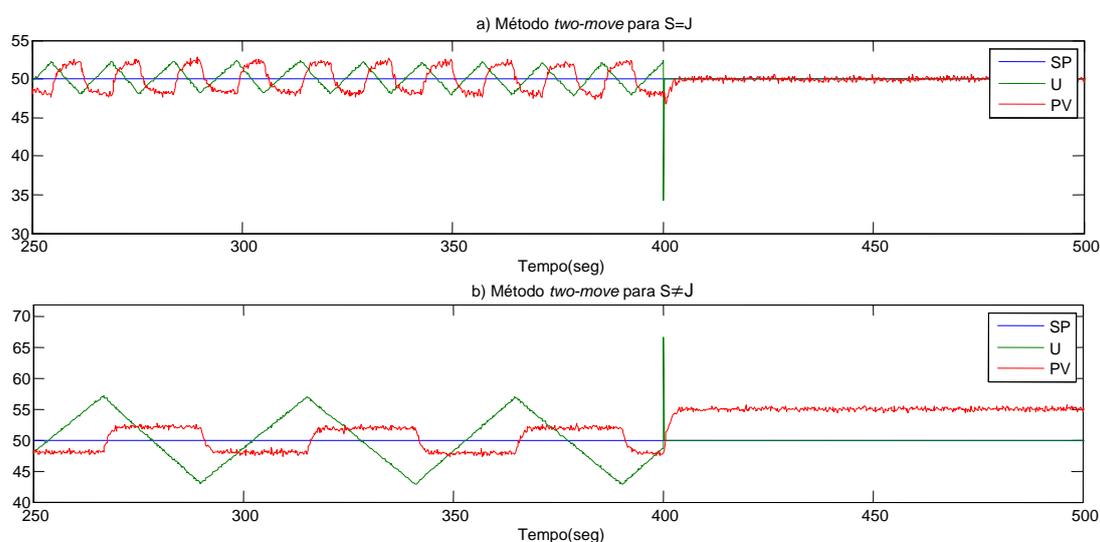


Figura 50 – Compensação do *stiction* - Método *two-move* ($d=4$) a) $S=J$ b) $S \neq J$

Na Figura 50 se mostram dois resultados da compensação do *stiction* utilizando o método *two-move* associado ao modelo analítico de Karnopp. No primeiro caso ($S=J$ similar ao modelo de um parâmetro) a PV atinge o SP, no segundo caso ($S \neq J$) a PV não consegue

atingir o SP. Logo o método *two-move* apresenta bons resultados em casos onde a válvula tenha um comportamento parecido ao modelo de um parâmetro ($S=J$).

Na Figura 51 o método *two-move* é testado também para os dois casos: $S=J$ e $S\neq J$, usando novamente o modelo analítico de Karnopp. Desta vez se considera uma incerteza de 10% no ganho do modelo. Observando os resultados, conclui-se que este método é bastante dependente do modelo da planta.

O método *two-move* se baseia na suposição de que as medidas do processo são representadas por variações das variáveis e o valor do sinal de controle requerido para atingir o valor de estado estacionário da válvula é conhecido; entretanto esta informação raramente é conhecida.

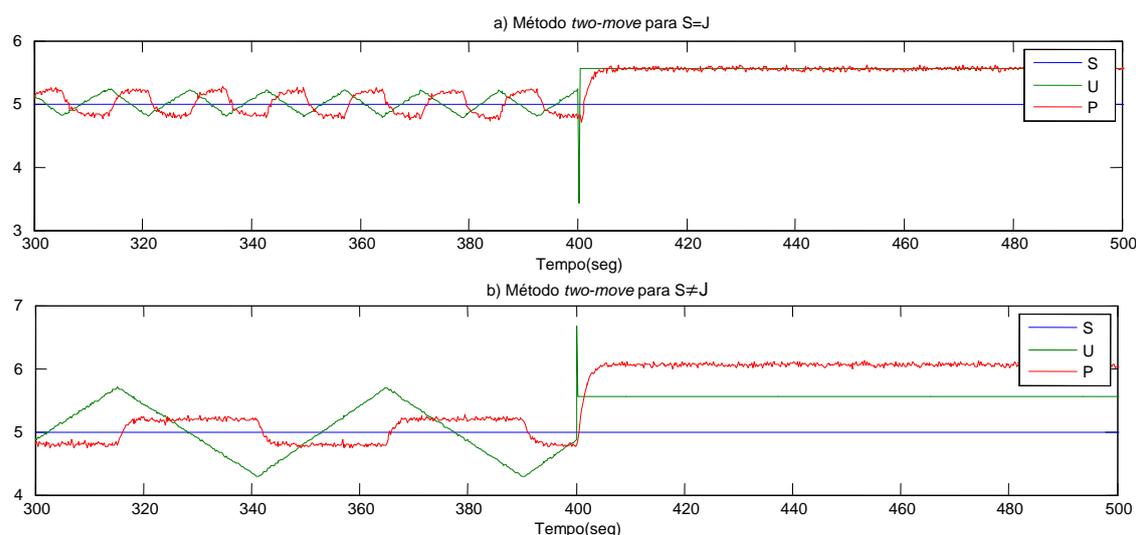


Figura 51 – Compensação do *stiction* - Método *two-move* considerando uma incerteza de 10% no ganho da planta ($d=4$) a) $S=J$ b) $S\neq J$

Os resultados experimentais da malha de controle de vazão usando o método *two-move* são mostrados na Figura 52. O método foi aplicado em quatro instantes diferentes, denotados pelo caso A ($t=110s$), caso B ($t=160s$), caso C ($t=240s$) e o caso D ($t=310s$). OP_{SS} denota o valor de estado permanente de OP depois da compensação. No caso A pode-se observar que o sinal da derivada de OP é positivo e OP_{SS} é igual a 74,7%; nestas condições PV não converge para o SP. Para o caso B, também é considerado um OP_{SS} igual a 74,7%, mas com o sinal da derivada de OP negativo a PV agora converge para o SP. O mesmo efeito pode ser observado para os casos C e D, entretanto com um valor de OP_{SS} igual a 67%. Conclui-se que o valor de OP_{SS} não é único.

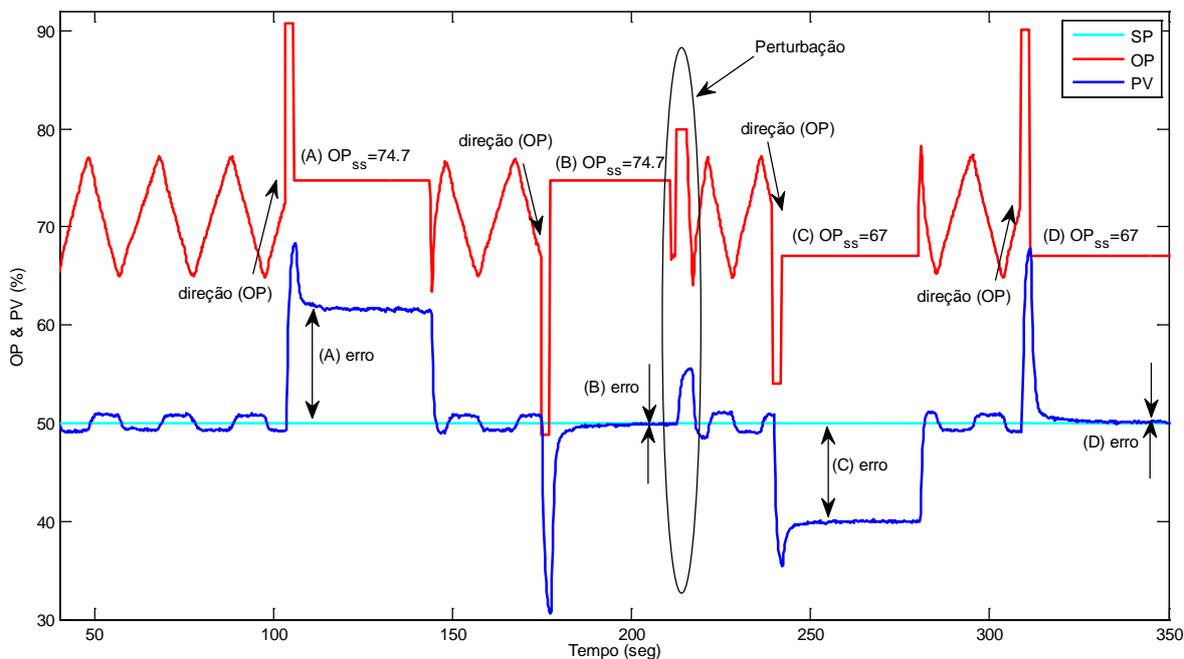


Figura 52 – Resposta do método *two-move* na planta piloto

Usando a Figura 2 pode-se chegar a uma conclusão similar. Se a direção do sinal de controle da válvula (u) não for invertida, a variação Δu produz uma variação Δy dada por

$$\Delta y = K\Delta u \tag{5.8}$$

onde $\Delta u > J$ e K representa o ganho conjunto do processo e a válvula de controle. Se a direção do sinal de controle for invertida, Δy será dada por

$$\Delta y = K(\Delta u - S + J) \tag{5.9}$$

desde que $\Delta u > S$.

As equações (5.8) e (5.9) produzem uma aproximação pobre para Δu (OP_{ss}) desde que são válidas só para condições em estado permanente e estão sujeitos as variações e erros nas medidas de S , J e K .

Fundamentando-se nas equações (5.8) e (5.9), pode-se concluir que os métodos que usam movimentos em malha aberta são dependentes do ganho do processo e do *stiction* (J e S). As incertezas nestas informações resultam em erros na Δy e conseqüentemente nos valores da PV.

Pode-se observar que todos os métodos melhoram o desempenho da PV, mas nenhum método melhora a variabilidade da haste da válvula sem a necessidade do conhecimento de todos os estados ou do valor de sinal de controle para eliminar o erro em estado permanente. Apresentaremos agora os métodos de compensação propostos neste trabalho que reúnam todas as características mostradas na Tabela 5.

5.2 Método I

Neste método o sinal do compensador não é adicionado à saída do controlador PID. A entrada da válvula é chaveada entre a saída do controlador PID e do compensador como se mostra na Figura 53. Quando é usado o controlador proporcional, com sintonia moderada, não existem oscilações; entretanto, deverá ser tolerado um erro de *offset*.

Supõe-se que o controlador PID é capaz de lidar com os distúrbios e mudanças de SP, mesmo com as oscilações em presença do *stiction*. Quando o compensador toma o controle, o sinal de saída do PID segue o sinal do compensador. Um controlador *back-calculation* pode ser interpretado como tendo dois modos de operação: o modo de controle normal, quando este funciona como um controlador comum, e um modo de rastreamento, quando o controlador faz o seguimento, de forma que sua entrada corresponda a sua saída (Aström, 2006). As mudanças de SP e as perturbações podem impedir o sucesso do compensador. Nestes casos, o controlador PID reassume o controle levando o processo novamente ao modo de oscilações para que a compensação seja novamente aplicada.

A aplicação do método *two-move* tem a dificuldade de requerer o conhecimento de OP_{SS} , como já foi discutido. Neste trabalho propõe-se a melhora deste método de forma a estimar o ganho conjunto da válvula e do processo para calcular o valor de OP_{SS} . Quatro movimentos, dados pela equação (5.10), são aplicados em malha aberta, similarmente ao feito no método *two-move*. O primeiro movimento move a haste da válvula de sua posição agarrada. O segundo movimento é necessário para mudar a direção do movimento da válvula. O terceiro movimento tem a mesma direção do segundo que é um degrau usado para estimar o ganho conjunto da válvula e do processo $G_p(s)$; isto é possível porque este movimento tem a mesma direção que o anterior e o comportamento da válvula não é afetada por sua banda morta. O quarto movimento tem o objetivo de levar a haste da válvula até a posição desejada em estado permanente; isto é feito usando o ganho estimado no movimento anterior e mantendo a mesma direção para não ser afetada também pela banda morta da válvula.

$$u_i(t) = \begin{cases} \alpha_1; & t_1 < t \leq t_1 + T_m \\ u_i(t_1) - \text{sign}(\alpha_1)\alpha_2; & t_1 + T_m < t \leq t_1 + 2T_m \\ u_i(t_1 + T_m) - \text{sign}(\alpha_1)\alpha_3; & t_1 + 2T_m < t \leq t_1 + 3T_m \\ u_i(t_1 + 2T_m) + \text{sign}(\alpha_1)\frac{(SP - y_t)}{k_p}; & t > t_1 + 3T_m \end{cases} \quad (5.10)$$

O primeiro passo, em $t=t_1$, move PV desde sua posição agarrada suficientemente longe do SP, requerendo $\alpha_1 = \text{sign}\left(\frac{du_c(t_1)}{dt}\right) (S + 2J + |u_c(t_1)|)$, onde $u_{cf}(t)$ é o sinal filtrado da saída do controlador. O segundo passo em $t=t_1+T_m$, requer $S < \alpha_2 < \alpha_1$ para mudar a direção do movimento da válvula. T_m é o intervalo de tempo requerido para a estabilização de PV. O terceiro passo em $t=t_1+2T_m$ usado para estimar o ganho conjunto da válvula e do processo $k_p = \frac{\Delta y}{\alpha_3}$, e conseqüentemente para calcular OP_{ss} usando a equação (5.9), se requer $\alpha_3 > J$. O quarto passo em $t=t_1+3T_m$ aplica OP_{ss} para minimizar o erro (SP-PV). Durante os passos de compensação o controlador PI é chaveado para seguir o sinal do compensador (Figura 53) e $u_c(t)$ não é adicionado a $u(t)$. Portanto,

$$u(t) = \begin{cases} u_i(t), & t_1 < t < t_1 + 3T_m \\ u_c(t), & t < t_1 \text{ and } t > t_1 + 3T_m \end{cases} \quad (5.11)$$

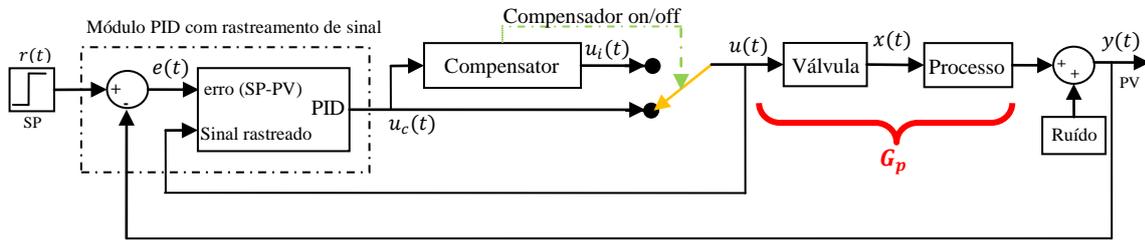


Figura 53 – A malha de controle com o compensador proposto

A banda morta do controlador PID é ativada para prever o retorno das oscilações devido à presença de ruídos e pequenas perturbações.

Os quatro passos do método são definidos na equação (5.11) e ilustrados na Figura 54, para um processo dado por:

$$G_p(s) = \frac{1}{s + 1} e^{-0.1s} \quad (5.12)$$

e o controlador PI é dado por

$$G_c(s) = 0,76 \left(1 + \frac{1}{0,95s} \right) \quad (5.13)$$

Os parâmetros do modelo analítico da válvula de controle usados são os mesmos de Garcia (2008). Entretanto os parâmetros F_c e F_s foram calculados usando as equações (2.16) e (2.17) com $S=12$ e $J=4$, e $F_v=53000$ Ns/m para obter uma constante de tempo $\tau=1$ s. Desta forma o modelo reproduz o comportamento estático e dinâmico de uma válvula de controle. O compensador proposto é ativado em $t = t_1=170$ s.

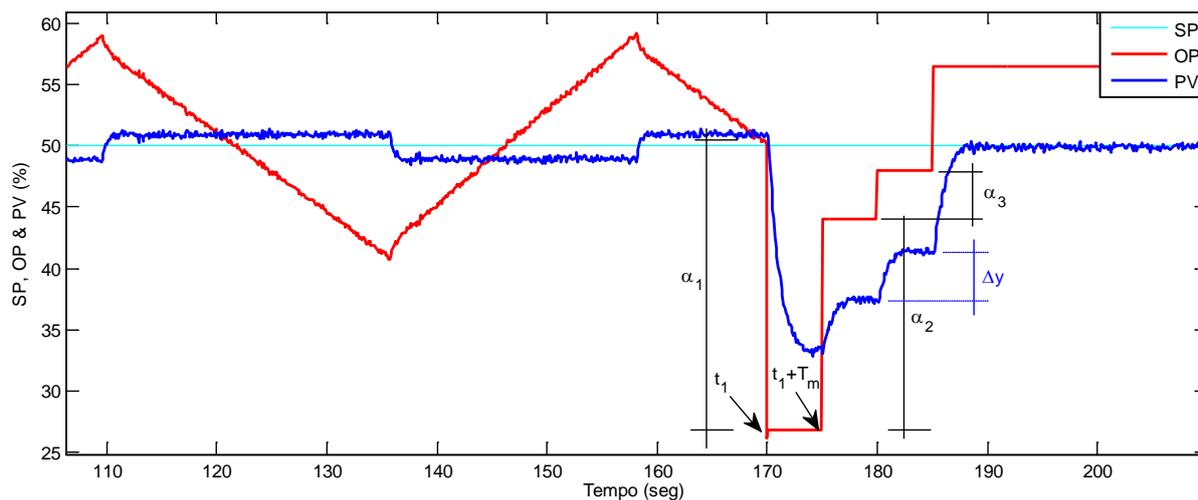


Figura 54 – Simulação do método proposto

O nível de cooperação entre o compensador e o controlador PI é importante de ser destacado para uma correta implementação do algoritmo. Esta característica não recebe atenção no trabalho original do método *two-move* (Srinivisan, 2008). Depois da compensação, a presença de perturbações e as mudanças do SP certamente trarão de volta as oscilações, e o controlador PID deverá levar o processo novamente ao ciclo limite para que o compensador seja novamente ativado. No instante que o controlador assume novamente o controle do processo, a saída do controlador deve ser igual ao sinal do compensador para evitar mudanças abruptas.

Usando a amplitude de oscilação de OP como uma aproximação de S , e considerando que J é uma fração de S , toda a informação requerida para a compensação vem do algoritmo proposto. Os valores de $\alpha_i, i = 1,2,3,4$ não são críticos e devem de ser suficientes para assegurar o movimento da válvula. A maior desvantagem deste método é sua dependência dos movimentos em malha aberta, os quais são susceptíveis a distúrbios que possam acontecer durante o intervalo de tempo entre t_1 e $t_1 + 4T_m$. Neste caso, a compensação deve ser reiniciada. Novos métodos são propostos nas próximas seções que não requerem do conhecimento de OP_{SS} .

5.3 Método II

Similarmente ao método anterior o sinal de compensação não é adicionado à saída do PID, a estrutura é mostrada na Figura 53. A proposta consiste basicamente em assegurar que a válvula se movimente suavemente até que o erro (SP-PV) esteja próximo de zero; e é nesse momento que um sinal contrário ao movimento da válvula é aplicado para manter o erro próximo de zero.

O ciclo limite produzido pelo *stiction* é mostrado através do gráfico OP-PV na Figura 55, onde é representado pela sequência de pontos (A, B, C, D). Nesta mesma figura a sequência dos movimentos do método proposto é representado pelos pontos (E, F, G, H, I, J, K).

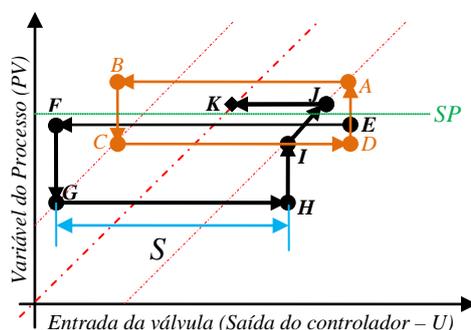


Figura 55 – Comportamento do sinal de compensação $u_f(t)$

O sinal de compensação $u_i(t)$ necessário para produzir o comportamento mostrado na Figura 55 é dado por:

$$u_i(t) = \begin{cases} u_c(t_1) + \alpha S \left(1 - \frac{(t-t_1)}{kT_p}\right) \left(\text{sign}\left(\frac{du_{cf}}{dt}\right)\right) & t_1 \leq t < t_2 \\ u_c(t_1) + \frac{\alpha S}{2} \left(\text{sign}\left(\frac{du_{cf}}{dt}\right)\right); & t \geq t_2 \end{cases} \quad (5.14)$$

onde u_c é a saída do controlador, u_{cf} é a saída do controlador filtrado, T_p é o período de oscilação, α é um número real maior que um, S é a parte estática da válvula (banda morta +J) e t_1 , t_2 , e k são parâmetros apresentados posteriormente junto com o algoritmo. O sinal de compensação $u_i(t)$ (equação (5.14)) é representada na Figura 56, e a sequência de passos é:

- No instante t_1 um sinal contrário ao movimento da válvula é aplicado, representado pelo segmento EF .

- Desde t_1 até t_2 (segmentos FG , GH , HI e IJ) o sinal de compensação u_i é decrementado com uma inclinação dada por k , escolhida de forma a ser suficiente para a válvula manter o movimento e não agarrar. Quando $u_i(t)$ ultrapassa S (segmento GH , a válvula salta desde o ponto H até I para depois se movimentando suavemente (segmento IJ).
- Quando a condição $|e_f| < \varphi$ é satisfeita, o instante t_2 é definido e o sinal de freio é aplicado. Este movimento é representado pelo segmento JK .

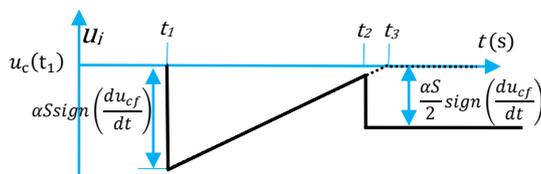


Figura 56 – Sinal de compensação $u_f(t)$

A sequência descrita acima deve ser aplicada seguindo algumas condições de forma a torná-la efetiva. Para facilitar o entendimento das condições uma máquina de estados mostrada na Figura 57 é usada. Estas condições são detalhadas a seguir:

- O algoritmo aguarda no estado S_0 a mudança de direção de $u_{cf}(t)$ definindo o instante t_0 , e logo muda para o estado S_1 .
- No estado S_1 , um valor δ próximo a zero é usado para indicar que o erro está próximo de zero ($|e_f| < \delta$), sendo a condição satisfeita o estado S_2 é alcançado. Caso a condição $|e_f| < \delta$ não seja satisfeita durante um intervalo de tempo $\Delta t_1 = t - t_0$, o algoritmo retorna para o estado S_0 . Um valor razoável para Δt_1 é $\Delta t_1 = T_p/2$. As transições dos estados de S_0 para S_1 e de S_1 para S_2 são necessárias para tornar o método robusto aos ruídos.
- O instante t_1 é definido na transição de S_1 para S_2 , sendo que no estado S_2 o sinal $u_i(t)$, correspondente ao intervalo entre t_1 e t_2 ($t_1 \leq t < t_2$), é aplicado de acordo com a equação (5.14) (Figura 56).
- Quando a válvula se movimenta suavemente e o erro está em torno de zero, o estado S_3 é alcançado e o sinal $u_i(t)$, correspondente a $t \geq t_2$, é aplicado de acordo com a equação (5.14).
- Caso o algoritmo não tenha sucesso, o algoritmo retornará ao estado S_0 com o controlador PI assumindo o controle do processo. Assumindo que o controlador PI está configurado para efetuar o seguimento de $u(t)$ durante

a compensação, $u_c(t3) = u_i(t3)$, o retorno do controle pelo PID não provocará maiores perturbações (Figura 53).

A banda morta no controlador PI é usada para evitar que o processo oscile novamente devido a pequenos erros que podem ser desconsiderados.

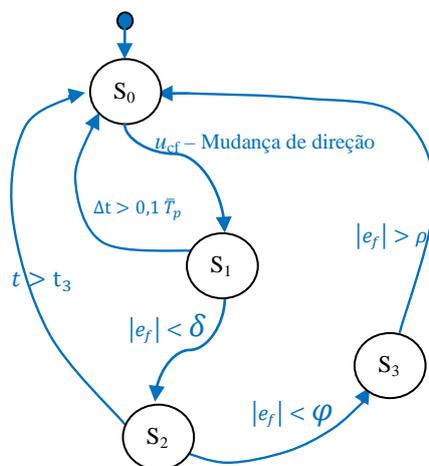


Figura 57 – Máquina de estados do método proposto

5.3.1 Escolha dos parâmetros

Nesta seção será discutida a escolha dos parâmetros para o compensador proposto. O valor de αS deve ser suficientemente grande para assegurar a mudança da direção do movimento da válvula. Para alterar a direção do movimento da válvula o sinal de controle deverá ter uma variação em sentido contrário maior que S , sendo assim α deve ser maior que 1 e a amplitude de oscilação do sinal de controle pode ser usada como uma aproximação para S . Como S varia para diferentes posições da válvula (Figura 10), pode-se escolher o máximo valor para S , que é adequado para qualquer ponto de operação.

O parâmetro δ é usado para estabelecer o limite para o que se considera o erro igual a zero. Este valor é aproximadamente igual à magnitude do ruído da PV.

O parâmetro ρ é a medida de variabilidade permitida da PV e é considerada como a banda morta do controlador. Este parâmetro deve ser escolhido de forma que o desempenho da malha seja melhor que o desempenho sem compensador.

O parâmetro k define a taxa de variação de u_i e é escolhido de forma a manter o movimento suave após o salto (*slip jump*). Este parâmetro está relacionado à constante de tempo da válvula de controle: para válvulas mais rápidas k deve ser maior. As simulações e

testes mostraram que para válvulas de controle de até 4", com constantes de tempo menores a 5s, $k=0,5$ assegura um movimento suave.

O parâmetro φ merece atenção especial, uma vez que define o instante t_2 em que o sinal de freio é aplicado. A amplitude deste sinal é $S/2$, que é grande o suficiente para parar o movimento, sem causar sua reversão. Obviamente a estratégia não é efetiva se a dinâmica de PV difere muito da dinâmica da válvula. No entanto, este não é o caso das malhas de vazão e de muitas malhas de pressão, permitindo a aplicação desta técnica proposta de compensação em diferentes malhas de controle. O parâmetro φ pode ser escolhido igual a δ para malhas de vazão, desde que as dinâmicas da vazão e da válvula de controle são similares.

5.3.2 Exemplo de simulação

O mesmo exemplo apresentado na seção 5.2 é avaliado para a escolha de parâmetros do método de compensação proposto nesta seção. Como foi explicado, αS deve ser maior que S , assim é usado um valor de α igual a 1,2S.

Neste exemplo a amplitude do sinal do ruído é aproximadamente igual a 1%; entretanto este é mitigado com o uso de um filtro passa baixo e assim escolhendo $\delta = \varphi = 0,3$. A variabilidade da PV é aproximadamente igual a 0,6%, desta forma foi escolhido $\rho = 0,7$.

Os resultados simulados do método proposto podem ser observados na Figura 58. O tempo de amostragem usado no algoritmo de compensação foi de 100 ms. No instante $t=400$ s o compensador proposto é ativado podendo-se observar que antes da compensação a PV oscila devido à presença do *stiction*. O sinal de compensação é efetivamente aplicado em $t=408$ s quando $e_f < \delta$. Depois do pulso para reverter o movimento da válvula a amplitude do sinal de compensação decresce gradualmente. A válvula salta para depois movimentar-se suavemente, e quando $e_f < \varphi$ o sinal de freio é aplicado. A seguir, o controlador PI assume novamente o controle com uma banda morta igual a ρ . Os parâmetros usados para ajustar o compensador se encontram na Tabela 6.

Tabela 6 – Parâmetros usados para o ajuste do compensador proposto

Parâmetro	Valor
A	1,2S
δ	0,3%
P	0,7%
K	0,5
φ	0,3%

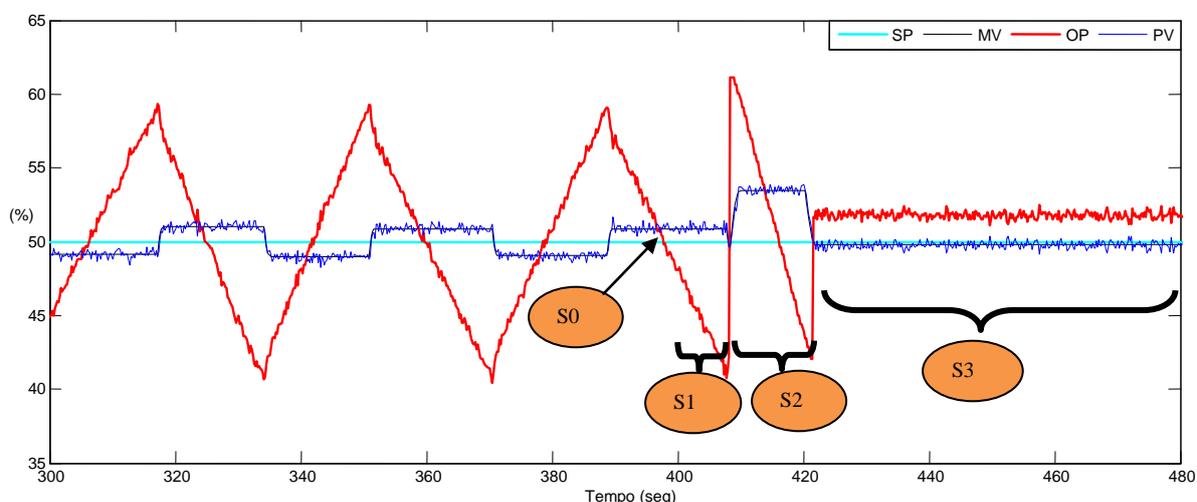


Figura 58 – Estados do compensador proposto no exemplo de simulação

5.3.3 Aplicação do método proposto na planta piloto

Nesta seção, o método de compensação proposto é avaliado usando a planta piloto mostrada na seção 2.3. Os testes são feitos na malha de vazão e os parâmetros usados nesta aplicação são $\alpha = 1,2S$, $S=16$, $\delta = 0,3$, $\rho = 1$, $k=0,5$ e $\varphi = 1,4$. Mudanças de SP e perturbações foram incluídas nestes testes de forma a avaliar a habilidade do método proposto para corrigir os erros provocados nestas situações. A sintonia do controlador PI foi feita usando o método IMC considerando $\lambda = 2\tau$.

A primeira compensação foi aplicada em $t=70s$ com $SP=30$ e rapidamente leva e mantém PV próximo a 30%. A velocidade da bomba é incrementada em 5% no instante $t=123s$, fazendo o controlador PI reassumir o controle, mas com a volta das oscilações. O compensador foi reativado em $t=131s$, e no instante $t=150s$ faz convergir PV para o SP, mas agora com um novo valor em estado permanente para $u(t)$ (OPss). Em $t=182,2s$ e em $t=249,5s$ SP foi mudado para 50% e 40% respectivamente. Em ambos os casos o compensador foi bem sucedido. Finalmente, um novo distúrbio foi provocado incrementando a velocidade da

bomba em mais 5% em $t=300$ s, e o compensador mais uma vez foi capaz de fazer convergir a PV para o SP. Nestes testes a válvula de controle se movimentou em diferentes pontos de operação, com diferentes valores para o *stiction* (Figura 10). O mesmo valor de S foi usado para todas as compensações descritas anteriormente, uma vez que αS seja grande o suficiente para garantir a mudança da direção do movimento da válvula.

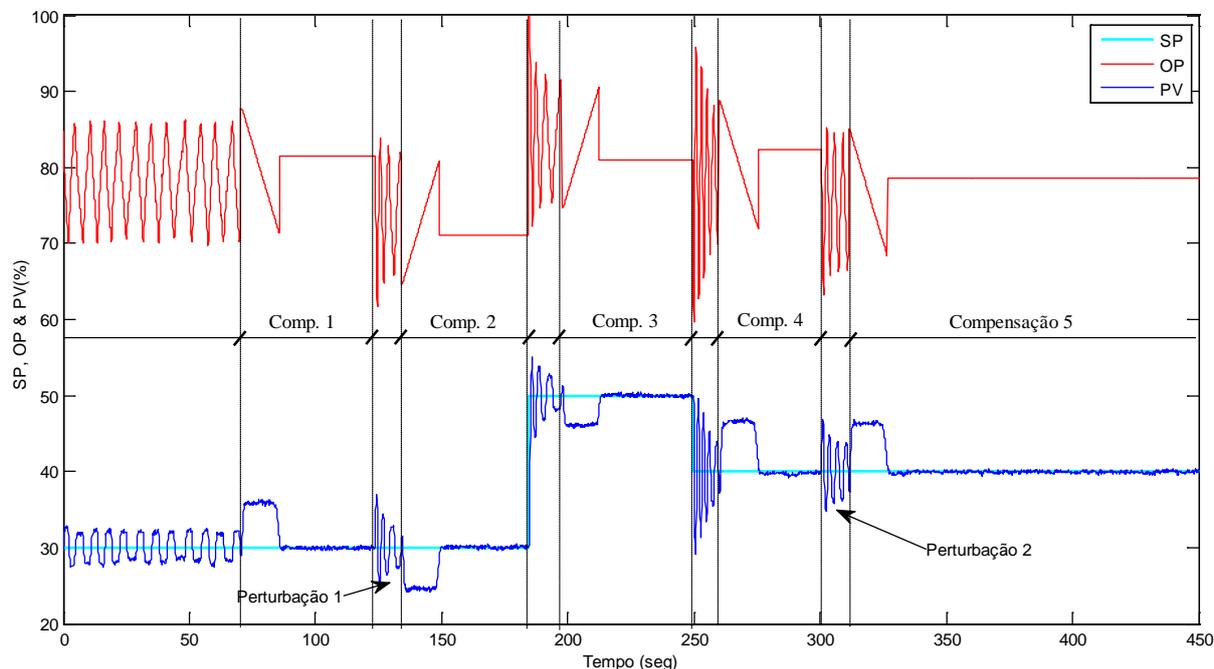


Figura 59 – Resultados do método de compensação do *Stiction* na planta piloto

Um atraso de 3s foi introduzido entre a violação da condição $|e_f| < \rho$ (estado S3) e a ativação do compensador, caso que acontece após as mudanças do SP e as perturbações. O atraso foi inserido para devolver o controle ao controlador PI de forma que a malha de controle esteja em situação de oscilação normal, isto tem mostrado produzir bons resultados nos testes da planta piloto. Este tempo de atraso pode ser observado na Figura 59.

O instante da aplicação do sinal de freio é baseado na medida da PV e não numa informação em malha aberta. Esta característica torna este algoritmo mais robusto frente a pequenas perturbações que podem acontecer durante o procedimento da compensação.

5.4 Método III

Embora os métodos I e II reúnam as características desejadas e apresentadas na Tabela 5, o método I é susceptível a perturbações, pois precisa fazer os primeiros movimentos em malha aberta. O método II é restrito a processos com a dinâmica similar à dinâmica da válvula. Nesta seção é apresentado um novo método para superar as desvantagens dos métodos I e II.

5.4.1 Análises dos métodos não baseados em modelos

Os métodos *knocker* e CR são simples de ser implementados, mas não melhoram a variabilidade no movimento da haste da válvula. As aplicações dos métodos *knocker* e CR são mostradas na Figura 60 e Figura 61, respectivamente. Os parâmetros da válvula simulada são mostrados na Tabela 1 com $F_C=320$ N, $F_S=533$ N e $F_V=5000$ N.

O processo usado nas simulações e o controlador PI são representados nas equações (5.15) e (5.16), respectivamente.

$$G(s) = \frac{1}{s+1} e^{-0,1s} \quad (5.15)$$

$$G_c(s) = K_c \left(1 + \frac{1}{T_i s}\right) \quad (5.16)$$

com $K_c=1,74$ e $T_i=1,14$ s. Observando os resultados mostrados na Figura 60, usando os parâmetros $h_k=0,5$ s, $\tau=0,2$ s e $a=0,9$ S/2, pode-se notar que o erro (SP-PV) decresce, mas produz uma grande variabilidade no movimento da haste da válvula. Desde que exista algum erro, a ação integral do controlador PI provocará a continuidade das oscilações, embora estas tenham menor amplitude que as oscilações sem compensador. O valor de a foi escolhido de acordo com Srinivasan (2005), o qual é maior que o proposto originalmente.

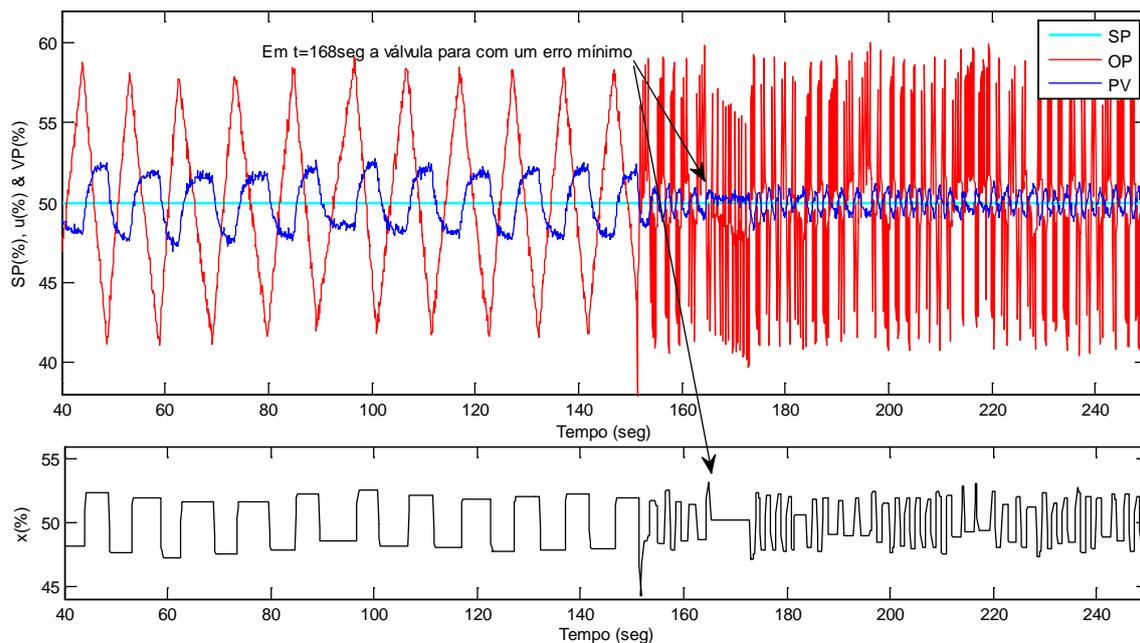


Figura 60 – Resultados de simulação usando o método *knocker*

O compensador CR foi aplicado ao mesmo sistema usado no caso anterior e os resultados são mostrados na Figura 61. O erro também é reduzido ao custo do aumento da variabilidade do movimento da válvula. Entretanto os resultados usando o CR mostram uma maior variabilidade na válvula que no uso do *knocker*. Este resultado é devido à maior amplitude e a duração dos pulsos que são adicionados ao controlador PI. A variabilidade na haste da válvula usada nos métodos acima mencionado não é relatada só para casos de simulação, o mesmo efeito foi observado em Srinivasan (2005) usando o *knocker* em plantas reais, assim como também é mostrado na planta piloto de vazão usada neste trabalho.

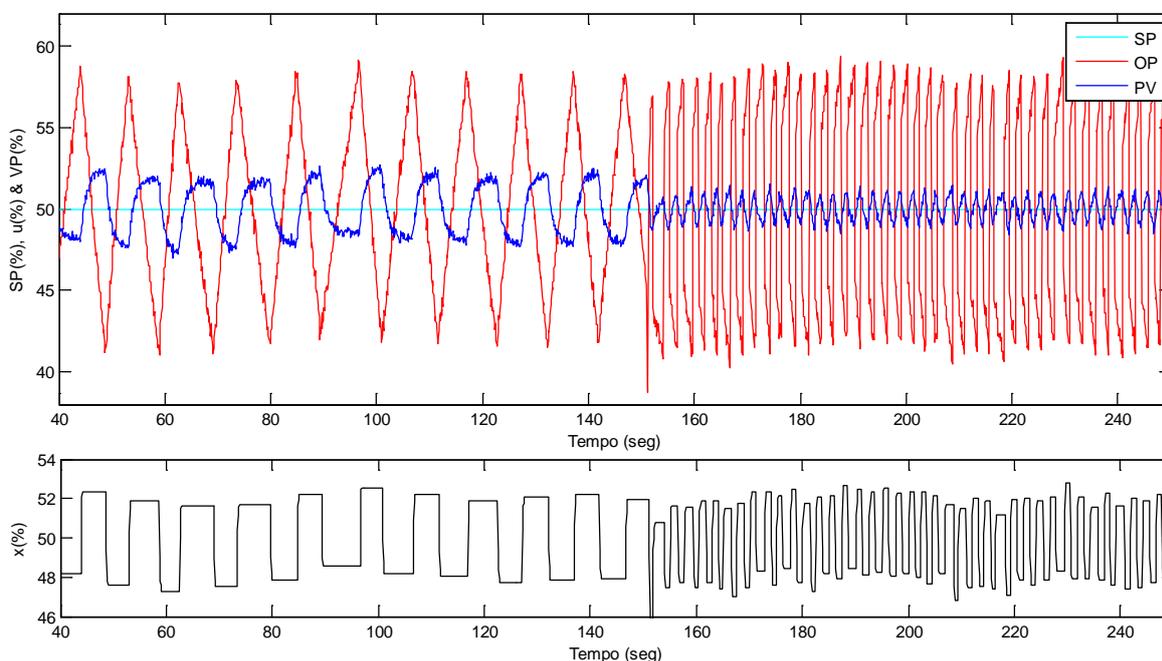


Figura 61 – Resultados de simulação usando o método CR

5.4.2 Método proposto

Nesta seção, a análise da seção prévia será usada para propor um novo método que reúna todas as características da Tabela 5. A essência do método reside no fato de que depois da aplicação do compensador *knocker* ou CR, o erro é minimizado e se não houver distúrbios ou mudanças de SP, os pulsos de compensação não seriam mais necessários. Naturalmente que quando estas condições não são cumpridas, os pulsos de compensação devem ser retomados.

As questões colocadas são: 1) como se podem detectar essas condições? 2) a válvula de controle permanece na posição desejada quando os pulsos cessam?. A primeira pergunta incorpora um problema comum dos algoritmos de otimização, ou seja, quando a função objetivo é alcançada. No nosso caso, o erro mínimo é procurado e as derivadas do erro filtrado podem ser usadas para detectar esta situação. Caso a máxima derivada do erro filtrado for menor que um valor limiar durante um determinado intervalo de tempo, é considerado que o erro mínimo foi encontrado e que os pulsos de compensação podem parar. Para responder a segunda pergunta, a amplitude dos pulsos deve ser considerada. Um único pulso de amplitude considerável pode fazer a válvula se movimentar o suficiente para incrementar o erro. Uma observação mais atenta nas Figura 60 e Figura 61 permite concluir que o *knocker* é menos agressivo que o CR e que vários pulsos são necessários para movimentar a válvula. Para o caso do *knocker*, na Figura 60, os pulsos de compensação iniciam no instante $t=150s$, e em $t=168s$ a haste da válvula para durante alguns segundos. Isto ilustra a situação onde os pulsos cessam e o erro poderia ser mantido minimizado.

Com base nos argumentos acima comentados, o algoritmo descrito na Figura 62 é proposto. Assume-se que a oscilação foi detectada, o seu período de oscilação foi medido e a causa detectada foi o *stiction*.

O mínimo erro que pode ser alcançado usando o método *knocker* é desconhecido, mas uma estimativa para a máxima derivada tolerável do erro filtrado (δ_1) é simples de se obter. Este limite pode ser obtido aplicando o *knocker* e considerando o valor máximo da derivada do erro filtrado como δ_1 . O intervalo de tempo T_P é relacionado com o período h_k do *knocker*, assim $T_P=4h_k$, desta forma o algoritmo aguarda 4 pulsos completos para confirmar que a derivada não exceda o limite (δ_1). O limite para o erro (δ_2) é mais complicado de se obter, desde que este depende da dinâmica da PV e do nível do ruído. Entretanto uma forma prática é considerar o limite para o erro (δ_2) como o máximo erro obtido usando o *knocker* até

antes da desabilitação do controlador PID. Quando o controlador PID é desabilitado, sua saída permanece constante, e isso provoca uma pausa nos pulsos de compensação, conforme pode ser confirmado na equação (5.4). Com o objetivo de melhorar o funcionamento do algoritmo frente aos ruídos foi incrementada a condição $|e| < \delta_2$ durante $4T_s$ para que os transitórios não reiniciem desnecessariamente o processo de compensação. O filtro para o erro não é crítico, a frequência de corte do filtro passa baixas foi escolhida como duas vezes a frequência de oscilação.

Na ausência de mudanças de SP e distúrbios, a saída do controlador pode permanecer constante com o erro minimizado. Entretanto caso se produzam mudanças de SP ou distúrbios o erro se incrementará e quando for maior que δ_2 , a ação do controlador PID é habilitada, e como consequência os pulsos são reiniciados.

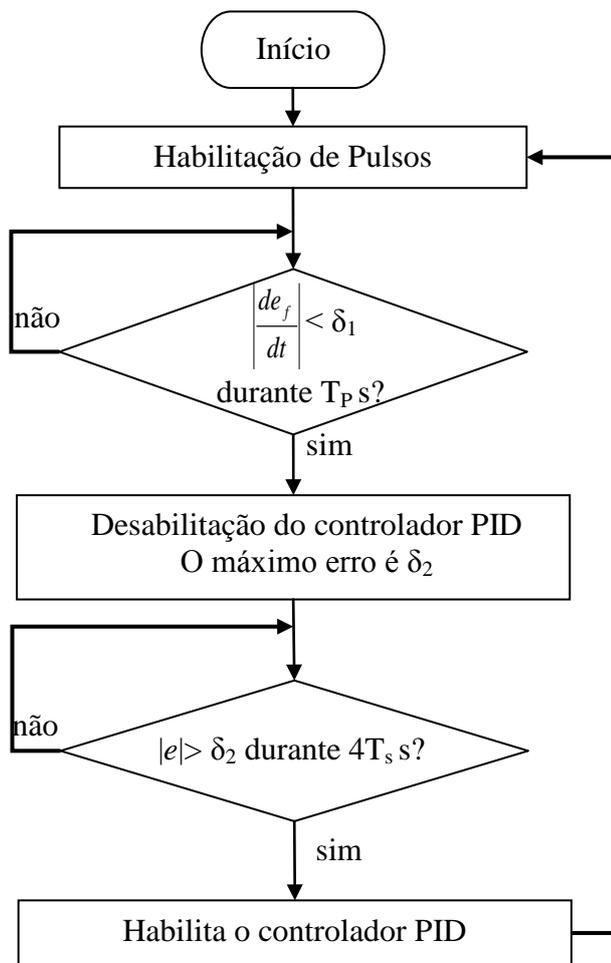


Figura 62 – Diagrama de fluxo do método proposto 3

A estrutura da implementação do compensador proposto é mostrada na Figura 63 que compreende a equação (5.4) e o algoritmo mostrado na Figura 62. O compensador usa o erro e o sinal do controlador para produzir os pulsos e a habilitação do controlador PID.

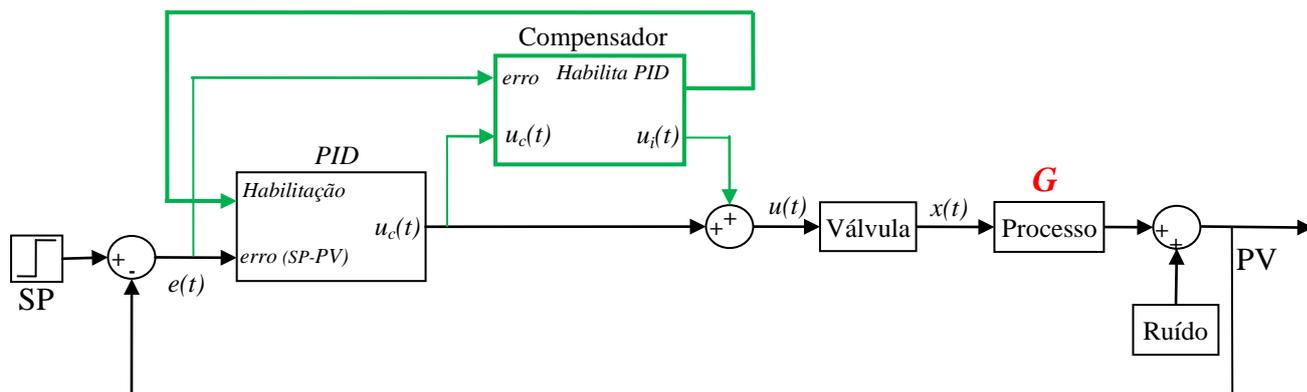


Figura 63 – Diagrama de blocos do compensador proposto

5.4.3 Resultados de Simulação

O desempenho do compensador proposto foi medido usando dois índices: o número de reversões da válvula (VR) para avaliar a variabilidade da haste da válvula e a Integral Absoluta do Erro (IAE) para avaliar o desempenho da malha de controle. O índice VR é dado por

$$VR = \begin{cases} 0; & k = 1 \\ VR + 1; \text{if } W(k) \neq W(k-1) & e \quad k = 2, \dots, N \\ VR; & \text{others} \end{cases} \quad (5.17)$$

onde $W = \text{sign}(x_f(k) - x_f(k-1))$ for $k = 2, 3, \dots, N$) representa a direção de x_f , que é o sinal filtrado da posição da válvula e N é o tamanho dos dados considerados.

O IAE é calculado usando

$$IAE = \frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} |e(t)| dt \quad (5.19)$$

onde $T_2 - T_1$ é o intervalo de tempo considerado.

Os parâmetros do modelo da válvula usado são mostrados na Tabela 1, o processo é dado pela equação (5.15) e o controlador pela equação (5.16). Os parâmetros do *stiction* F_c e F_s foram escolhidos para obter $S=12$ e $J=4$. Os parâmetros do *knocker* foram mantidos iguais aos usados na seção 5.4.1. Os resultados de simulação são mostrados na Figura 64, onde se observa que até o instante $t=150s$ a malha se encontra oscilando, logo após o *knocker* é ativado até o instante $t=250s$, quando só o controlador PI atua. No instante $t=300s$ o

compensador proposto é habilitado e permanece assim até o final da simulação. Os índices de desempenho podem ser avaliados nesta simulação para controladores PI, *knocker* mais o controlador PI e para o compensador proposto, usando janelas de tempo de 100s. O painel inferior da Figura 64 mostra a posição da válvula, onde se pode observar uma rápida convergência para uma posição que leva a uma minimização do erro, isto usando o método proposto (Figura 65).

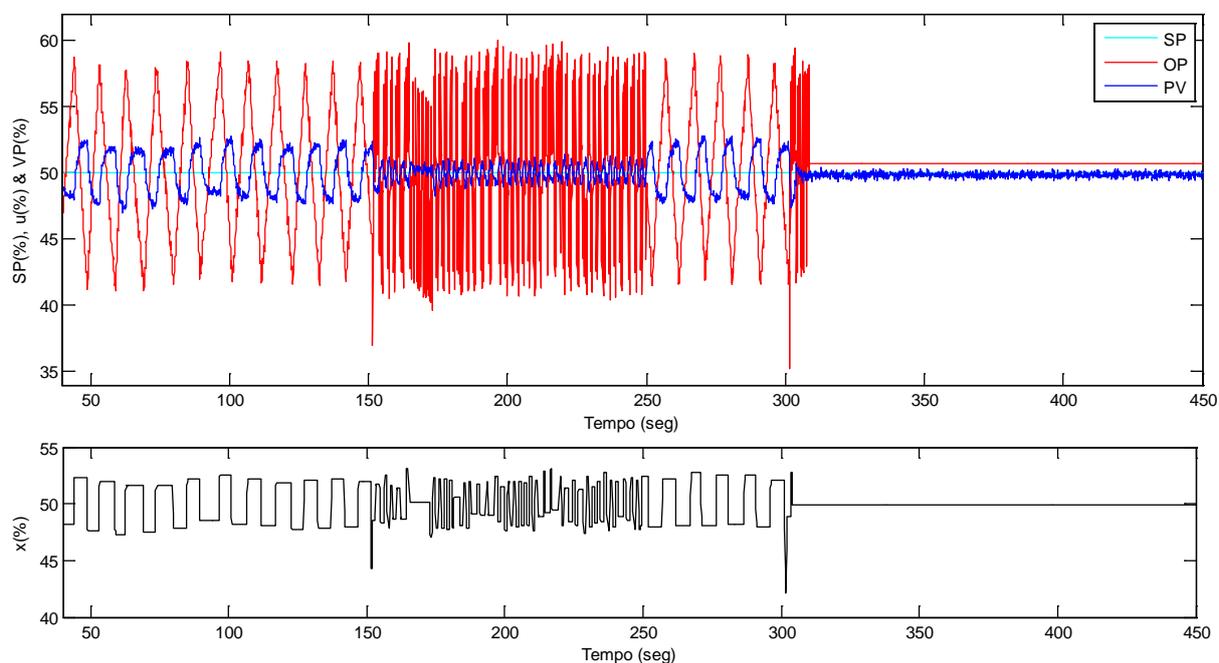


Figura 64 – Resultados de simulação

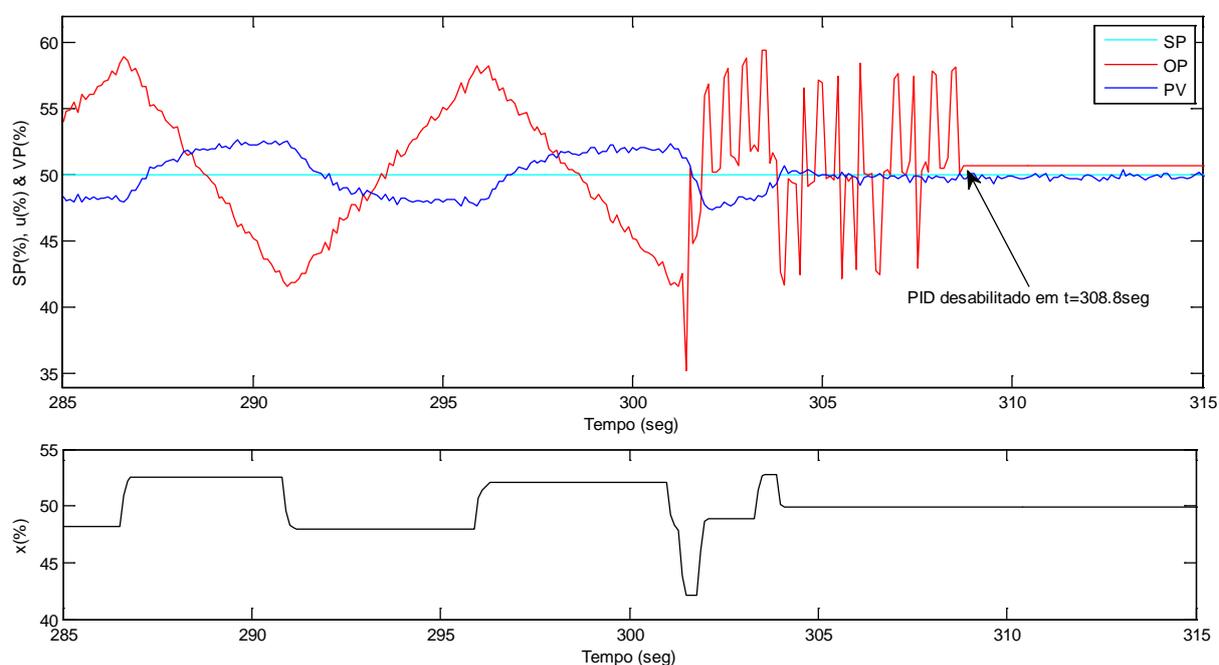


Figura 65 – Detalhes dos resultados de simulação da Figura 64

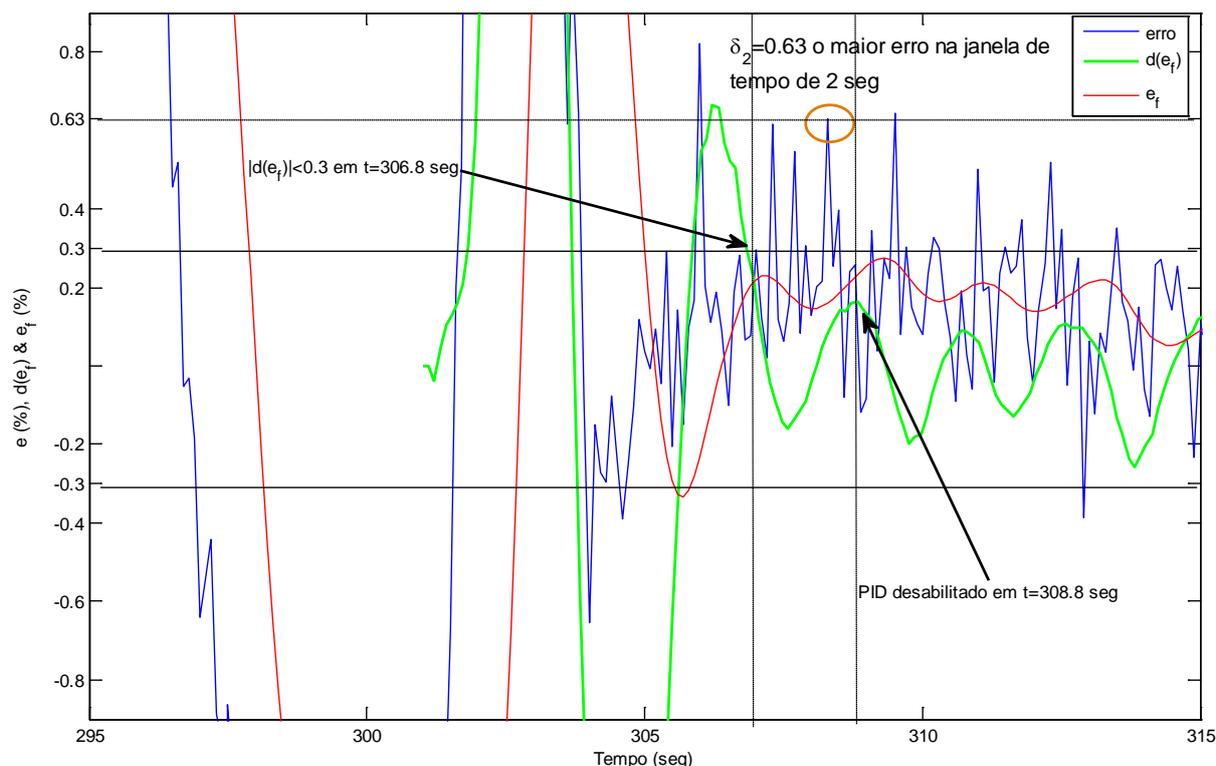


Figura 66 – Detalhes do erro, erro filtrado e a derivada do erro (relacionados à Figura 65)

A máxima derivada tolerável do erro filtrado (δ_1) escolhida foi 0,3, $T_p = 4h_k = 2s$ e $4T_s = 0,2s$, de forma que o erro deve ser maior que δ_2 durante 0,2s para que o compensador seja reinicializado. O algoritmo estimou $\delta_2 = 0,63$, sendo o máximo erro na janela de tempo entre 306,8s e 308,8s (Figura 66). Quando os pulsos do compensador cessam a posição da haste da válvula fica constante (Figura 65 painel inferior), de forma que as variações da PV vêm unicamente do ruído.

A simulação acima mencionada foi repetida três vezes para cada valor de J, considerando sempre $S=12$. Os resultados das médias são apresentados na Tabela 7 onde o *knocker* apresentou melhor IAE que o controlador PI, entretanto como era o esperado com incrementos substanciais no índice VR. Para todas as situações o método proposto apresentou melhores resultados para ambos os índices.

O compensador proposto pode lidar com as mudanças de SP e distúrbios. A simulação acima mencionada foi também realizada para mudanças de SP e distúrbios, mantendo os mesmos parâmetros de simulação e com J fixo igual a 4%, os resultados são mostrados na Figura 67. A cada mudança de SP o erro se incrementa e o compensador é reinicializado; um distúrbio foi provocado no instante $t=250s$ e teve o mesmo efeito; mas todos os incrementos do erro foram rapidamente corrigidos pelo compensador.

Tabela 7 – Comparação dos índices de desempenho

J	<i>Só PI</i>		<i>Knocker</i>		<i>Método Proposto</i>	
	IAE (%)	VR	IAE (%)	VR	IAE (%)	VR
3	1,16	15	0,407	57	0,27	18
3,5	1,28	17	0,393	48	0,213	5,66
4	1,48	19	0,53	86,66	0,213	5,66
4,5	1,63	21	0,467	56,67	0,28	18
5	1,78	23	0,347	32,33	0,3	10,33
5,5	1,94	25	0,433	43	0,237	12,33
6	2	26	0,523	44	0,347	1,66

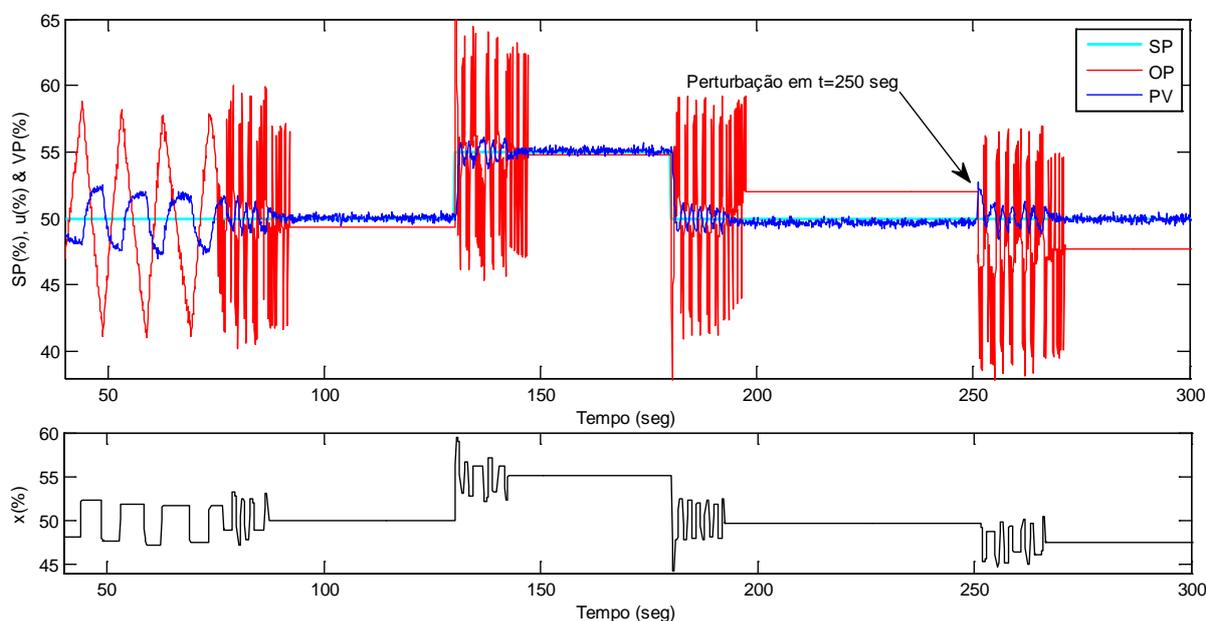


Figura 67 – Simulação para mudanças de SP e distúrbios

5.4.4 Aplicação na planta piloto

O método III foi também aplicado na malha de controle de vazão (Figura 9). A função de transferência obtida foi

$$G(s) = \frac{1}{0,6s + 1} e^{-0,05s} \quad (5.19)$$

o controlador PI usado foi

$$G_c(s) = 1,3 \left(1 + \frac{1}{0,62s} \right) \quad (5.20)$$

A fim de comparar o desempenho do processo usando somente o controlador PI com o *knocker* e o método proposto, três testes foram realizados na planta piloto, com um tempo de amostragem de 0,1s.

Em todos os três testes o SP inicial foi de 45%, e no instante $t=100s$ o SP mudou para 50%, em $t=150s$ uma perturbação foi aplicado mudando a velocidade da bomba de 60% para 65% e finalmente em $t=200s$ o SP novamente voltou para 45%. Em todos os três casos os índices IAE e VR foram medidos desde $t=20s$ até $t=300s$.

Os resultados usando só o controlador PI são mostrados na Figura 68, onde se observa que as oscilações estão sempre presentes com um alto índice IAE (Tabela 8).

O resultado conjunto do controlador PI e do *Knocker* é mostrado na Figura 69. O *Knocker* é ativado em $t=50s$ com os parâmetros $h_k=0,6s$, $\tau=0,3s$ e $a=7\%$. É possível observar que a ação conjunta do controlador PI e do *Knocker* tende a manter a válvula em movimento, produzindo variações na PV. Esta ação conjunta decrementa o índice IAE em relação à ação simples do controlador PI com o custo de incrementar a variabilidade da válvula. Finalmente, o resultado do compensador proposto é mostrado na Figura 70 com $TP=4s$ e $\delta_1=0,4$. A compensação foi habilitada no instante $t=50s$, e os detalhes da ação do método proposto podem ser observados na Figura 71, onde se pode observar que após o instante $t=60s$ a derivada do erro permanece menor que δ_1 , de forma que no instante $t=64s$ o controlador PI é desabilitado. Na janela de tempo entre $t=60s$ e $t=64$ o máximo erro foi de 0,4% e o valor de δ_2 foi definido como $1,2*0,4=0,48$. Após o instante $t=64s$, o controlador PI e o compensador permanecem inativos até que no instante $t=100s$ o SP muda. Pode-se ver que em todos os casos onde o SP muda ou quando aparece algum distúrbio o comportamento é bastante similar. Isto evidencia ganhos introduzidos pelo método proposto, claramente mostrados na Tabela 8. O índice IAE esperado usando o método proposto é similar ao do *knocker*, mas o índice VR é bastante menor usando o novo método, mesmo sendo maior que usando só o PI. Entretanto, o incremento do índice VR provém do instante em que o *knocker* é ativado, num caso sem mudanças de SP nem distúrbios, ao longo do tempo o índice VR usando o novo

método seria melhor ao do controlador PI. Para quando se espere reduzir o IAE sem o peso da alta variabilidade na haste da válvula, o método proposto é o melhor candidato.

Tabela 8 – Comparação dos índices de desempenho na planta piloto

Índice	Só PI	knocker	Compensador Proposto
IAE (%)	0,92	0,31	0,3
VR	45	454	78

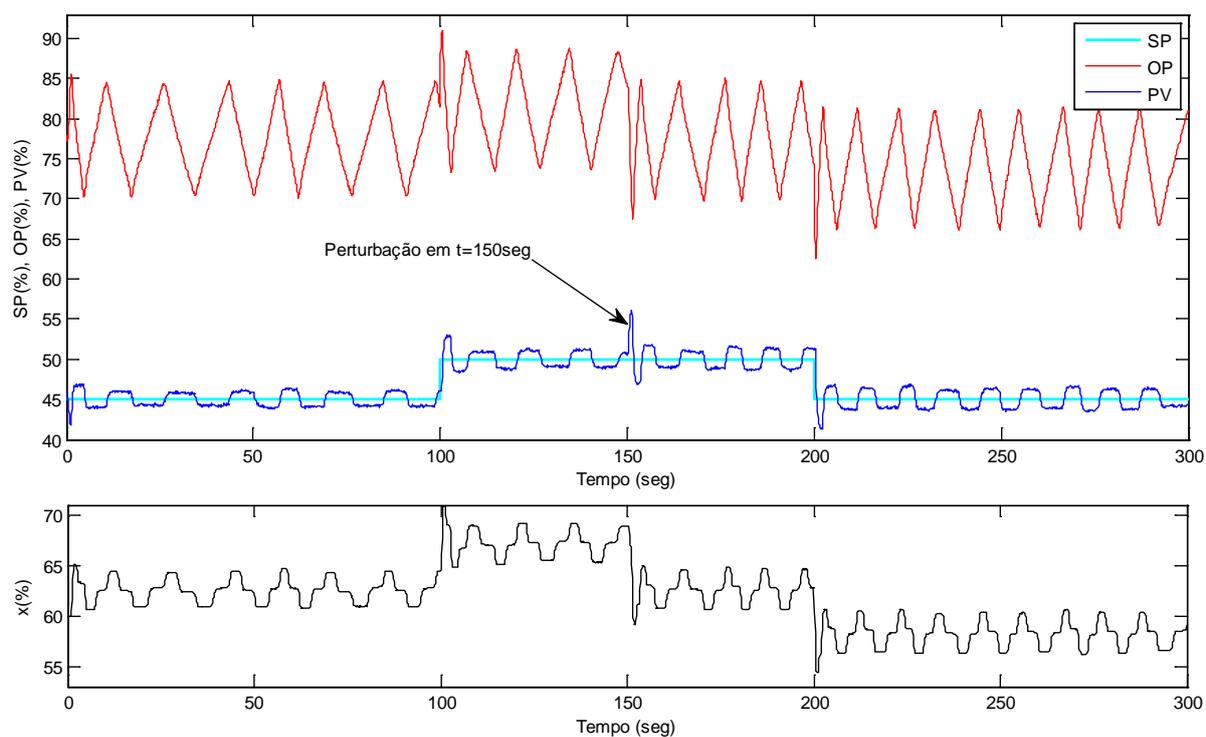


Figura 68 - Controlador PI aplicado à planta piloto

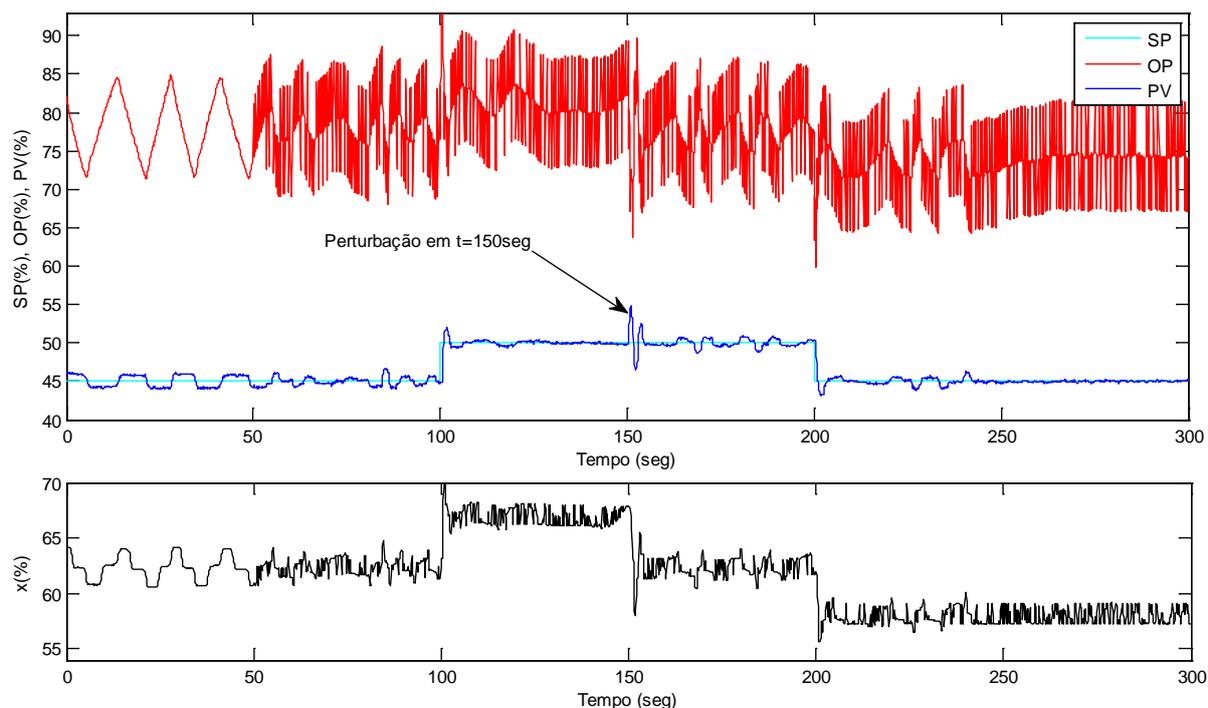


Figura 69 – *knocker* aplicado à planta piloto

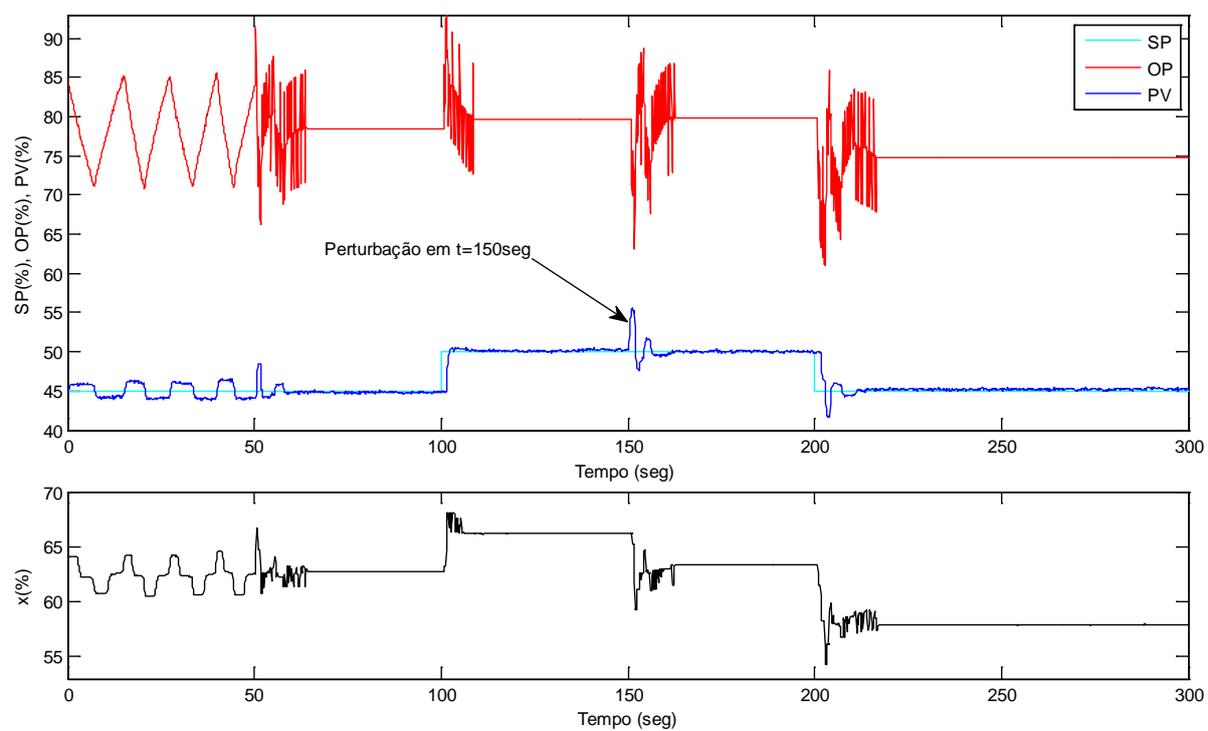


Figura 70 – Método proposto aplicado à planta piloto

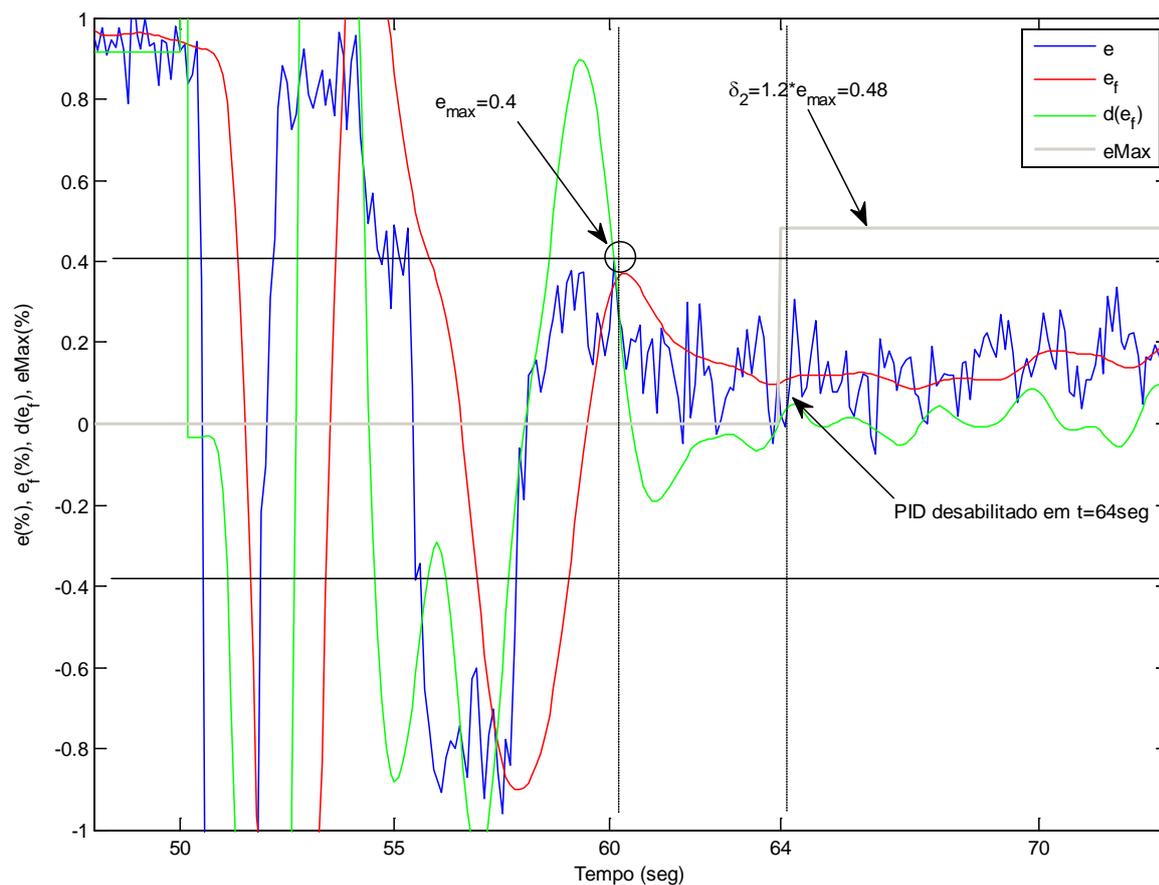


Figura 71 – Detalhes do erro, erro filtrado e da derivada do erro (relacionados à Figura 70)

5.5 Conclusões

Neste capítulo, foram propostos 3 métodos de compensação do *stiction*. O primeiro método surge da motivação para corrigir uma desvantagem do método *Two-move* que é a necessidade do conhecimento da saída do controlador em estado permanente que melhora o desempenho da PV, sendo proposta uma solução incrementando dois movimentos de forma a estimar o ganho do processo no próprio procedimento de compensação.

O método II é mais robusto a distúrbios, desde que a aplicação do sinal de compensação é fundamentada na medida da PV. O método se baseia na adição de um sinal ao do controlador existente de modo a vencer os atritos presentes, reduzir gradualmente sua ação e não atuar enquanto o erro na variável do processo seja considerado pequeno. Este método se destaca por não necessitar da informação do ganho do processo e ser aplicável a quaisquer

valores de J e S. Entretanto, a segunda proposta de compensação requer que o processo e a válvula de controle tenham uma dinâmica similar.

O método III surge da análise das vantagens e desvantagens dos métodos presentes na literatura, indicando-se as características desejadas e necessárias para a proposta de um novo método. Observou-se que o método *knocker* reúne as características desejadas, entretanto com a desvantagem do incremento da variabilidade na haste da válvula, mas com a característica melhorar o desempenho da PV. Desta forma a nova proposta é baseada na abordagem do método *knocker*, mas com um nível de supervisão do erro para interagir com o controlador PID. O resultado é uma estratégia que melhora o índice de desempenho IAE e as reversões da válvula. O método requer poucos parâmetros e pode ser aplicado a uma grande variedade de processos.

A aplicação dos métodos propostos é ilustrada através de simulações usando um modelo analítico de Karnopp para representar o comportamento da válvula afetada pelo *stiction*. Os métodos II e III foram aplicados também a uma malha de vazão de uma planta piloto, em cujos testes foram inseridas mudanças de SP e distúrbios para avaliar a capacidade dos métodos em diferentes pontos de operação. Os resultados mostraram que os métodos são adequados para este tipo de situação.

Capítulo 6: Conclusões e proposta de continuidade

O método proposto de quantificação do *stiction* atende uma parte significativa dos casos presentes nas malhas de controle na indústria. Este método é mais simples do que os outros métodos existentes na literatura, e sua execução não requer um grande esforço computacional. A quantificação de S não requer o conhecimento do modelo da planta. Já para a quantificação do J é necessário o conhecimento do processo e do controlador. Entretanto, para casos onde esta informação não seja disponível uma metodologia para estimar o efeito de J é proposta baseada nos dados usados para estimar S.

Para que o método de quantificação de S proposto possa ser aplicado, é necessário identificar a forma de paralelogramo do gráfico OP-PV. Neste trabalho este padrão é identificado a partir dos histogramas usados para a escolha dos pontos significativos e para a estimativa do efeito de J.

Três novos métodos de compensação do *stiction* foram propostos com o objetivo de reduzir a variabilidade da PV e do movimento da haste da válvula, requerendo apenas o conhecimento de S para sua implementação. Os métodos fazem a variável de processo tender para a referência após um tempo finito. Havendo perturbações ou variação na referência, a compensação é novamente aplicada. O método I é mais susceptível a perturbações durante a compensação, sendo aplicável a qualquer processo estável. O método II é mais robusto a perturbações, pois a variável de processo é usada para decidir o momento em que um sinal de freio é aplicado. Entretanto, este método se aplica a processos nos quais a variável de processo tem dinâmica similar a da válvula de controle. O método III não tem as restrições dos métodos anteriores, sendo aplicável a malhas de controle estáveis ou instáveis, na presença de perturbações ou variações da referência.

Todos os métodos foram validados através de simulações e da aplicação a uma planta piloto, permitindo evidenciar suas características.

Este trabalho admite muitas possibilidades de continuidade para quantificação e compensação do *stiction*, mas destacamos as que seguem:

- Aplicar o método de quantificação a uma maior quantidade de casos da indústria.
- Aplicar os métodos de compensação na indústria, implementando em CLP.

- Avaliar tempos de amostragem nos métodos de compensação.
- Aprofundar a pesquisa de métodos de modelagem para melhorar o método de quantificação de S e J proposto.
- Aprofundar a pesquisa sobre o uso de estatísticas de alta ordem para detecção de não linearidades e eventualmente identificação não paramétrica.
- Propor um método de compensação para casos onde as malhas de vazão funcionam como malhas escravas nos processos industriais. A dificuldade para este caso comum é que o SP é dinâmico, sendo assim uma posição nova da válvula é requerida a cada certo momento.

Referências

- Astrom, K. J., & Hagglund, T. (2006). Advanced PID control. Research Triangle 522 Park, North Carolina: Instrument Society of America. 523 p. 81.
- Ang, K.H., Chong, G. and Li Y. (2005). PID Control System Analysis, Design, and Technology, IEEE Transactions On Control Systems Technology, vol. 13, no. 4.
- Armstrong B. e Canudas de Wit, C. (1996). Friction modeling and compensation, *The Control Handbook*, W. S. Levine, CRC Press 1996.
- Armstrong-Hélouvry, B.; Dupont P. e De Wit C. (1994). A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. *Automatica*, 30(7):1083-1138.
- Baumann, H.D. (1994) Control Valve Primer – A users guide. Instrument Society of America. USA.
- Chitralkha, S. B.; Shah, S. L. e Prakash J. (2009). Detection and quantification of valve stiction by the method of unknown input estimation. *Journal of Process Control* 206-216.
- Choudhury, M. A. A. S.; Shah, S. L. e Thornhill, N. F. (2004). Diagnosis of poor control loop performance using higher order statistics. *Automatica*, 40(10), 1719–1728.
- Choudhury, M.A.A.S.; Jain, M. e Shah, S.L. (2008a). Stiction-definition, modeling, detection and quantification, *Journal of Process Control*, 18, 232-243.
- Choudhury, M.A.A.S.; Thornhill, N.F. e Shah, S.L (2004). Diagnosis of poor control loop performance using higher order statistics, *Automatica* 40 (10) (2004) 1719–1728.
- Choudhury, M.A.A.S.; Thornhill, N.F. e Shah, S.L (2006). D. Shook, Automatic detection and quantification of stiction in control valves, *Control Engineering Practice* 14 (2006) 1395–1412.
- Choudhury, M.A.A.S.; Thornhill, N.F. e Shah, S.L (2008b). Diagnosis of Process Nonlinearities and Valve Stiction, Data driven approaches. Book Ed. Springer.
- Choudhury, M.A.A.S.; Thornhill, N.F. e Shah, S.L. (2005). Modeling valve *stiction*, *Control Engineering Practice* 13 (2005) 641–658.
- Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S. (2010a). An algorithm for automatic quantification of valve stiction. XVIII Congresso Brasileiro de Automática / 12 a 16 Setembro 2010, Bonito-MS. Pág. 2479-2484.
- Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S. (2010b). Compensação de não linearidades em válvulas de controle. XVIII Congresso Brasileiro de Automática / 12 a 16 Setembro 2010, Bonito-MS. Pág. 3485-3492.

- Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S. (2010c). An Improved Algorithm for Automatic Quantification of Valve Stiction in Flow Control Loops. Industrial Technology (ICIT), 2010 IEEE International Conference on, Viña del Mar - Chile. DOI: 10.1109/ICIT.2010.5472674, Pág. 173 – 178.
- Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S. (2011b). Improved stiction compensation in pneumatic control valves. Computers & Chemical Engineering 2011. Status: Aceito para publicação. DOI: 10.1016/j.compchemeng.2011.09.006.
- Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S. (2011c). A NOVEL NON MODEL BASED APPROACH FOR STICTION COMPENSATION IN CONTROL VALVES. Industrial & Engineering Chemistry Research 2011. Status: Em revisão.
- Cuadros, M. A.; Munaro, C. J.; Munareto, S.; Amaral, R. P. (2011a). Relatório Final: Quantificação e compensação automática do *stiction* em válvulas de controle pneumáticas. FACITEC – Serra.
- Desborough, L., & Miller, R. (2001). Increasing customer value of industrial control performance monitoring—honeywell’s experience. In AIChE symposium series 2001 (Vol. 326, pp. 172–192).
- Entech (1998). Entech control valve dynamic specification (version 3.0).
- Fisher – Emerson Process Management (2011). Dead Band Plus Hysteresis Estimation with ValveLink™ Diagnostics. Product Bulletin 62.1:ValveLink Software(S3) D103549X012.
- Fisher-Rosemont (1999). Control Valve Handbook. Fisher Controls International. Inc. Marshall-town, Iowa, USA.
- Fitzgerald, B. (1995). Control Valves for the Chemical Process Industries. McGraw-Hill, Inc. New York.
- Fitzgibbon, A.; Pilu, M. e Fisher, R. B. (1999). Direct Least Square Fitting of Ellipses. IEEE Transactions on Pattern Analysis and Machine Intelligence, Vol. 21, No. 5, May 1999.
- Garcia, C. (2008). Comparison of friction models applied to a control valve. Control Engineering Practice, 16 (2008) 1231-1243.
- Hägglund, T. (2002). A friction compensator for pneumatic control valves. Journal of Process Control, n.12, p.897-904, 2002.
- Hägglund, T. (2007). Automatic on-lines estimation of backlash in control loops. Journal of Process Control, n.17(2007), p.489-499.
- He, Q. P.; Wang, J.; Pottmann, M., & Qin, S. J. (2007). A curve fitting method for detecting valve *stiction* in oscillating control loops. Industrial and Engineering Chemistry Research, 46(13), 4549–4560.
- Horch A. (2001). Detection of valve *stiction* in integrating process, in: European Control Conference, Porto (Portugal), pp. 1327-1332.

- Horch A. (2007). Chapter 7: Benchmarking Control Loops with Oscillations and Stiction. Book: Process Control Performance Assessment: From Theory to Implementation. Authors: Andrzej W. Ordys, Damien Uduehi, e Michael A. Johnson. Ed. Springer.
- Horch, A. (2000). Condition monitoring of control loops. Ph.D. thesis. Royal Institute of Technology, Stockholm, Sweden.
- Horch, A. A simple method for detection of *stiction* in control valves (1999). Control Engineering Practice 7 1221-1231.
- ISA Subcommittee SP75.05, (1979). Process instrumentation terminology. Technical Report ANSI/ISA-S51.1-1979. Instrument Society of America.
- Jelali, M. (2008). Estimation of valve *stiction* in control loops using separable least-squares and global search algorithms, journal of Process Control 18632-642.
- Kano, M.; Maruta, H.; Kugemoto, H., & Shimizu, K. (2004). Practical model and detection algorithm for valve *stiction*. In Proceedings of the 7th IFAC DYCOPS, Boston, USA, CD-ROM.
- Kayihan, A., & Doyle III, F. J. (2000). Friction compensation for a process control valve. Control Engineering Practice, 8, 799-812.
- Lee, K.; Ren, Z. e Huang B. (2008). Novel closed-loop stiction detection and quantification method via system identification, 2008 ADCONIP conference, Jasper, Canada
- Manum, H.; Scali, C. (2006). Closed loop performance monitoring: Automatic diagnosis of valve *stiction* by means of a technique based on shape analysis formalism. In Proceedings of automation 2006: Methodologies for emerging technologies in automation; Roma; pap#M21-1. Extended version in Ferrarini, L., Veber, C. (Eds.), Control and optimization of continuous processes. ISA-O3neida Publ. (to appear, 2008).
- Massa, M. Campos. Controles típicos de equipamentos industriais. 1ª Edição Ed Edgard Blucher, 2006.
- Munaro, C. J.; Mattedi, A.; Cuadros, M. A.; Munareto, S. e Chagas, T. P.(2008). MODELO BASEADO EM DADOS DE VÁLVULAS PNEUMÁTICAS DE CONTROLE. VII Conferência Internacional de Aplicações Indústrias – INDUSCON, Poços de Caldas 2008.
- Romano, R. A. e Garcia, C. (2011). Valve friction and nonlinear process model closed-loop identification. Jornal of process control 21 (2011) 667-677.
- Rossi, M. e Scali, C. (2004). Automatic detection of stiction in actuators: a technique to reduce the number of uncertain cases, IFACDycops-7th International Conference, Cambridge (USA) paper #157.
- Ruel, M. (2000). Stiction: The hidden menace. Control Magazine. <http://www.expertune.com/articles/RuelNov2000/stiction.html>.

- Scali, C. e Ghelardoni, C. (2008). An improved qualitative analysis technique for automatic detection of valve *stiction* in flow control loops, *Control Engineering Practice* 16 (2008) 1501-1508.
- Srinivasan, R. e Rengaswamy, R. (2006). Integrating *Stiction* diagnosis and *Stiction* Compensation in Process Control Valves. 16th European Symposium on Computer Aided Process Engineering and 9th International Symposium on Process Systems Engineering. 1233 -1238.
- Srinivasan, R.; Rengaswamy R. (2005). *Stiction* Compensation in Process Control Loops: A Framework for Integrating *Stiction* Measure and Compensation. *Ind. Eng. Chem. Res.*,n. 44, p. 9164-9174,.
- Srinivasan, R.; Rengaswamy, R. (2008). Approaches for efficient *stiction* compensation in process control valves. *Computers and Chemical Engineering* 32 (2008) 218-229
- Srinivasan, R.; Rengaswamy, R.; Narasimhan S. e Miller, R. (2005). Control loop performance assessment. 2. Hammerstein model approach for *stiction* diagnosis, *Industrial and Engineering Chemistry Research* 44 6719–6728.
- Stenman, A.; Gustafsson, F. e Forsman, K., (2003). A segmentation-based method for detection of *stiction* in control valves, *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing* 17 625–634.
- Thornhill, N. F., Huang, B., & Zhang, H. (2003). Detection of multiple oscillations in control loops. *Journal of Process Control*, 13, 91–100.
- Uehara, D. (2009). Detecção e quantificação de atrito em válvulas de controle. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Telecomunicações e Controle.
- Xiang, I.; Lee, Z. e Lakshminarayanan, S. (2009). A New Unified Approach to Valve *Stiction* Quantification and Compensation. *Industrial & Engineering Chemistry Research* 48 (7), 3474-3483.
- Yamashita, Y. (2006). An automatic method for detection of valve *stiction* in process control loops, *Control Engineering Practice* 14503–510.