



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA
DE SÃO PAULO - IFSP

HELILIANO CARLOS SARTORI GUEDES

**ANÁLISE DA COMPENSAÇÃO DE ATRITO ESTÁTICO PARA
VÁLVULA DE CONTROLE DE PROCESSO**

**São Paulo
2013**

HELILIANO CARLOS SARTORI GUEDES

**ANÁLISE DA COMPENSAÇÃO DE ATRITO ESTÁTICO PARA
VÁLVULA DE CONTROLE DE PROCESSO**

Dissertação apresentada ao Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Automação e Controle de Processos.

Área de Concentração:
Controle e Automação

Orientador:
Prof. Dr. João Sinohara da Silva Sousa

Co-orientador:
Prof. Dr. Alexandre Brincalepe Campo

**São Paulo
2013**

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu co-orientador.

São Paulo, 22 de Abril de 2013.

Assinatura do Autor: _____

Assinatura do Co-orientador: _____

FICHA CATALOGRÁFICA

S957 GUEDES, Heliliano Carlos Sartori

Análise da compensação de atrito para válvula de controle de processo / Heliliano Carlos Sartori Guedes – 2013.

120 f.: il.; 30 cm

Orientador: Prof. Dr. João Sinohara da Silva Sousa

Co-orientador: Prof. Dr. Alexandre Brincalepe Campo

Dissertação (Mestrado Profissional em Automação e Controle de Processos) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, IFSP, 2013.

1. Atrito 2. Compensação 3. Válvula de controle
I. GUEDES, Heliliano Carlos Sartori II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo III. Análise da compensação de atrito para válvula de controle de processo.

CDU 681.0



ATA DE EXAME DE DEFESA DE DISSERTAÇÃO

Nome do Programa: **Mestrado Profissional em Automação e Controle de Processos**

Nome do(a) Aluno(a) : Heliliano Carlos Sartori Guedes

Nome do Orientador: Prof. Dr. João Sinohara da Silva Sousa

Nome do Co-orientador:

Título do Trabalho: "ANÁLISE DA COMPENSAÇÃO DE ATRITO ESTÁTICO PARA VÁLVULAS DE CONTROLE DE PROCESSO"

Abaixo o resultado de cada participante da Banca Examinadora

Nome completo dos Participantes Titulares da Banca	Sigla da Instituição	Aprovado / Não Aprovado
Prof. Dr. João Sinohara da Silva Sousa – Orientador	IFSP – SPO	Aprovado
Prof. Dr. Alexandre Simião Caporali	IFSP – SPO	Aprovado
Prof. Dr. Fuad Kassab Júnior	USP-SP	Aprovado
Nome completo do Participante Suplente da Banca	Sigla da Instituição	Aprovado / Não Aprovado
Prof. Dr. Eduardo Alves da Costa	IFSP – SPO	— / —
Prof. Dr. Alexandre Bincalpe Campo	IFSP – SPO	— / —

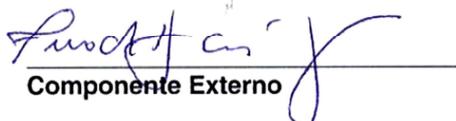
Considerando-o: APROVADO
 NÃO APROVADO

Assinaturas

São Paulo, 27 de Fevereiro de 2013


Presidente da Banca


Componente Interno


Componente Externo

Observações: O aluno deverá fazer as correções indicadas pela banca e obter anuência do co-orientador.



A amada avó Maria Joda Sartori que mesmo em seu silêncio, tanto me ensina em sua sabedoria e paciência, a conduzir situações difíceis da vida desde as mais simples as mais embaraçosas.

AGRADECIMENTOS

A Deus por minha vida.

Aos meus queridos pais, Horácio e Ede, exemplos de dedicação e determinação que com grandes esforços permitiram que um dia eu tivesse inspiração, desejo, confiança e determinação para chegar até aqui.

A minha querida esposa Fabiana, meu porto seguro, e nossos queridos filhos Wesley e Helder, que com muito entendimento, compreenderam a importância deste trabalho, abrindo mão de nosso precioso tempo para que juntos pudéssemos comemorar a conclusão deste trabalho.

Ao Professor, amigo e doutor Alexandre Brincalpe Campo, não somente pelo apoio na elaboração deste trabalho, mas também pelo tempo dispendido, paciência e excelente convivência nos últimos meses.

Aos doutores, professores de cada disciplina cursada durante o mestrado, cujas contribuições foram de grande valia.

Aos meus colegas de jornada Alexandre Igosheff, Conrado Andrade, Douglas Canone, Evandro Drigo, Felipe Nascimento, Gabriel Braga, Gilberto Cuarelli, José Amorim, José Roberto, Jimmy San Juan, Nathali Ono, Radamés Garcia, Ricardo Macceu, Ricardo Akamine, Robson Castro, Rodrigo Santos, Rodrigo Schneiater, Samuel Pereira, Sérgio Minas, Walter Corrêa e Wilson Ruiz pela ajuda individual oferecida a cada necessidade e pelos momentos de descontração durante estes dois anos.

As empresas Endress+Hauser, Pepperl+Fuchs, Pentair Valves, Smar, Sense e Emerson pelo apoio recebido no decorrer dos ensaios práticos deste trabalho, sem a qual não haveria os recursos necessários para testes.

Ao Instituto Federal de Ciência, Educação e Tecnologia de São Paulo, pela oportunidade de fazer este curso.

E a todos os amigos não citados que, tanto antes quanto durante o curso, contribuíram oferecendo ajuda e ânimo até o último momento de sua conclusão.

*“A decisão de ser sábio é o primeiro passo para se tornar um sábio. Adquirindo sabedoria, ganhamos juízo e bom senso”.
(Provérbios – Bíblia Viva)*

RESUMO

A existência de atrito em válvulas traz problemas às malhas de controle em plantas industriais. A utilização dos compensadores de atrito estático considerados neste trabalho baseia-se em técnicas que adicionam energia ao sinal na saída do controlador, de forma a compensar o agarramento presente nas hastes de válvulas de controle devido à presença do atrito estático. Neste trabalho foram utilizados modelos que reproduzem fielmente as características do processo, controle e sensores necessários ao estudo. Assim como foram realizados ensaios com dispositivos físicos industriais (válvula comercial real) conectados a um computador através de placa de aquisição de dados analógica, que se comunica via interface padrão OPC aos demais objetos do controle, formando um ambiente híbrido conhecido como *Hardware-in-the-Loop*. Para a escolha do modelo do processo e sua respectiva ação de controle, considerou-se uma planta com dinâmica de processo lenta com baixa constante de tempo dominante de forma a beneficiar a visualização dos fenômenos de atrito estático e da atuação dos compensadores. Adotou-se um modelo de controle de nível em um tanque cilíndrico vertical atmosférico, alimentado por fluxos variáveis em que seu nível é regulado através de ações de controle atuando sobre uma válvula de controle na saída do tanque. Para os ensaios em ambiente 100% simulados, foi escolhido o modelo de atrito de Karnopp que mais apropriadamente simula o atrito estático em válvulas de controle para fins de estudo de sua compensação. Nos ensaios em tempo real, adotou-se uma válvula de controle globo linear com atuador pneumático, equipada com posicionador digital inteligente e sensor de posição instalado na haste da válvula. Ao término deste trabalho, o desempenho dos compensadores considerados é avaliado e as conclusões obtidas nos ensaios são apresentadas juntamente com sugestões para trabalhos futuros.

Palavras-chave: Atrito. Agarramento. Válvula de controle. Variabilidade. Compensação de atrito. Controle regulatório. OPC. HIL. Hardware-in-the-Loop.

ABSTRACT

Stiction in control valves brings problems to the control loops in industrial plants. The use of static friction compensating considered in this work is based on techniques which add energy to the output signal of the controller, to compensate for grasping rods present in control valves due to the presence of static friction. In this study we used models that faithfully reproduce the characteristics of the process control and sensors to study. As tests were performed with physical devices industrial (commercial real valve) connected to a computer via data acquisition analog board, which communicates via standard OPC interface to other objects of control, forming a hybrid environment known as Hardware-in-the-Loop. For the choice of process model and its corresponding control action, it was considered a plant with slow dynamic process with low dominant time constant in order to benefit the visualization of phenomena of stiction and the performance of the compensators. With this, we adopted a model of level control in a vertical cylindrical tank, fed by streams where its level is regaled through of control acting on a control valve at the tank output. For tests 100% simulated environment, the model was chosen Karnopp friction that more properly simulates the stiction in control valves for study of their compensation. For tests in real time, adopted a globe control valve with linear pneumatic actuator, equipped with smart digital positioner and position sensor installed on the valve stem. Upon completion of this work, the performance is evaluated and considered compensating the conclusions obtained in the tests are presented along with suggestions for future work.

Keywords: Friction. Stiction. Control valve. Variability. Stiction compensation. Regulatory control. OPC. HIL. Hardware-in-the-Loop.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Válvula globo 2 vias típica	18
Figura 2 - Válvula globo angular típica.....	19
Figura 3 - Válvula globo 3 vias típica	19
Figura 4 - Válvula Borboleta Alta Performance	20
Figura 5 – Atuador pneumático e seus principais componentes	21
Figura 6 - Válvula de controle (fonte: Fisher Controls International, 2005).....	22
Figura 7 - Histerese, banda morta e zona morta (fonte: ISA-S51.1, 2005).....	24
Figura 8 - Característica de uma válvula com atrito (fonte: Choudhury et al, 2005)	27
Figura 9 - Sinal de controle usando o <i>Knocker</i> (fonte: Hagglung, 2002).....	28
Figura 10 - Diagrama do compensador <i>Knocker</i> (fonte: Hagglung, 2002).....	28
Figura 11 – Estrutura do compensador <i>Two-move</i> (fonte: de Souza, 2011).....	29
Figura 12 - Diagrama de Blocos do Controle, sem a presença de compensador.....	31
Figura 13 - Componentes da Malha de Nível.....	31
Figura 14 – Atuador Pneumático (catálogo e sistema real).....	33
Figura 15 – Corpo da Válvula Globo (catálogo e sistema real)	34
Figura 16 – Transmissor de Pressão (catálogo e sistema real).....	34
Figura 17 – Módulo externo do sensor de posição (catálogo e sistema real).....	35
Figura 18 – Posicionar Digital Inteligente ICOT 4300 (catálogo e sistema real)	35
Figura 19 – Placa aquisição de dados myDAQ (catálogo e sistema real)	36
Figura 20 – Conversores Tensão/Corrente (catálogo e sistema real)	36
Figura 21 – Diagrama de Blocos do Controle do ambiente <i>Hardware in the Loop</i>	37
Figura 22 – Diagrama de blocos simplificado do ambiente virtual.....	38
Figura 23 – Diagrama de blocos do ambiente <i>Hardware-in-the-Loop</i> simplificado.....	39
Figura 24 – Foto do ambiente <i>Hardware-in-the-Loop montado</i>	39
Figura 25 - Modelo Simulink para o Sistema Massa-Mola	44
Figura 26 - Modelo Simulink para Somatória de Foças no Conjunto Mecânico.....	45

Figura 27 - Modelo Simulink para o Conversor I/P.....	46
Figura 28 - Modelo Simulink para o Transmissor de Nível	47
Figura 29 - Modelo Simulink para o Controlador de Nível	48
Figura 30 - Modelo Geral do Processo para o Simulink	49
Figura 31 – Modelo Simulink para o compensador <i>Knocker</i>	51
Figura 32 – Modelo Simulink para o compensador <i>Two-move</i>	52
Figura 33 – Diagrama de blocos do processo de controle, com compensadores.....	55
Figura 34 - Modelo de Atrito de Karnopp – Nível de atrito baixo	58
Figura 35 - Modelo de Atrito de Karnopp – Nível de atrito médio	59
Figura 36 - Modelo de Atrito de Karnopp – Nível de atrito alto	59
Figura 37 – Malha estável, sem compensadores, ambiente 100% simulado	61
Figura 38 - Malha estável, sem compensadores, ambiente <i>HIL</i>	62
Figura 39 – Malha estável, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado	64
Figura 40 - Malha estável, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito baixo, ambiente <i>HIL</i>	64
Figura 41 - Malha estável, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado	65
Figura 42 - Malha estável, <i>Knocker</i> x “sem compensadores”, atrito alto, 100% simulado	66
Figura 43 - Malha estável, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito alto, ambiente <i>HIL</i>	66
Figura 44 - Malha estável, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado..	69
Figura 45 - Malha estável, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito baixo, ambiente <i>HIL</i>	70
Figura 46 - Malha estável, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado.	71
Figura 47 - Malha estável, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito alto, 100% simulado	71
Figura 48 - Malha estável, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito alto, ambiente <i>HIL</i>	72
Figura 49 – Gráfico índice IAE, malha em regime estável, ambiente 100% simulado	74
Figura 50 - Gráfico índice IAE, malha em regime estável, ambiente <i>HIL</i>	75
Figura 51 – Degrau, sem compensadores, ambiente 100% simulado.....	77
Figura 52 – Degrau, sem compensadores, ambiente <i>Hardware-in-the-Loop</i>	78
Figura 53 - Degrau, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado	79
Figura 54 - Degrau, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito baixo, ambiente <i>HIL</i>	80

Figura 55 - Degrau, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado	80
Figura 56 - Degrau, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito alto, 100% simulado	81
Figura 57 - Degrau, co <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito alto, ambiente <i>HIL</i>	82
Figura 58 - Degrau, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado	83
Figura 59 - Degrau, <i>Two-move</i> x “sem compensadores”, atrito baixo, ambiente <i>HIL</i>	84
Figura 60 - Degrau, <i>Two-move</i> x “sem compensadores”, atrito médio, 100% simulado	84
Figura 61 - Degrau, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito alto, 100% simulado.....	85
Figura 62 - Degrau, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito alto, ambiente <i>HIL</i>	86
Figura 63 - Gráfico índice IAE, degrau ao sinal de referência, ambiente 100% simulado.....	87
Figura 64 - Gráfico índice IAE, degrau ao sinal de referência, ambiente <i>HIL</i>	88
Figura 65 - Perturbação, sem compensadores, 100% simulado	90
Figura 66 - Perturbação, sem compensadores, ambiente <i>HIL</i>	91
Figura 67 - Perturbação, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado.....	92
Figura 68 - Perturbação, <i>Knocker</i> x “sem compensadores”, atrito baixo, ambiente <i>HIL</i>	92
Figura 69 - Perturbação, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado.....	93
Figura 70 - Perturbação, <i>Knocker</i> x “sem compensador”, atrito alto, 100% simulado.....	94
Figura 71 - Perturbação, <i>Knocker</i> x “sem compensadores”, atrito alto, ambiente <i>HIL</i>	95
Figura 72 - Perturbação, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado	96
Figura 73 - Perturbação, <i>Two-move</i> x “sem compensadores”, atrito baixo, ambiente <i>HIL</i>	97
Figura 74 - Perturbação, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado ...	97
Figura 75 - Perturbação, <i>Two-move</i> x “sem compensador”, atrito alto, 100% simulado	98
Figura 76 - Perturbação, <i>Two-move</i> x “sem compensadores”, atrito alto, ambiente <i>HIL</i>	99
Figura 77 - Gráfico índice IAE, perturbação no processo, ambiente 100% simulado	100
Figura 78 – Gráfico índice IAE, perturbação no processo, ambiente <i>HIL</i>	101
Figura 79 - Planta sem perturbação, atrito baixo e alto, ambiente 100% simulado	102
Figura 80 - Planta sem perturbação, atrito baixo e alto, ambiente <i>HIL</i>	102
Figura 81 – Planta sem perturbação, atrito baixo e alto, ambiente <i>HIL</i> (detalhe)	103

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros para níveis de atrito	54
Tabela 2 – Parâmetros para o compensador <i>Knocker</i>	63
Tabela 3 – Parâmetros para compensador <i>Two-move</i>	69
Tabela 4 - Índice IAE, malha em regime estável, ambiente 100% simulado	74
Tabela 5 - Índice IAE, malha em regime estável, ambiente <i>HIL</i>	74
Tabela 6 - Parâmetros compensador <i>Two-move</i> , degrau no sinal de referência.....	83
Tabela 7 - Índice IAE, degrau no sinal de referência, ambiente 100% simulado	87
Tabela 8 - Índice IAE, degrau no sinal de referência, ambiente <i>HIL</i>	87
Tabela 9 - Parâmetros para compensador <i>Two-move</i> , perturbação ao processo	96
Tabela 10 - Índice IAE, perturbação no processo, ambiente 100% simulado.....	99
Tabela 11 - Índice IAE, perturbação no processo, ambiente <i>HIL</i>	100
Tabela 12 – Principais conclusões e aspectos comuns aos compensadores.....	106
Tabela 13 – Conclusões finais dos compensadores, atrito alto, 100% simulado.....	107

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<i>ACF</i>	Auto Covariance Function
<i>DCS</i>	Distributed Control System.
<i>ISA</i>	International Society of Automation.
<i>HIL</i>	Hardware in the loop
<i>IAE</i>	Integral Absolute Error
<i>ISE</i>	Integral Square Error
<i>ITAE</i>	Integral of Time weighted Absolute Error
<i>MV</i>	Manipulated Variable
<i>OP</i>	Output Variable
<i>OLE</i>	Object Linking and Ambedding
<i>OPC</i>	OLE for Process Control
<i>PI</i>	Proportional Integral
<i>PID</i>	Proportional Integral Derivative
<i>PV</i>	Process Variable
<i>SISO</i>	Single Input Single Output
<i>SP</i>	Set Point

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área da base do tanque [m^2]
a	amplitude do pulso do compensador <i>Knocker</i> [%]
d	sinal que representa a “severidade” do atrito no compensador <i>Two-move</i> [%]
F_{atrito}	força de atrito [N]
F_c	coeficiente de atrito de Coulomb [N]
F_{fluido}	força relacionada a perda de carga do fluido na válvula de controle [N]
F_{mola}	força da mola do atuador da válvula de controle [N]
$F_{pressão}$	força aplicada pelo atuador da válvula de controle [N]
F_s	coeficiente de atrito estático [N]
F_{sede}	força adicional requerida para forçar o obturador assentar na sede [N]
F_v	coeficiente de atrito viscoso [$N.s/m$]
$(f_k)_t$	saída do compensador <i>Two-move</i> [mA]
G_C	função de transferência do controlador
G_{IP}	função de transferência do conversor I/P
G_T	função de transferência do transmissor
h	altura do nível do tanque [m]
h_k	tempo entre cada pulso do compensador <i>Knocker</i> [s]
K	constante da mola do atuador da válvula de controle [N/m]
K_C	ganho do controlador
K_{IP}	ganho do conversor I/P
K_T	ganho do transmissor
m	massa das partes móveis da válvula de controle [kg]
$(m)_t$	saída do controlador do processo somada a sua derivada (<i>Two-move</i>) [mA]
S_a	área do diafragma do atuador da válvula de controle [m^2]
Q_c	variação de vazão de perturbação na entrada do tanque [m^3/s]
Q_e	variação de vazão nominal de entrada do tanque [m^3/s]
Q_s	variação de vazão controlada na saída do tanque [m^3/s]
v	velocidade da haste da válvula de controle [m/s]
v_s	velocidade de Stribeck [m/s]
T_I	constante de tempo integral do controlador [s]
t_k	tempo de disparo do primeiro movimento do compensador <i>Two-move</i> [s]
τ	largura do pulso do compensador <i>Knocker</i> [%]
τ_k	tempo de disparo do segundo movimento do compensador <i>Two-move</i> [s]

τ_T	constante de tempo do transmissor [s]
$(u)_t$	sinal do compensador <i>Two-move</i> para válvula de controle [mA]
$u_c(t)$	saída normal do controlador [mA]
$u_k(t)$	saída do compensador <i>Knocker</i> [mA]
x	posição relativa da haste da válvula de controle [m]

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	11
1.1. Motivação.....	11
1.2. Objetivo.....	12
1.3. Revisão Bibliográfica.....	13
1.4. Estrutura da Dissertação.....	15
2. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA.....	17
2.1. Válvulas de Controle.....	17
2.1.1. Não linearidade em Válvulas de Controle.....	22
2.1.2. Definição do Atrito Estático.....	24
2.2. Técnicas de Compensação de Atrito Estático.....	27
2.2.1. Compensador Klocker.....	27
2.2.2. Compensador Dois Movimentos.....	29
3. METODOLOGIA.....	30
3.1. Implementação das Técnicas de Compensação de Atrito Estático.....	30
3.2. Ambiente de Trabalho.....	31
3.2.1. Ambiente 100% Simulado.....	32
3.2.2. Ambiente HIL.....	32
3.3. Modelos considerados.....	40
3.3.1. Modelo da válvula de controle e atrito estático.....	40
3.3.2. Modelo do Conversor I/P.....	45
3.3.3. Modelo do Transmissor.....	46
3.3.4. Modelo do Controlador.....	47
3.3.5. Modelo do Processo.....	48
3.3.6. Modelo do Compensador <i>Klocker</i>	49
3.3.7. Modelo do compensador <i>Two-move</i>	51
3.4. Procedimento Experimental.....	52
3.4.1. Malha de Controle em regime estável.....	53
3.4.2. Degrau no sinal de referência do controlador de nível.....	53
3.4.3. Presença de perturbações adicionadas ao processo.....	53

3.4.4. Parâmetros do modelo de válvula com atrito	53
3.4.5. Inclusão e habilitação dos compensadores	54
3.4.6. Sequência e etapas dos ensaios práticos	55
3.4.7. Gráficos para análise dos dados	56
3.4.8. Cálculos matemáticos para análise de desempenho	56
3.4.9. Medição da pressão do atuador pneumático e da posição da haste da válvula	56
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	58
4.1. Ensaios com a malha em regime estável	60
4.1.1. Ensaios sem implementação de compensadores de atrito	60
4.1.2. Ensaios com implementação de compensador de atrito <i>Knocker</i>	63
4.1.3. Ensaios com implementação de compensador de atrito <i>Two-move</i>	67
4.1.4. Análise comparativa do desempenho dos compensadores	73
4.2. Ensaios com degrau no sinal de referência	76
4.2.1. Ensaios sem implementação de compensadores de atrito	76
4.2.2. Ensaios com implementação de compensador de atrito <i>Knocker</i>	78
4.2.3. Ensaios com implementação de compensador de atrito <i>Two-move</i>	82
4.2.4. Análise comparativa do desempenho dos compensadores	86
4.3. Ensaios com perturbação no processo	89
4.3.1. Ensaios sem implementação de compensadores de atrito	89
4.3.2. Ensaios com implementação de compensador de atrito <i>Knocker</i>	91
4.3.3. Ensaios com implementação de compensador de atrito <i>Two-move</i>	95
4.3.4. Análise comparativa do desempenho dos compensadores.....	99
4.4. Considerações finais sobre a válvula de controle real	101
5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	105
5.1. Conclusões gerais	105
5.2. Sugestões para trabalhos futuros	107
REFERÊNCIAS	108
A. FOLHA DE ESPECIFICAÇÃO - VÁLVULA DE CONTROLE UTILIZADA	110
B. PARÂMETROS MATLAB CODE UTILIZADOS NAS SIMULAÇÕES	111

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

Válvulas de controle tem sido motivo de estudo não somente com relação aos custos que envolvem sua aquisição e instalação, mas também as questões que envolvem seu desempenho, refletindo diretamente ao bom funcionamento das diversas aplicações a que se destina. Das mais variadas aplicações, a mais comum e importante está relacionada ao controle automático de processos. Uma típica planta industrial, a depender de seu porte, possui dezenas, centenas ou até milhares de malhas de controle automático interagindo e enviando sinal a válvulas de controle que abrem ou fecham sua passagem em conformidade com o sinal de controle.

Atualmente, garantir e avaliar o desempenho de cada malha de controle é essencial para manter a lucratividade de uma planta. Um fator que pode aumentar a variabilidade da malha e diminuir a rentabilidade da planta são as oscilações ao longo do processo, cujas causas podem ser perturbações externas, sintonia agressiva no controlador, ou não linearidades da malha (FARENZENA *et al.*, 2012). Um dos métodos simples para diagnosticar oscilações em malhas de controle baseia-se na correlação cruzada entre a entrada da malha e a saída para o processo, e que resulta em duas razões importantes para tais oscilações, chamadas de distúrbios de oscilação externa e atrito estático em válvulas de controle (ALEXANDER, 1999).

Emerson, (2003) declara que um excelente desempenho na planta de processo é obtido através da redução da variabilidade da malha de controle. Ainda segundo o autor, variabilidade pode ser definida como:

Diferença estatística entre a variável de processo e seu ponto de ajuste. Em um mundo perfeito esses pontos sempre coincidem, no entanto sabemos que isso raramente acontece e sempre haverá um grau de variabilidade. Resultados de auditoria independentes mostram que, tanto quanto 40% de toda a variabilidade são causadas pela válvula de controle.

De acordo com Karra e Karim (2009) os problemas relacionados a válvulas de controle são responsáveis por cerca de 32% de malhas de controle “ruins” ou que “falharam” e ainda segundo os autores, uma pesquisa indicou que 30% de todas as malhas de controle em fábricas de papel canadenses estavam oscilando devido a problemas de válvulas.

Grande parte das consequências causadas em função do atrito estático poderia ser minimizada através da manutenção adequada em válvulas de controle. Srinivasan e Rengaswamy (2006) informa que a manutenção da válvula é realizada durante as paradas de produção, que estão programados uma vez a cada 6 meses a 3 anos, sendo que em uma indústria de processo contínuo, como é o caso da cadeia petroquímica, esta parada programada chega ao seu limite máximo podendo atingir intervalos de 7 anos (KLEIN, 2008). Em Shoukat Choudhury, Thornhill *et al.*, (2005) os autores informam que até mesmo 1% de ganho na eficiência no consumo de energia ou a manutenção das malhas de controle pode representar milhões de dólares de economia.

Srinivasan e Rengaswamy (2006) afirmam que através da implementação de algoritmos compensadores, tais inconvenientes relacionados à existência de atrito estático em válvulas de controle podem ser minimizados, sendo estes objetos de estudo deste trabalho.

1.2. Objetivo

Neste trabalho, duas técnicas para compensação do atrito estático propostas inicialmente por Hagglund (2002) e por Srinivasan e Rengaswamy (2008) são avaliadas e implementadas. A primeira, com o algoritmo chamado de **Knocker**, consiste em adicionar sequências de pulsos de baixa intensidade ao sinal de saída do controlador, enquanto que a segunda, com o algoritmo chamado de **Two-move** adiciona uma quantidade adicional de energia a saída do controlador, apenas o suficiente para “forçar” a haste da válvula em atingir seu estado estacionário.

Por meio da implementação dos algoritmos citados anteriormente, deseja-se confirmar a eficiência dos compensadores quando aplicados em malhas de controles, sujeitas a perturbações no processo provocadas pelo atrito estático presente em suas válvulas de controle.

O desenvolvimento dos compensadores e a análise destes métodos são avaliados, primeiramente em ambiente virtual, através de simulação pelo software Matlab/Simulink[®], da MathWorks e em seguida em ambiente real, composto por um sistema de aquisição de dados myDAQ[®], da National Instruments, válvula de controle com corpo tipo globo de 1.1/2", modelo 85-58 com atuador pneumático simples ação do tipo diafragma e retorno de mola, modelo DC006I-JF, ambos fabricados pela Hiter (Pentair Valves & Controls), posicionador inteligente de válvula modelo Icot com sensor de posição tipo efeito Hall incorporado ao sistema, da Westlock (Pentair Valves & Controls), transmissor de pressão modelo Cerabar S fabricado pela Endress+Hauser e conversores de tensão/corrente de fabricação Pepperl+Fuchs e Sense.

1.3. Revisão Bibliográfica

Anteriormente à década de 90, muito se pesquisou para o acompanhamento do desempenho dos controles regulatórios, tendo-se com grande interesse a automatização de ferramentas para gerenciamento de sua eficiência de modo que ao se detectar uma oscilação, o sistema identifique as possíveis causas do problema e informe ao operador, sugestões de como eliminá-lo. Infelizmente, na época, todos os métodos até então estudados requeriam tanto conhecimento do processo quanto a interação dos operadores como usuários do sistema de controle, o que inviabilizaria as alternativas e soluções desenvolvidas.

Oscilações em malhas de controle provocadas por distúrbios externos foram a principal motivação para que Alexander (1999) apresentasse um método simples para a detecção de atrito estático em válvulas de controle. Alexander (1999) propôs então a utilização das informações de valores da saída do controlador e da saída do processo, ambos disponíveis no DCS (Distributed Control System), criando assim uma base de dados a ser utilizada por algoritmos que resultassem em diagnósticos das oscilações sem que o operador tenha qualquer conhecimento prévio deste processo.

Na intenção de fundamentar o relacionamento existente entre variabilidade de processo, válvulas de controle e outros distúrbios, Stephen (2000), desenvolveu uma análise teórica baseada em resultados de ensaios experimentais de malhas de controle de vazão disponíveis na literatura. Em seu trabalho, o autor analisa um

circuito compreendido por: uma bomba, duas válvulas, um transmissor de vazão e tubulações que interligam os componentes, formando um processo contínuo. A malha de controle é estabelecida através de um controlador de vazão conectado ao transmissor e a uma das válvulas. Como resultado do trabalho comprovou-se que a variabilidade de processo é duas vezes o valor do desvio padrão dividido pelo valor médio e existe relação direta com parâmetros de ruídos, constante de tempo da malha, tempo morto da malha e por último a banda morta da válvula de controle.

Um amplo e profundo trabalho de pesquisa foi desenvolvido por Kayihan, Doyle III (2000) que projetou um dispositivo inteligente instalado no atuador da válvula, agindo de forma independente ao sistema de controle do processo. Neste dispositivo, foi proposto, um sistema de controle não linear que sintetize o movimento deslizante da haste da válvula, que ao se realimentar, faz a comparação do estado atual da haste da válvula, em relação ao estado em que deveria estar. Com o resultado desta comparação, o sinal de saída do sistema irá variar, com o objetivo de corrigir a posição atual da haste, compensando dessa forma, a não linearidade, decorrente da presença do atrito estático. Este processo é conhecido como IOL (*input-output linearization*).

Com a evolução dos estudos para se identificar e minimizar outros distúrbios existentes, e neste caso, distúrbios externos ao sistema de controle, foi desenvolvido um modelo virtual empírico para atrito estático com o objetivo de utilização na simulação de modelos físicos de válvulas de controle e diagnósticos de oscilações nos processos químicos e Shoukat Choudhury, Thornhill *et al.* (2005) apresentam um estudo completo do fenômeno físico envolvido, observando situações práticas em casos reais de válvulas instaladas na indústria. O estudo apresenta esclarecimentos gerais e definições formais relacionadas ao atrito estático e outros fenômenos também causadores da não linearidade, tais como: folga, histerese e banda morta. O modelo virtual proposto é então comparado ao modelo físico clássico de atrito estático para válvula de controle com atuador pneumático linear que utiliza a equação de equilíbrio de forças baseado na segunda lei de Newton que é difícil de ser implementado, pois requer conhecimentos de massas e forças diversas. Após comparação, realiza-se a validação com processos reais e conclui-se que o modelo, apesar de simples, é um poderoso modelo baseado em dados empíricos que pode ser utilizado em malha aberta ou fechada.

Com a evolução das técnicas de identificação e quantificação da presença do atrito estático, aprofundam-se pesquisas relacionadas à sua compensação. É desenvolvido então por Hagglund (2002) um método com capacidade de superar as forças relacionadas ao atrito estático, chamado de *Knocker*, que consiste em adicionar sequências de pulsos de baixa intensidade ao sinal de saída do controlador. Os resultados se mostraram positivos, pois reduziu as oscilações no processo, porém provocou na haste da válvula movimentos agressivos indesejáveis.

Em Srinivasan e Rengaswamy (2006), no sentido de eliminar tais inconvenientes, é proposta uma nova estratégia de compensação que adiciona apenas uma quantidade adicional de energia a saída do controlador, somente o suficiente para forçar a haste da válvula a vencer a força de atrito e atingir uma nova posição, superando a força de atrito. Espera-se com isto, diminuir não somente o movimento da haste como também reduzir a variabilidade da saída do controlador e por consequência, a energia no sinal que é adicionado ao sinal de controle.

Com base na sugestão anterior para o desenvolvimento de um novo algoritmo de compensação de atrito estático, Srinivasan e Rengaswamy (2008) sugerem uma nova proposta, chamada de *two-move*, onde a adição de dois pequenos movimentos na saída do sinal do controlador para a válvula de controle, provocando a redução dos movimentos agressivos na haste da válvula introduzidos pela técnica *knocker*. O primeiro movimento tem a função de movimentar a haste da válvula de uma posição presa e o segundo leva a haste a uma posição necessária de modo a variável de controle atingir o valor de referência.

1.4. Estrutura da Dissertação

Esta dissertação está organizada em seções, sendo que os títulos e textos das seções encontram-se estruturados em cinco capítulos, sendo seus principais elementos conforme abaixo:

No **Capítulo 1 - Introdução** está descrita a motivação, justificativa e o objetivo deste trabalho. Em seguida, brevemente estão descritos o resumo da bibliografia básica pertinente ao tema, finalizando com uma explanação da estrutura da mesma.

No **Capítulo 2 - Descrição do Problema** faz-se uma apresentação dos principais pontos de atenção relacionados ao problema, iniciando-se com uma apresentação geral sobre válvulas de controle, seguindo para o atrito estático e finalizando com duas técnicas de compensação consideradas neste trabalho.

No **Capítulo 3 - Metodologia** são descritas as maneiras propostas para a implementação da metodologia e para a obtenção dos resultados com a utilização das técnicas de compensação de atrito estático. Logo depois, é apresentado o ambiente de trabalho considerando os ensaios 100% simulados e os ensaios em ambiente *HIL*. Por fim, são apresentados os modelos matemáticos de cada parte do processo, iniciando-se pelo modelo de atrito e da válvula de controle, seguindo para os modelos dos instrumentos e sensores, continuando pelo modelo do controle regulatório e concluindo com o modelo completo associado aos compensadores de atrito estático, foco deste trabalho.

No **Capítulo 4 - Resultados e Discussão** são discutidos os procedimentos e parâmetros adotados na aplicação da metodologia para cada um dos compensadores propostos, bem como os problemas encontrados durante os testes e simulações. Os resultados e gráficos obtidos com os ensaios são apresentados e analisados neste capítulo.

No **Capítulo 5 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros** são apresentadas as principais conclusões obtidas a partir da análise dos resultados dos ensaios assim como também sugestões para futuros estudos e pesquisas relacionadas ao tema.

O documento inclui ainda um apêndice. É apresentada a folha de especificação do fabricante da válvula de controle utilizada durante os ensaios práticos em ambiente *HIL*.

CAPÍTULO 2

DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

2.1. Válvulas de Controle

Plantas de Processo possuem centenas, ou mesmo milhares de malhas de controle interconectadas ao diferentes processos existentes. Cada uma destas malhas de controle é projetada para manter variáveis de processo, tais como: pressão, vazão, nível, temperatura, etc. a limites operacionais seguros para garantir a qualidade do produto final. Em situações reais, malhas de controle de plantas industriais estão sujeitas a fatores, considerados distúrbios externos que afetam negativamente a ação dos controladores, trazendo consequências indesejáveis à estabilidade da planta.

Para reduzir os efeitos destes distúrbios, sensores e transmissores coletam informações sobre a variável de processo e os relacionam a certos pontos de controle desejados. Um controlador, então processa esta informação e decide o que deve ser feito para retornar a variável de processo, ao nível de controle ideal após ocorrer o distúrbio.

O elemento final de controle mais utilizado no processo industrial é a válvula de controle. Uma válvula de controle manipula o fluxo de um determinado fluido em escoamento, tais como gás, vapor, água ou compostos químicos, como compensação dos distúrbios e mantém a variável de processo sendo controlada tão próximo quanto possível ao ponto de ajuste desejável.

A montagem da válvula de controle, tipicamente consiste em: corpo da válvula, partes internas, um atuador para prover energia motriz para operar a válvula e algumas variedades adicionais de acessórios, que podem incluir posicionadores, transdutores, reguladores de pressão de suprimento, alavancas manuais, amortecedores ou fins de curso.

Quer seja chamada de válvula ou, válvula de controle, isto não é tão importante quanto reconhecer que a válvula de controle é uma parte crítica da malha de controle.

A válvula de controle ajusta o fluxo do fluido em escoamento variando a posição do obturador ou disco do corpo da válvula alterado através da força do atuador. Muitos modelos e tipos do corpo de uma válvula de controle têm sido desenvolvidos ao longo dos anos. Alguns modelos são encontrados em grande variedade de aplicações, outros, porém, atendem a específicas condições de trabalho e são aplicadas em menor frequência.

Com relação ao corpo da válvula de controle, os modelos mais utilizados atualmente são: globo, borboleta, esfera entre outros, ilustradas nas Figuras 1 a 5, obtidas em (Fisher Controls International, 2005).

A Figura 1 ilustra um dos mais populares modelos de corpo, a válvula de controle globo duas vias. O fluido ao passar pela conexão de entrada da válvula, alcança a área de passagem bloqueada pelo obturador. O obturador está conectado mecanicamente à haste, que desliza linearmente para cima ou para baixo, aumentando ou diminuindo a área de passagem da válvula. A gaxeta possui função de vedar a superfície externa da haste, de modo que não seja possível o escoamento do fluido do interior do corpo da válvula para o ambiente externo.

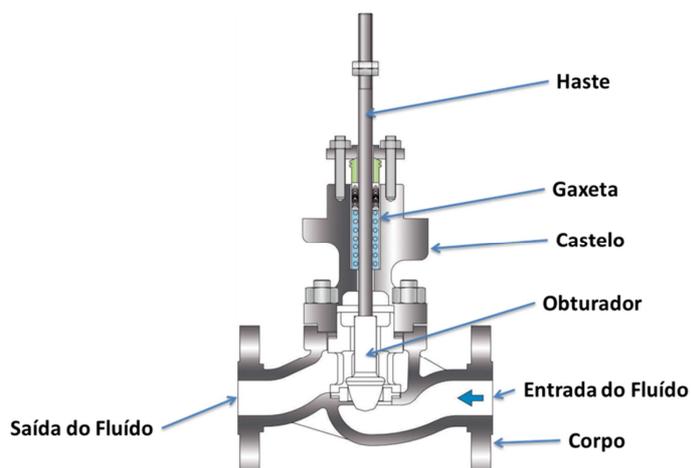


Figura 1 - Válvula globo 2 vias típica (fonte: Pentair Valves, 2012)

Uma variação do estilo clássico da válvula globo simples também encontrada é a válvula globo angular ilustrada através da Figura 2.

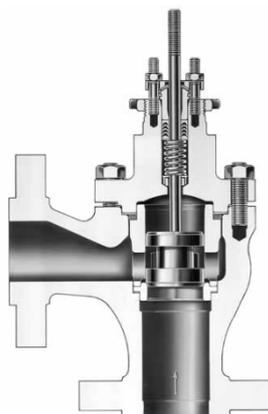


Figura 2 - Válvula globo angular típica (fonte: Fisher Controls International, 2005)

Outra variação entre os dois modelos anteriores de válvula globo é a válvula globo 3 vias, ilustrada na Figura 3 e pode-se dizer que este modelo é produto da combinação entre a válvula globo 2 vias e a válvula globo angular.

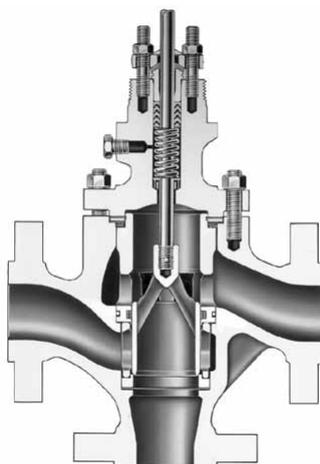


Figura 3 - Válvula globo 3 vias típica (fonte: Fisher Controls International, 2005)

Uma grande vantagem da utilização da válvula de controle borboleta é o mínimo espaço requerido para sua instalação, além também de oferecer economia, principalmente em grandes diâmetros em termos de capacidade pelo investimento. A Figura 4 ilustra uma válvula de controle borboleta de alta performance.



Figura 4 - Válvula Borboleta Alta Performance (fonte: Fisher Controls International, 2005)

O corpo da válvula de controle é essencialmente um vaso de pressão, com uma ou duas sedes, onde se assenta o obturador, que está na extremidade da haste, que é acionada pelo atuador. No corpo estão incluídas a sede, obturador, haste, guia da haste, gaxetas para selagem e vedação.

O castelo interliga o corpo da válvula ao atuador. A haste da válvula se movimenta através do engaxetamento do castelo. Há três tipos básicos de castelo: aparafusado, união e flangeado.

Geralmente, um determinado modelo de corpo de válvula é limitado a um ou poucos modelos de atuadores. As válvulas de controle contínuo geralmente são atuadas pneumáticamente. O atuador pneumático, disponível com diafragma ou pistão é o mais utilizado, porém independente do tipo, o princípio de operação é o mesmo. O atuador pneumático a diafragma recebe diretamente o sinal pneumático do posicionador e o converte numa força que irá movimentar a haste da válvula, onde está acoplado o obturador que irá abrir ou fechar continuamente a válvula de controle.

A Figura 5 a seguir ilustra um atuador do tipo mola e diafragma.

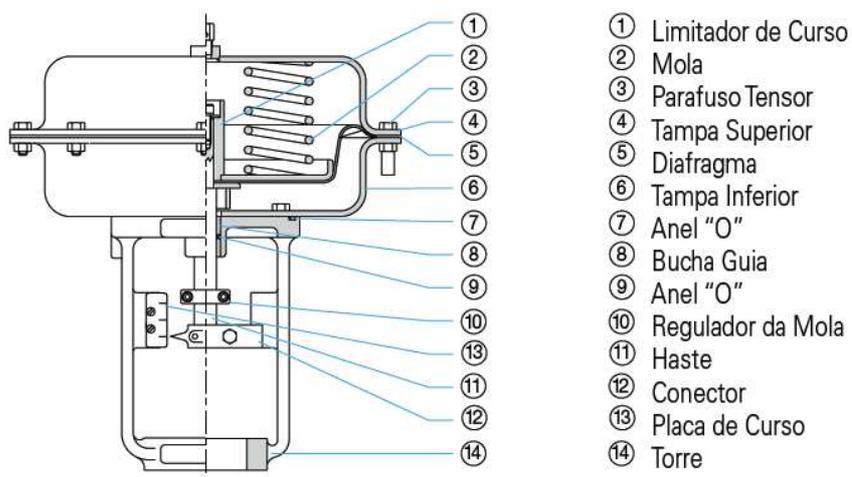


Figura 5 – Atuador pneumático e seus componentes (fonte: Pentair Valves, 2012)

O posicionador foi considerado no passado como um acessório opcional e não um componente obrigatório da válvula, pois as malhas de controle eram puramente pneumáticas. Com a evolução tecnológica, os posicionadores evoluíram e novas configurações foram desenvolvidas, tais como: eletropneumático e digital. O objetivo principal do posicionador está em verificar o sinal enviado da saída do controlador para a válvula e compará-lo ao sinal de posição atual da haste da válvula. Se a haste não se encontra na posição desejada, o posicionador soma ou subtrai ar ao atuador da válvula, até se obter a posição correta.

A Figura 6 a seguir ilustra os principais elementos de uma válvula de controle que são: corpo, castelo, atuador e posicionador.

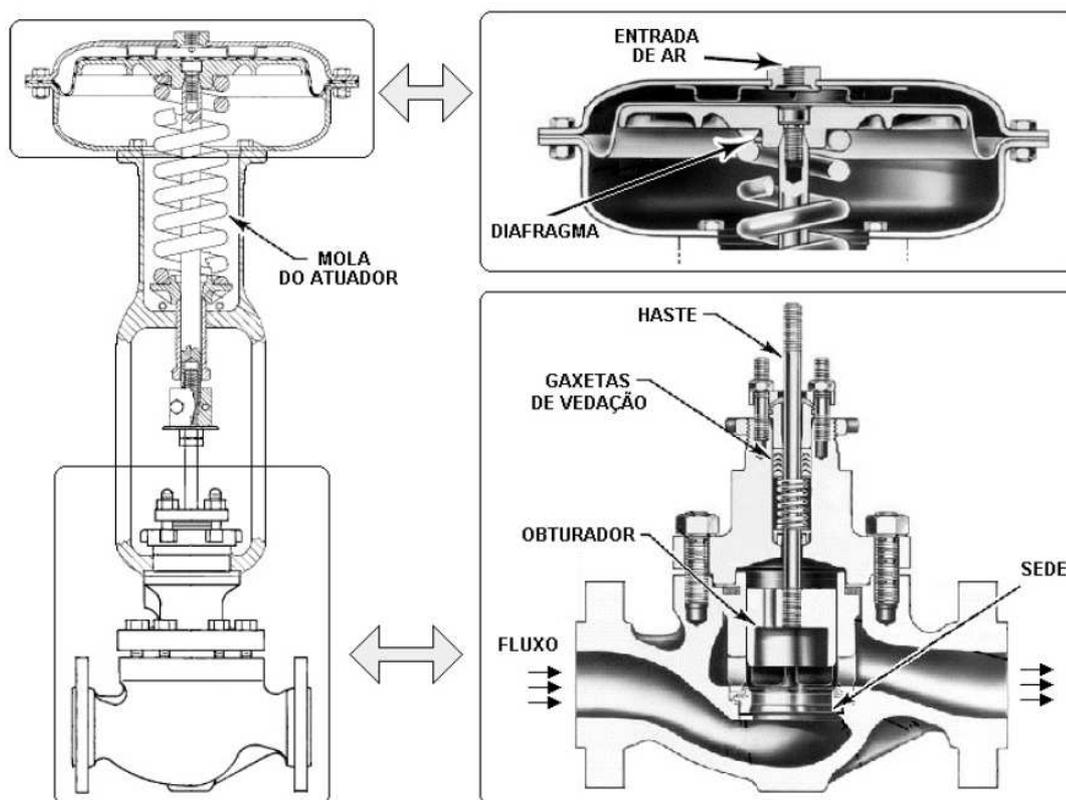


Figura 6 - Válvula de controle e seus componentes (fonte: manuais técnicos Fisher)

2.1.1. Não linearidade em Válvulas de Controle

O atrito estático encontrado em válvulas de controle pode em certas ocasiões, ser mal interpretado com outros fenômenos que também trazem como consequência a não linearidade no comportamento da válvula. Estes fenômenos são conhecidos como: folga (*backlash*), histerese (*hysteresis*), banda morta (*deadband*) e zona morta (*deadzone*). Assim, para uma melhor compreensão de cada um dos fenômenos e consequentemente a correta interpretação do atrito estático, alguns esclarecimentos são apresentados. Estas definições e esclarecimentos também podem ser encontrados em Entech, (1998).

Em seu trabalho de pesquisa, Shoukat Choudhury, Thornhill *et al.* (2005), definem os termos acima, com referência a ISA (1993) que diz:

Folga ou backlash: Em instrumentação de processo, é um movimento relativo entre peças mecânicas interligadas, resultando em folgas, quando o sentido do movimento é invertido.

Histerese ou *hysteresis*: Aquela propriedade de um elemento, evidenciada pela dependência do valor da saída, para uma dada excursão do valor da entrada, sobre o registro histórico das excursões anteriores e o sentido do deslocamento atual. Geralmente é determinado, subtraindo o valor da zona morta ao valor máximo que separa as indicações durante a rampa de subida e descida da variável medida (durante um ciclo completo). As Figuras 7(a) e 7(c) ilustram o conceito. Alguma inversão na saída pode ser esperada dada uma pequena na entrada. Isto distingue histerese de banda morta.

Banda Morta ou *deadband*: Em instrumentação de processo, é a faixa através do qual um dado sinal de entrada pode ser alterado, mediante a inversão da direção, sem que ocorra uma mudança detectável ao sinal de saída. A relação do sinal entrada-saída é distinta e separada para o aumento e diminuição dos sinais (veja Figura 7(b)). A Banda Morta produz atraso de fase entre a entrada e a saída. É usualmente expressa em porcentagem de *span*. A Banda Morta e Histerese podem estar presentes em conjunto. Neste caso, as características podem ser observadas através da Figura 7(c).

Zona Morta ou *deadzone*: É um intervalo predeterminado no valor da entrada, através da qual o valor da saída permanece inalterado, independentemente do sentido de variação do sinal da entrada. Há apenas uma relação do sinal entrada-saída (veja Figura 7(d)). A Zona Morta não produz atraso de fase entre a entrada e a saída.

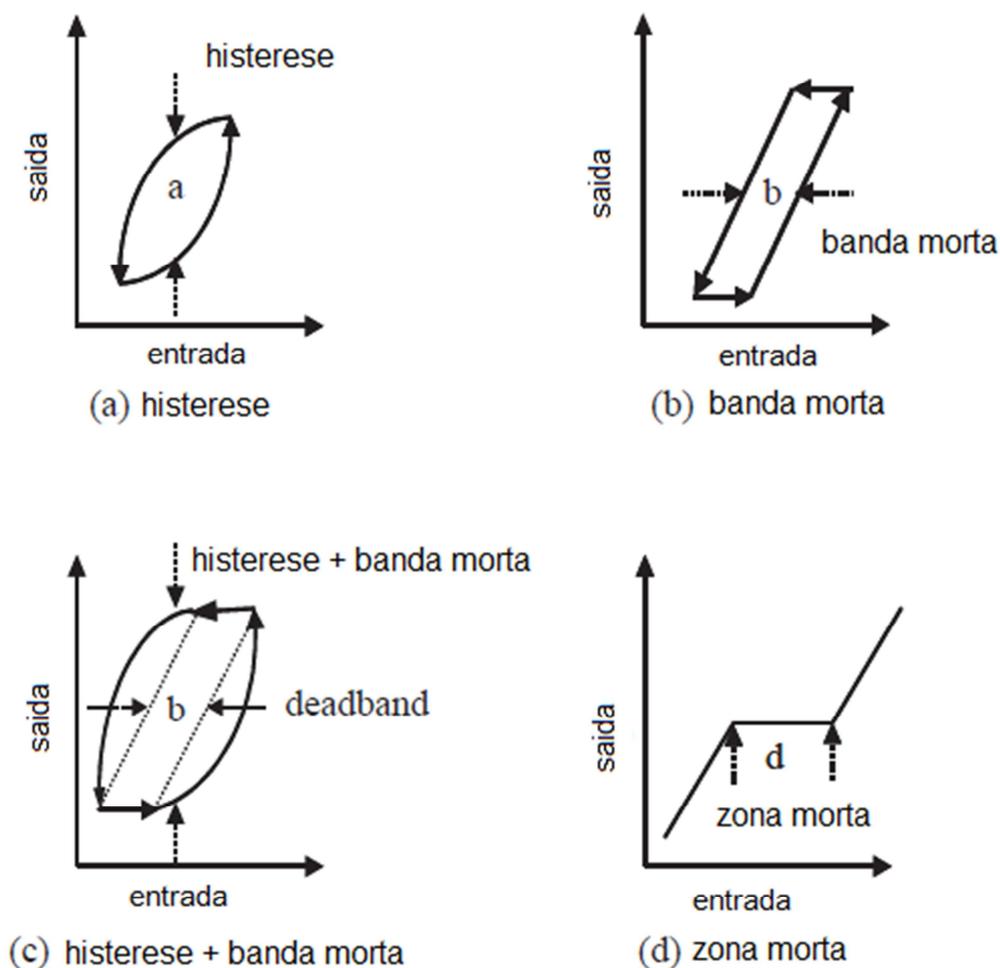


Figura 7 - Histerese, banda morta e zona morta (fonte: CHOUDHURY, 2005).

2.1.2. Definição do Atrito Estático

Muitas definições são propostas para o atrito estático e faz-se necessário uma interpretação sobre o que diferentes pesquisadores e organizações declaram sobre este fenômeno. O atrito consiste em uma força com tendência a se opor ao movimento relativo entre duas superfícies quaisquer que possuam contato físico entre si. A força de atrito é uma função normal que leva duas superfícies a dificultar o movimento relativo entre elas.

O atrito pode ser estático ou dinâmico. O atrito estático é a força que deverá ser superada para que seja iniciado um movimento relativo entre duas superfícies. Uma vez que a barreira do atrito estático seja vencida e que o movimento seja iniciado, o atrito dinâmico passa a atuar.

Para descrever o atrito estático, utiliza-se o termo *stiction* (*static + friction*) que constitui uma das maiores causas de banda morta dentro do universo das válvulas de controle.

Existem muitas definições publicadas na literatura disponível em bases científicas a respeito do termo *stiction*. Algumas delas podem ser observadas abaixo:

ISA (1993) define que *stiction* é a resistência ao início do movimento, usualmente medido como a diferença entre os valores requeridos para sobrepor ao atrito estático em escala ascendente e descendente.

De acordo com EnTech (1998):

Stiction é a tendência de travar-deslizar. Este fenômeno causa a resolução limitada na movimentação resultante da válvula de controle. A terminologia ISA ainda não foi ajustada para encontrar a definição adequada. Travar-deslizar é a tendência da válvula de controle emperrar quando está em repouso e repentinamente deslizar após uma força ser aplicada.

Horch (1999), define da seguinte maneira:

Atrito estático (*stiction*) é como uma combinação das palavras *stick* (parado) e *friction* (atrito), criado para enfatizar a diferença entre atrito dinâmico e estático. O atrito estático (*stiction*) ocorre quando o atrito estático inicial excede o atrito dinâmico (durante o movimento) dentro da válvula. O atrito estático descreve o comportamento emperrado da haste da válvula quando pequenas mudanças são tentadas. O atrito de um objeto em movimento é menor do que o atrito de um objeto parado. O atrito estático pode impedir que a haste da válvula se movimente em caso de pequenas mudanças na entrada da válvula, e então a haste se move quando existir força o suficiente para vencer o atrito estático. O resultado do atrito estático é que a força necessária para levar a haste a posição desejada, na presença de atrito estático, provocará um movimento rápido e abrupto.

Choudhury (2005a) e Jelali e Huang, (2010) propõem formalmente uma definição mais clara a respeito de *stiction*:

Atrito estático é uma propriedade de um elemento de tal forma que sua movimentação suave, em resposta a uma entrada variável, seja precedida por um salto abrupto repentino, chamado *slip-jump*. O *slip-jump* é expresso como uma porcentagem da amplitude de saída e sua origem em um sistema mecânico é o próprio atrito estático, o qual excede o atrito dinâmico que aparece durante a movimentação suave da válvula.

Todas as citações explanadas anteriormente descrevem as propriedades e consequências da existência do atrito estático, porém neste trabalho foi adotada a definição proposta por Choudhury *et al.*, (2005), a qual se baseia no estudo cuidadoso de dados reais de processo. Por meio da Figura 8, é possível verificar um gráfico de entrada *versus* saída de uma válvula com atrito estático. A ilustração consiste em quatro componentes: banda morta, banda agarrada, desprendimento e fase de movimento. Em movimento, quando a válvula interrompe ou altera sua direção no ponto A na Figura 8, a válvula emperra. Após a saída do controlador superar a força resultante entre a banda morta (AB) e a banda agarrada (BC) da válvula, a haste da válvula salta para uma nova posição (D) e segue seu movimento. Havendo baixa velocidade ou velocidade nula, a haste tende a travar novamente entre os pontos D e E enquanto segue neste sentido. Neste caso, a amplitude da banda morta é zero e apenas a banda agarrada está presente. Isto pode ser vencido se o sinal de saída do controlador for maior do que apenas a banda agarrada. A banda morta e banda agarrada representam as características da válvula quando não há movimento, mesmo que o sinal de entrada esteja variando. O salto representa o desprendimento repentino da energia potencial armazenada na câmara do atuador devido ao atrito estático transformando-se em energia cinética assim que a válvula começa a se mover. A amplitude do salto é bastante crucial na determinação das características do comportamento dos limites cíclicos devido ao atrito estático. Assim que a haste desprende, esta continua a se mover até agarrar novamente (ponto E da Figura 8). Nesta etapa de movimentação, o atrito dinâmico está presente, porém deve ser bem menor que o atrito estático.

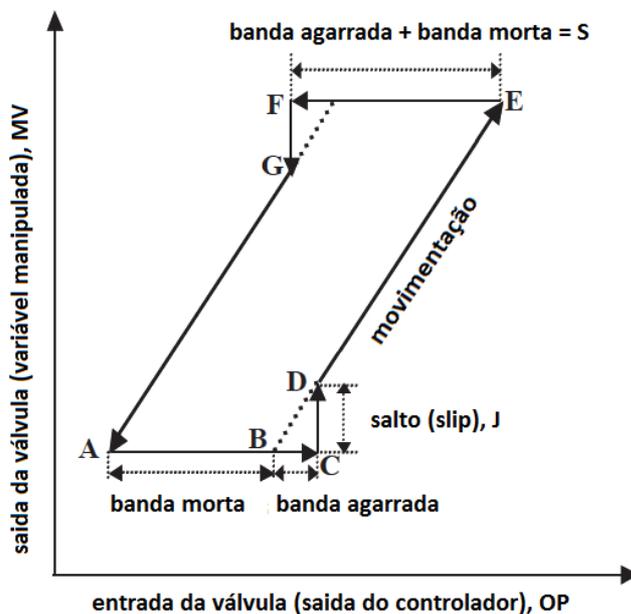


Figura 8 - Característica de uma válvula com atrito (fonte: Choudhury et al, 2005)

Após a análise do fenômeno, características e consequências decorrentes da existência do atrito estático, Choudhury *et al.*, (2005), define que atrito estático é uma propriedade de um elemento de forma que seu movimento suave em resposta a variação de uma entrada é precedida por um salto abrupto chamado de *slip-jump*.

2.2. Técnicas de Compensação de Atrito Estático

No item anterior, algumas técnicas de diagnóstico de atrito estático foram descritas. Após a confirmação da presença deste fenômeno, é desejável sua compensação e, portanto, neste item, são apresentadas duas técnicas para compensação de atrito estático em válvulas de controles.

2.2.1. Compensador Knocker

A ideia principal do método compensador **Knocker** proposto inicialmente por Hagglund (2002) é adicionar pulsos às mudanças do sinal de saída do controlador, onde cada pulso possui um correspondente nível de energia que compense exatamente o atrito estático. Sendo esta energia menor ao necessário para vencer a força do atrito estático, a válvula permanecerá presa e caso seja maior, a válvula deslizará muito além do necessário. A sequência de pulsos apresentada possui iguais amplitudes e períodos na mesma direção da mudança do sinal do controlador.

A sintonia do compensador *Knocker* é caracterizada por três parâmetros (tempo entre cada pulso h_k , a amplitude do pulso a e a largura do pulso τ) ilustrados pela Figura 9.

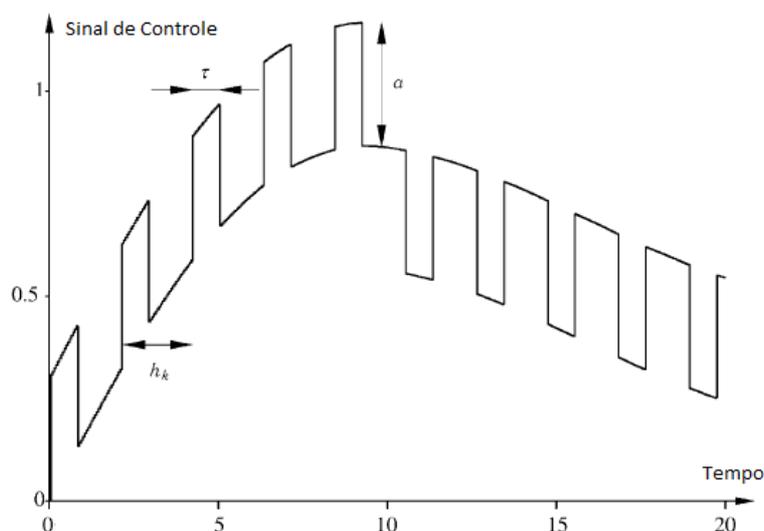


Figura 9 - Sinal de controle usando o *Knocker* (fonte: Hagglung, 2002)

O princípio do compensador *Knocker* é ilustrado através da Figura 10.

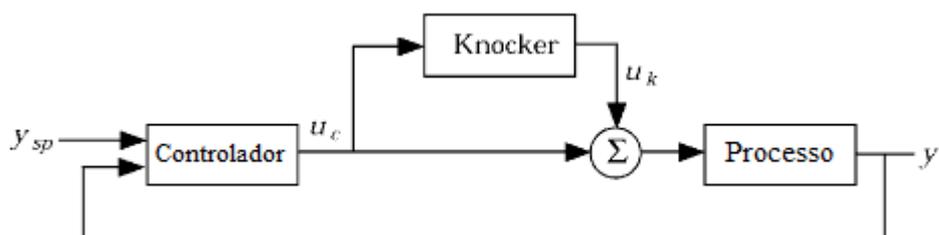


Figura 10 - Diagrama do compensador *Knocker* (fonte: Hagglung, 2002)

Observando-se os blocos apresentados pela Figura 10, verifica-se que o compensador *Knocker*, não possui detecção do nível de atrito, portanto para a sintonia de seus parâmetros, é necessário o conhecimento prévio do nível de atrito existente na válvula de controle. Detalhes adicionais relativos à implementação deste compensador e seu equacionamento matemático são mostrados mais adiante neste trabalho no item 3.3.6 - Modelo do Compensador *Knocker*.

2.2.2. Compensador Two-move

O compensador *Two-move* (dois movimentos) introduzido por Srinivasan e Rengaswamy (2008) foi proposto com o objetivo de eliminar os efeitos negativos causados pelo método anterior (*Knocker*) e como resultado foi obtido também a diminuição da variabilidade na malha de controle. Os autores concluem que adicionando um sinal de compensação na saída do controlador, a haste da válvula de controle é forçada a atingir sua posição de estado estacionário, de maneira que a variável de processo também atingirá o seu valor estacionário representado pelo valor desejado (*set point*) do controlador.

A proposta do compensador *Two-move* é ilustrado através da Figura 11.

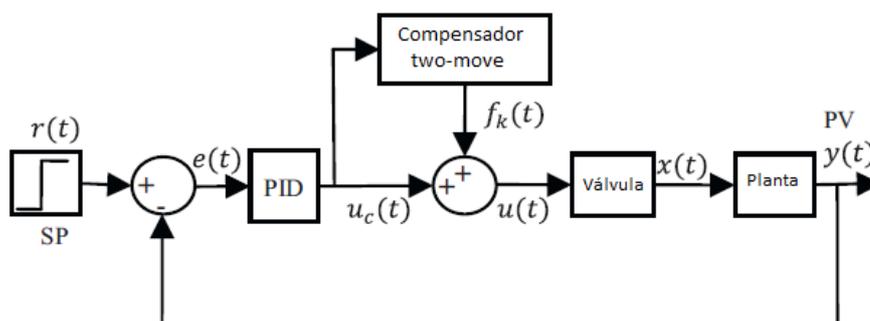


Figura 11 – Estrutura do compensador *Two-move* (fonte: de Souza, 2011)

Detalhes adicionais relativos a implementação deste compensador e seu equacionamento matemático são mostrados mais adiante neste trabalho no item 3.3.7 - Modelo do Compensador *Two-move*.

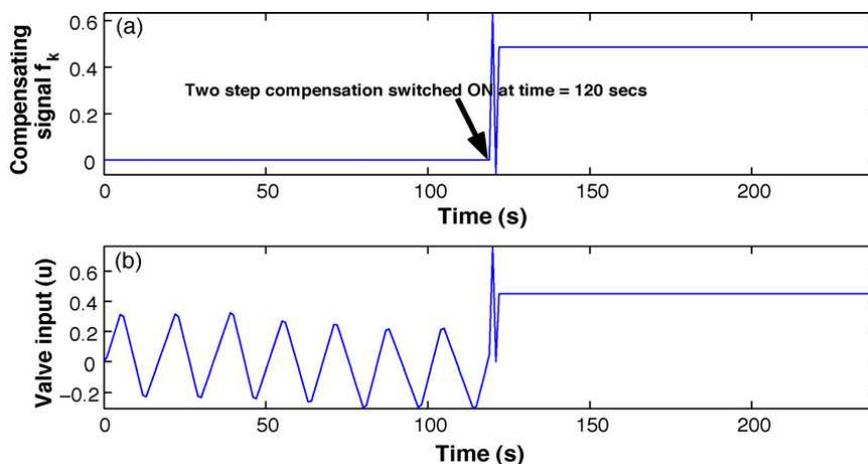


Figura 11a – Sinais de controle usando o *Two-move* (fonte: Srinivasan e Rengaswamy, 2008)

CAPÍTULO 3

METODOLOGIA

3.1. Implementação das Técnicas de Compensação de Atrito Estático

A implementação dos métodos estudados, foi realizada virtualmente através do software Simulink/Matlab®.

Os procedimentos foram realizados em ambiente totalmente simulado, onde ambos, processo e válvula de controle, foram modelos implementados por Srinivasan e Rengaswamy (2008) com o auxílio do aplicativo Matlab®.

O modelo de atrito utilizado para a válvula de controle simulada foi o modelo de Karnopp (Karnopp, 1985). Este modelo é baseado nas forças atuantes na dinâmica de uma válvula. Garcia (2008) conclui em seu trabalho de comparação de oito modelos que o modelo de Karnopp é capaz de representar as características esperadas de válvula, principalmente o fenômeno *slip-jump*.

Tendo em vista que processos reais diferentes apresentam dinâmicas e tempos de resposta diferentes, e que o trabalho a ser realizado em ambiente simulado teria como opção a escolha do modelo do processo, foi adotado aquele que processaria resultados no menor tempo possível.

Pensando nesta estratégia, o modelo do processo foi selecionado não deixando de considerar o tempo de duração das simulações, pois plantas com dinâmicas lentas exigiriam simulações demasiadamente longas para a visualização dos fenômenos de atrito estático e da atuação dos compensadores. Dentre os diversos modelos disponíveis, foi escolhida uma malha de controle de nível em um tanque cilíndrico vertical atmosférico, alimentado por fluxos variáveis e seu nível é regulado por meio de um controlador atuando sobre uma válvula de controle na saída do tanque.

O sistema a ser estudado para a malha de controle de nível é ilustrado abaixo através da Figura 12.

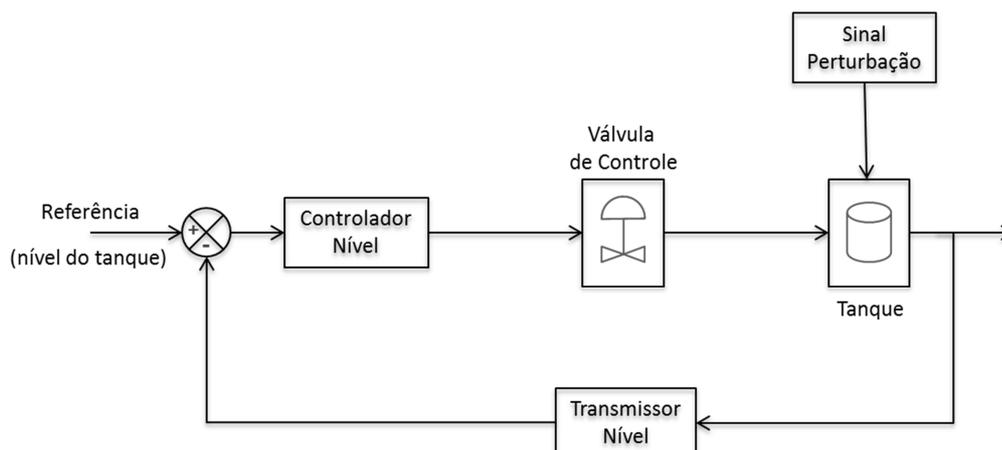


Figura 12 - Diagrama de Blocos do Controle, sem a presença de compensador.

Neste modelo, um tanque cilíndrico vertical, usado em um processo industrial genérico tem seu nível regulado por meio de um controlador do tipo proporcional + integral (PI) que recebe sinal de seu nível por meio de um transmissor e atua sobre uma válvula de controle proporcional, ambos com sinal 4 a 20 mA.

A Figura 13 ilustra os componentes: Transmissor de Nível (LT), Controlador de Nível (LIC), Válvula de Controle (LV) e Conversor I/P (LY).

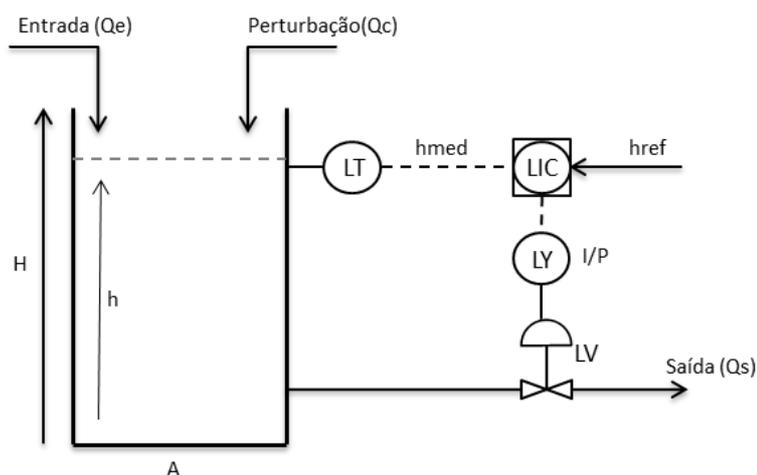


Figura 13 - Componentes da Malha de Nível

3.2. Ambiente de Trabalho

Para efetuarem-se os testes dos modelos adotados neste trabalho e devido à praticidade experimental na aplicação dos algoritmos compensadores, os ensaios foram realizados através de simulações computacionais, através do aplicativo Simulink/Matlab® R2012b da empresa “The MathWorks™” em ambiente 100% simulado e também em ambiente *HIL*.

3.2.1. Ambiente 100% Simulado

Nos ensaios em ambiente 100% simulados, a válvula de controle, sensores, perturbações, processo e controlador são modelados virtualmente e simulados por software computacional.

O software Matlab® e seu aplicativo Simulink® permite uma simulação dinâmica do sistema, através da implementação de módulos gráficos que possibilitam interativamente a combinação e edição de diversas características do sistema, disponibilizadas previamente pelo aplicativo, através de sua biblioteca de modelos já organizados e agrupados por similaridade de função.

Após a implementação dos modelos a serem avaliados, a simulação confere a flexibilidade necessária para que se possam ajustar diferentes parâmetros relacionados ao atrito estático de forma rápida e objetiva, através da simples alteração das variáveis dos blocos de controle. Esta facilidade representa muito interesse, pois proporciona a realização de testes que seriam difíceis de serem implementados em ambientes industriais devido a dificuldades inerentes que um processo produtivo normalmente está relacionado.

3.2.2. Ambiente HIL

O ambiente HIL (*Hardware-in-the-loop*) refere-se a um sistema cuja parte dos componentes do ensaio possui tecnologia puramente virtual, isto é, são simulados a partir de modelos matemáticos computacionais, enquanto que outros componentes são substituídos por dispositivos físicos reais.

Este tipo de ambiente se mostra muito eficiente e vantajoso, quando, por exemplo, se deseja testar um determinado controle que ao invés de estar conectado ao um equipamento real sob controle, está conectado a um simulador em tempo real. Do ponto de vista de controle, o módulo controlador “entende” que o controle

está atuando sobre um ambiente físico real. A exatidão dos dados simulados e demais interfaces elétricas conectadas ao controle devem ser adequadas.

Através do uso desta tecnologia, há possibilidade real de efetuarem-se testes e ensaios nos sistemas de controle considerando as várias faixas de condições operacionais, incluindo modos de falha. Tendo-se a possibilidade de testar o sistema de controle em uma etapa anterior ao teste em uma planta real, podem-se reduzir custos dentro do ciclo de desenvolvimento do sistema.

Neste trabalho, foi aplicada esta arquitetura, justamente pelo fato de não ter havido possibilidade da implementação dos compensadores em uma planta industrial real, entretanto, trata-se de um ensaio futuro que é sugerido ao final desta dissertação.

O sistema pneumático da válvula de controle consiste de um atuador linear pneumático, ilustrado pela Figura 14, acionado por um posicionador digital inteligente. Este conjunto pneumático foi escolhido, pelo fato de trabalhos semelhantes disponíveis em bases científicas terem sugerido o desenvolvimento de ensaios práticos em válvula de controle equipada com posicionador inteligente.

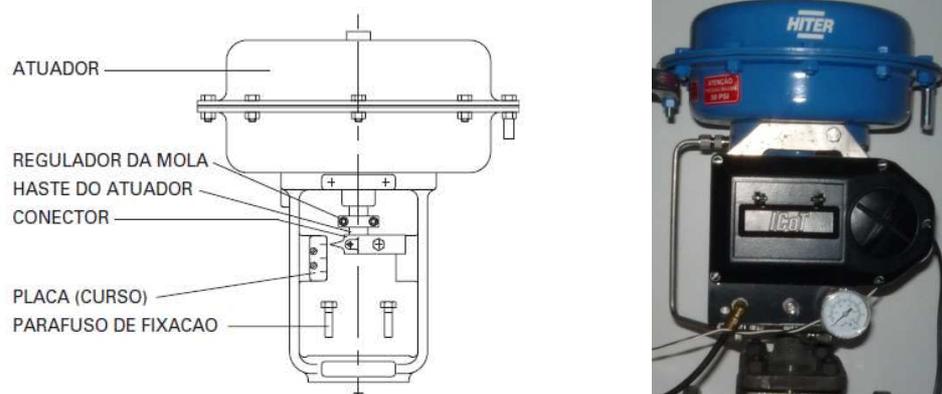


Figura 14 – Atuador Pneumático (catálogo e sistema real)

O corpo válvula de controle é tipo globo, diâmetro nominal de 1.1/2”, modelo 85-58 com atuador pneumático simples ação do tipo diafragma e retorno de mola, modelo DC006I-JF, ambos fabricados pela empresa Hiter (Pentair Valves & Controls). O corpo da válvula é ilustrado abaixo através da Figura 15.

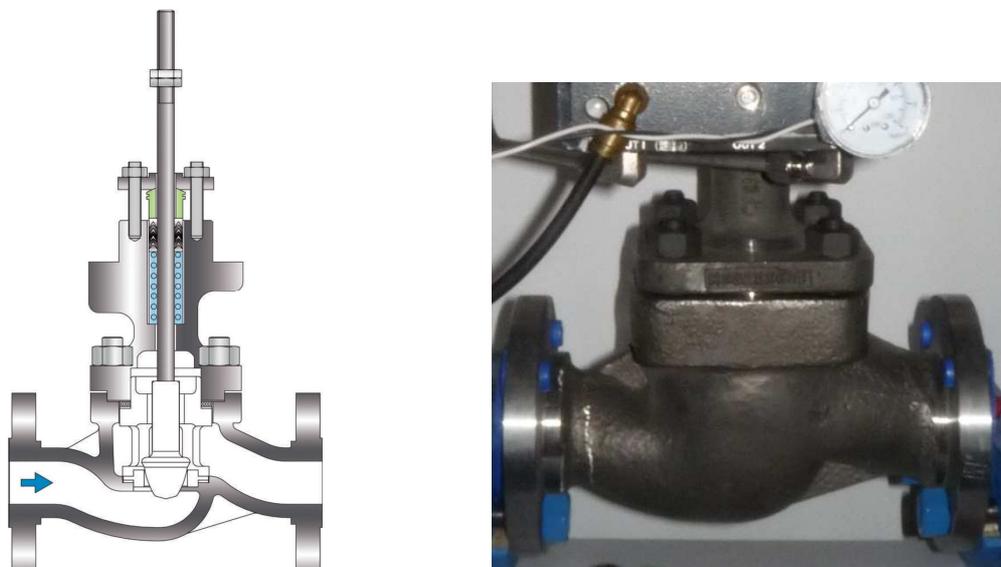


Figura 15 – Corpo da Válvula Globo (catálogo e sistema real)

O sistema foi equipado com um conjunto de sensores para medição de pressão do atuador e posição da haste da válvula. O lado da câmara do atuador sobre pressão é medido através de um transmissor de pressão analógico com elemento sensor tipo cerâmico modelo Cerabar S PMC71 fabricado pela empresa Endress+Hauser, ilustrado pela Figura 16.

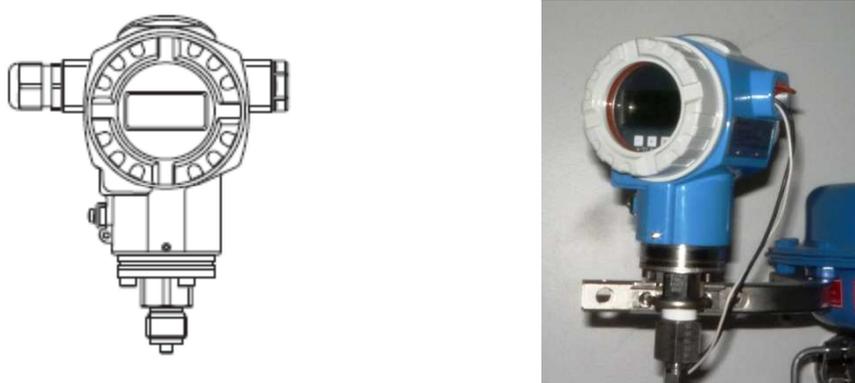


Figura 16 – Transmissor de Pressão (catálogo e sistema real)

A posição da haste da válvula é obtida através de um sensor de posição sem contato que utiliza o princípio magnético por efeito *hall* e sua montagem é integrada ao invólucro do posicionador. O módulo externo do conjunto está acoplada a haste do atuador que se movimenta linearmente sob o sensor, ilustrado na Figura 17. Por

último um transdutor converte o sinal de posição em sinal de corrente, obtendo-se ao final uma exatidão de 1/10 de 1mA.

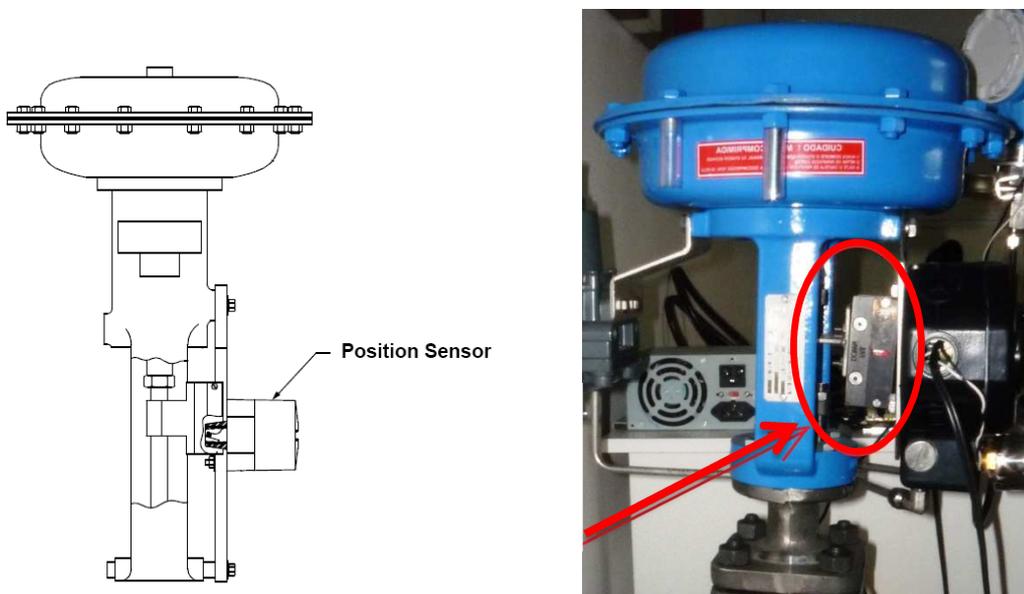


Figura 17 – Módulo externo do sensor de posição (catálogo e sistema real)

Por fim, o sinal de saída do controlador é enviado para a válvula através de um posicionador eletropneumático digital inteligente modelo ICOT 4300 fabricado pela empresa Westlock (Pentair Valves & Controls), ilustrado pela Figura 18 que converte o sinal de corrente para pressão que é o sinal de entrada para a válvula de controle.

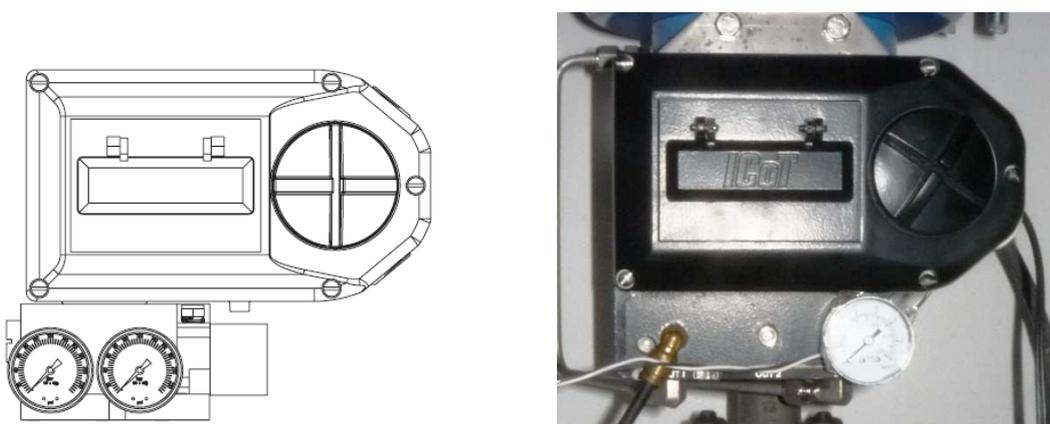


Figura 18 – Posicionador Digital Inteligente ICOT 4300 (catálogo e sistema real)

Todos os sensores e o posicionador eletropneumático foram conectados ao sistema de aquisição de dados de baixo custo myDAQ®, fabricado pela National Instruments, ilustrado através da Figura 19.

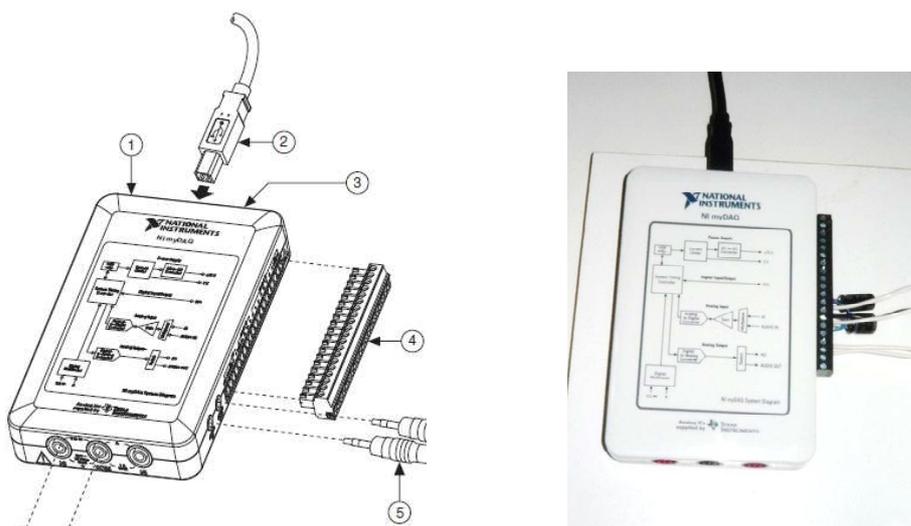


Figura 19 – Placa aquisição de dados myDAQ (catálogo e sistema real)

Devido à placa myDAQ® não possuir entradas e saídas analógicas de corrente, foram instalados conversores de tensão/corrente para a saída analógica e corrente/tensão para as entradas analógicas. Os modelos utilizados foram KFD2-USC-1D fabricado pela Pepperl+Fuchs e KD-755TA fabricado pela Sense, ilustrados pela Figura 20.

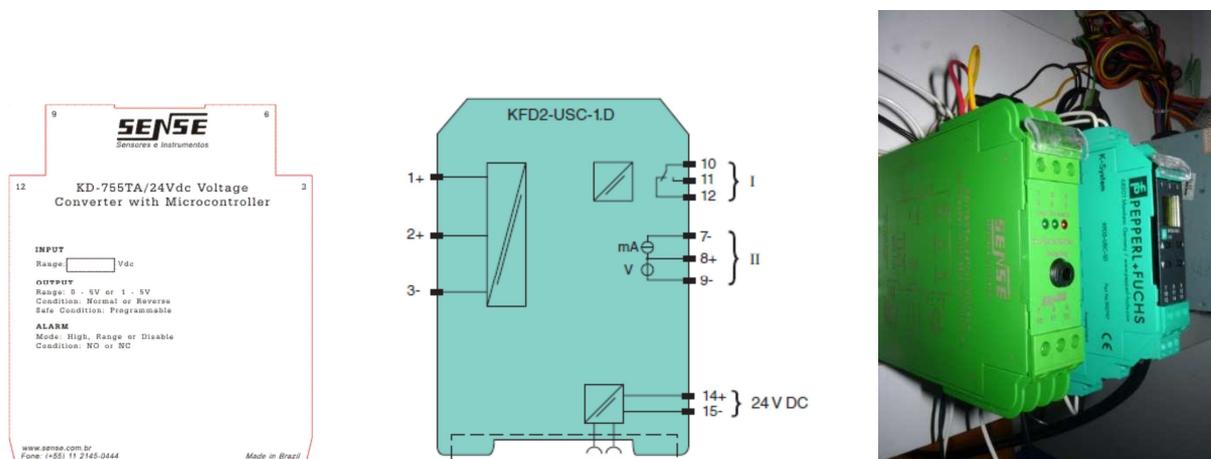


Figura 20 – Conversores Tensão/Corrente (catálogo e sistema real)

Para o desenvolvimento do procedimento experimental, todo hardware descrito anteriormente foi conectado a um computador contendo os algoritmos de controle e demais componentes modelados, tornando-se um sistema híbrido, chamado neste trabalho de ambiente HIL. O diagrama de blocos de controle HIL é ilustrado abaixo através da Figura 21.

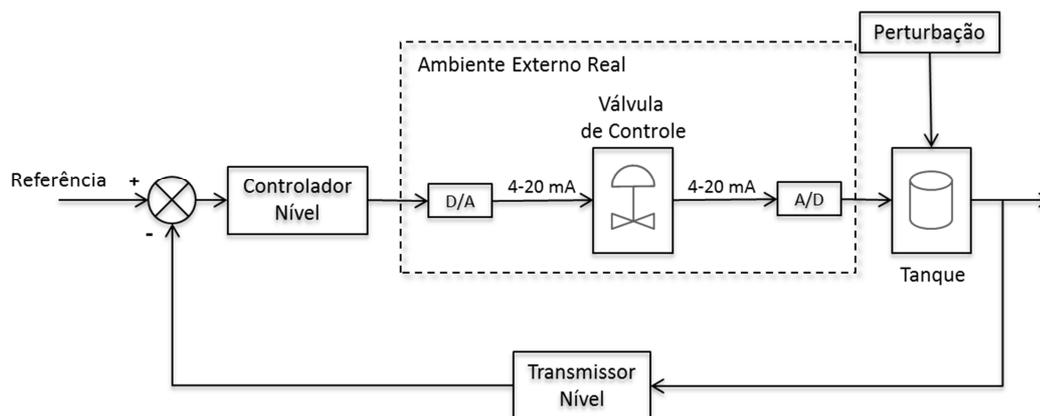


Figura 21 – Diagrama de Blocos do Controle do ambiente *Hardware in the Loop*

Para possibilitar a aquisição de dados e comunicação direta entre os dispositivos reais e o sistema de controle, algumas modificações foram feitas. A primeira modificação foi a instalação de um servidor OPC (*OLE for Process Control*) que viabilizasse uma atualização em tempo real do conjunto de dados das variáveis de entradas em saída do sistema de aquisição e os disponibilizassem para escrita e leitura ao sistema de controle desenvolvido no software Matlab/Simulink®, da MathWorks. Dentre as diversas opções disponíveis, optou-se pelo servidor NI OPC SERVERS da National Instruments. Também foi feita a instalação do módulo OPC *Toolbox* no Simulink®, e adicionados os módulos OPC *Read/Write* para habilitar os ensaios em tempo real. A última modificação foi a instalação do software MAX® (*Measurement & Automation Explorer*) da National Instruments que integrou o servidor OPC à placa de aquisição myDAQ®. O ambiente virtual modificado pode ser visto através do diagrama de blocos simplificado ilustrado pela Figura 22.

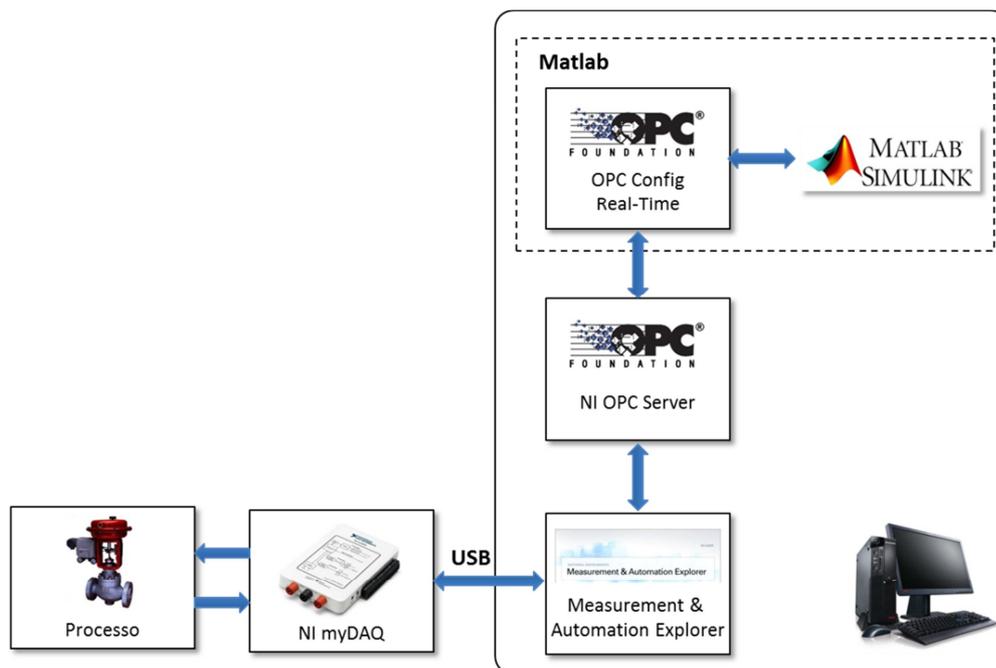


Figura 22 – Diagrama de blocos simplificado do ambiente híbrido

Uma vez finalizadas as interligações e adaptações no hardware e no software, o sistema está completo, possibilitando assim a realização dos ensaios. As Figuras 23 e 24 a seguir apresentam um diagrama e uma foto do conjunto completo.

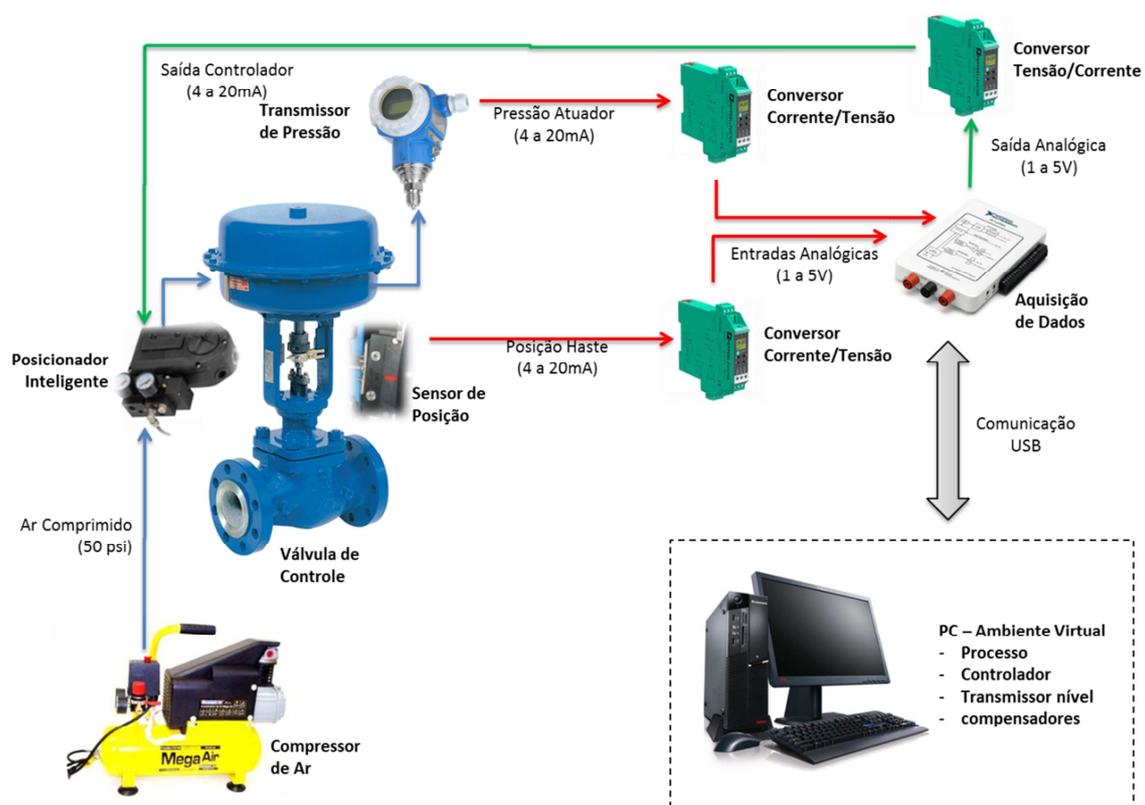


Figura 23 – Diagrama de blocos do ambiente *Hardware-in-the-Loop* simplificado



Figura 24 – Foto do ambiente *Hardware-in-the-Loop* montado

3.3. Modelos considerados

3.3.1. Modelo da válvula de controle e atrito estático

O modelo adotado para a válvula de controle foi estudado anteriormente por Garcia, (2008) que apresentou em seu trabalho uma comparação entre oito diferentes modelos de atrito estático aplicado a válvulas de controle.

Segundo o autor, o modelo de **Karnopp** foi capaz de representar as características esperadas para válvulas, principalmente o fenômeno “**stick-slip**”.

A função do atuador em uma válvula de controle é movimentar a haste da válvula de forma a modular sua abertura ou fechamento. Garcia (2008) declara que a maioria dos atuadores de válvulas de controle utilizadas em processos industriais é pneumático, dado sua simplicidade e baixo custo. Neste sentido, para modelagem da válvula de controle com atuador pneumático, utilizou-se a equação de equilíbrio de forças baseada na segunda lei de Newton.

Em suas pesquisas, para modelar a válvula de controle, os autores Choudhury *et al.* (2005), Srinivasan *et al.*, (2005) e Garcia, (2008) desenvolveram a expressão da somatória de forças atuantes no conjunto mecânico, ilustrada abaixo através da equação 1:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = \sum \text{Forças} = F_{\text{pressão}} - F_{\text{mola}} - F_{\text{atrito}} - F_{\text{fluido}} - F_{\text{sede}} \quad (1)$$

onde:

m é a massa das partes móveis (haste e obturador);

x é a posição relativa da haste;

$F_{\text{pressão}} = S_a \times P$ é a força aplicada pelo atuador, onde S_a é a área do diafragma e P a pressão do ar;

$F_{\text{mola}} = k \times x$ é a força da mola, onde k é a constante da mola;

F_{atrito} é a força de atrito;

$F_{\text{fluido}} = \alpha \times \Delta P$ é a força relacionada a perda de carga do fluido, onde α é a área desbalanceada do obturador e ΔP a perda de carga;

F_{sede} é a força adicional requerida para forçar o obturador assentar na sede.

Seguindo o raciocínio de Choudhury *et al.* (2005) e Garcia (2008), as contribuições de F_{fluido} e F_{sede} são desprezíveis e portanto podem ser consideradas nulas quando comparadas às demais forças atuantes no balanço de forças. Com isto, reescrevendo a equação 1, obtemos a equação 2:

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

Para melhor compreensão do modelo adotado neste trabalho, são apresentadas algumas considerações sobre os demais modelos propostos anteriormente para uma válvula de controle.

De acordo com Olsson (1996) e Garcia (2008) os modelos de atrito podem ser classificados como estático e dinâmico. Os modelos clássicos são estáticos e conforme o próprio nome diz, o atrito é modelado admitindo-se velocidade de movimento da haste igual a zero, não dependente do tempo, enquanto que para os modelos dinâmicos, os parâmetros utilizados são dependentes do tempo.

Os modelos estáticos consideram normalmente três componentes principais: o atrito estático, o atrito viscoso e o atrito de Coulomb. Com isto, a força de atrito estático total pode ser expressa conforme a equação 3:

$$F_{atrito}(v) = \left[F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} \right] sgn(v) + F_v \times v \quad (3)$$

onde:

F_c é o coeficiente de atrito de Coulomb;

F_s é o coeficiente de atrito estático;

F_v é o coeficiente de atrito viscoso;

v é a velocidade da haste;

v_s é a velocidade de Stribeck.

Substituindo a equação 3 em 2, a equação do equilíbrio de forças resulta na equação 4:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = (S_a \times P) - (k \times x) - \left[\left(F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} \right) \text{sgn}(v) + F_v \times v \right] \quad (4)$$

Na equação 5 abaixo, é representado o modelo estático clássico:

$$F_{\text{atrito}} = \begin{cases} F_{\text{atrito}}(v) = \left[\left(F_c + (F_s - F_c) e^{-(v/v_s)^2} \right) \text{sgn}(v) + F_v \times v \right] & \text{se } v \neq 0 \\ F_e = F_{\text{pressão}} - F_{\text{mola}} = (S_a \times P) - (k \times x) & \text{se } v = 0 \text{ e } |F_e| \leq F_s \\ F_s \times \text{sgn}(F_{\text{pressão}} - F_{\text{mola}}) & \text{se } v = 0 \text{ e } |F_e| > F_s \end{cases} \quad (5)$$

A expressão da primeira linha da equação 5, indica que a haste está em movimento. A segunda linha representa a situação em que a haste está emperrada. A terceira linha representa a situação em que a haste está prestes a se mover.

O modelo descrito acima apresenta um comportamento indesejado em torno da velocidade nula de movimentação da haste, pois em simulações a velocidade nunca alcança exatamente a velocidade nula, porém ela oscila em torno deste valor.

Diante do exposto, (KARNOPP, 1985) propõe um modelo que soluciona este problema, detecta a velocidade nula e alterna entre as equações da segunda e terceira linha.

O modelo estático de atrito de Karnopp estabelece um intervalo ao redor de $v = 0$ (velocidade nula), criando uma zona morta para a situação $|v| < DV$. DV é um parâmetro a ser definido. Neste trabalho optou-se por $DV = 0,6 \times v_s = 1,52 \times 10^{-4} \text{ m/s}$.

Pela física, as equações que representam a aceleração, velocidade e deslocamento são ilustradas respectivamente pelas equações 6, 7 e 8 abaixo:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} \quad (6)$$

$$v = \frac{dx}{dt} = \int a dt \quad (7)$$

$$x = \int v dt \quad (8)$$

Analisando-se as equações 6, 7 e 8 acima indicadas e substituindo-as nas equações básicas do sistema massa-mola, obtém-se as equações 9, 10 e 11 ilustradas abaixo:

$$F = -kx = ma \quad (9)$$

∴

$$kx = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (10)$$

∴

$$a = \frac{d^2x}{dt^2} = -\frac{k}{m}x \quad (11)$$

As equações básicas da física acima fornecem a informação necessária para começar a construir o modelo dado pelas equações 9, 10 e 11, ilustradas pela Figura 25 abaixo que representa o Sistema Massa-mola.

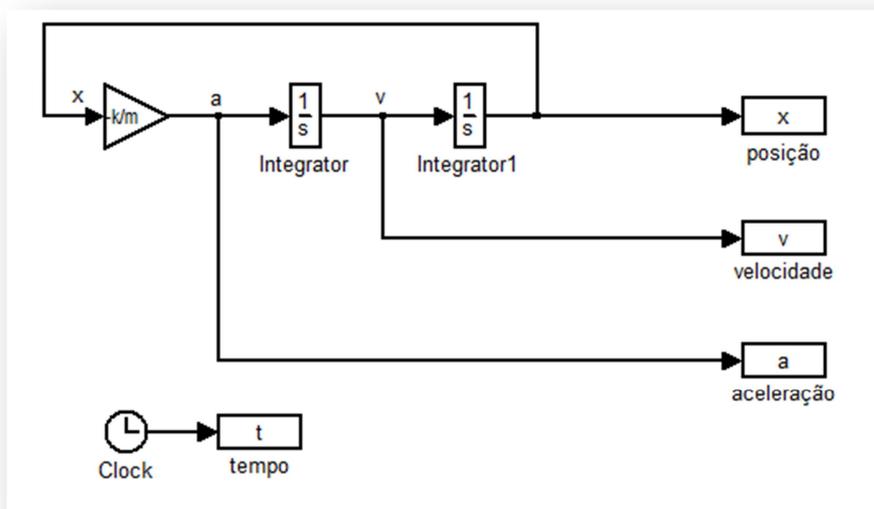


Figura 25 - Modelo Simulink para o Sistema Massa-Mola

A partir do Sistema Massa-mola ilustrado pela Figura 25 acima, é possível construir o modelo para a Somatória de Forças Atuantes no Conjunto Mecânico em uma Válvula de Controle dada pela equação 4, ilustrado pela Figura 26 abaixo:

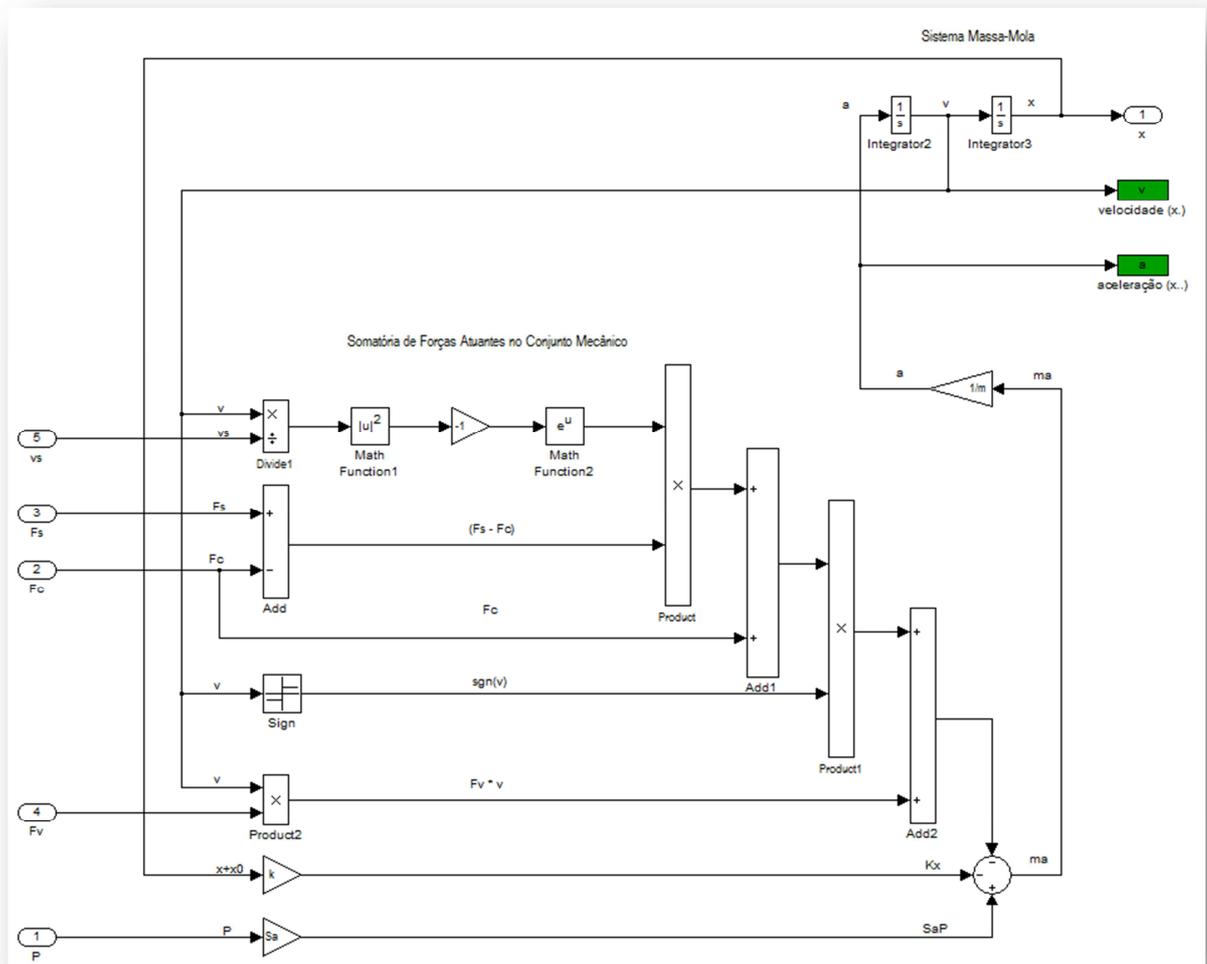


Figura 26 - Modelo Simulink para Somatória de Forças no Conjunto Mecânico

3.3.2. Modelo do Conversor I/P

O conversor I/P é um simples transdutor linear que converte o sinal de corrente elétrica padrão de 4 a 20 mA proveniente da saída do controlador para sinal pneumático padrão 3 a 15 psi a ser conectado à entrada da válvula de controle. Como a dinâmica deste conversor é suposta desprezível, resulta que o modelo é composto apenas por um ganho, dado pela equação 12, ilustrada pela Figura 27.

$$G_{IP}(s) = K_{IP} = \frac{15 - 3 \text{ [psi]}}{20 - 4 \text{ [mA]}} = 0,75 \frac{\text{psi}}{\text{mA}} \quad (12)$$

onde:

G_{IP} é a função de transferência do conversor I/P;

K_{IP} é o ganho do conversor I/P.

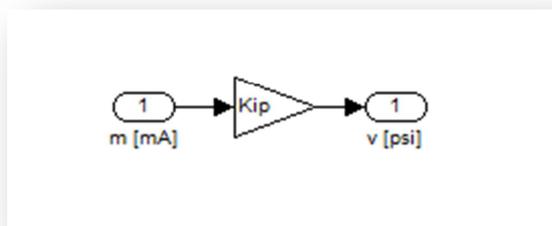


Figura 27 - Modelo Simulink para o Conversor I/P

3.3.3. Modelo do Transmissor

O transmissor de nível do processo foi modelado por uma função de transferência, dada pela equação 13 com constante de tempo característica deste instrumento, ilustrada pela Figura 28.

$$G_T(s) = \frac{K_T}{1 + \tau_T s} \quad (13)$$

onde:

G_T é a função de transferência do transmissor;

K_T é o ganho do transmissor;

τ_T é a constante de tempo do transmissor.

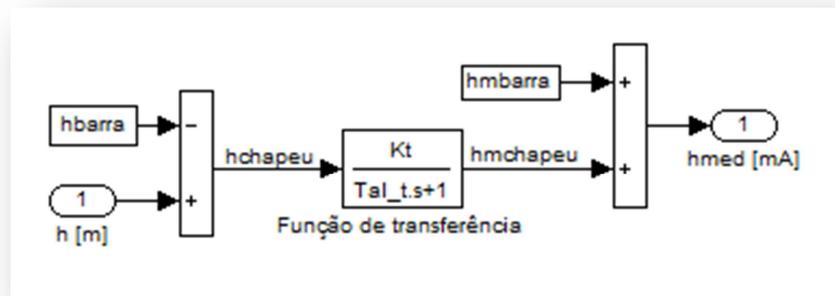


Figura 28 - Modelo Simulink para o Transmissor de Nível

3.3.4. Modelo do Controlador

O modelo adotado para o controlador de nível foi aplicado anteriormente por Garcia, (2009) que apresentou em seus estudos de simulação digital de sistemas hidráulicos uma aplicação de controle de nível em tanque, incluindo instrumentação.

Conforme sugere o autor, o controlador de nível foi modelado através da função de transferência que descreve o comportamento de um controlador PI típico, dada pela equação 14, ilustrada pela Figura 29 que apresenta ação de controle reverso, com anti-saturação do modo integral.

$$G_C(s) = K_C \cdot \left(1 + \frac{1}{T_I \cdot s}\right) \quad (14)$$

onde:

G_C é a função de transferência do controlador;

K_C é o ganho do controlador;

T_I é a constante de tempo integral do controlador.

Os parâmetros de sintonia definidos por Garcia, (2009), puderam ser aproveitados para os ensaios iniciais deste trabalho, porém, pequenos ajustes foram necessários para definir o melhor ponto de operação. Uma alternativa para se realizar a sintonia de forma sistemática em malhas de controle de nível, pode ser encontrada em Rice e Douglas (2008).

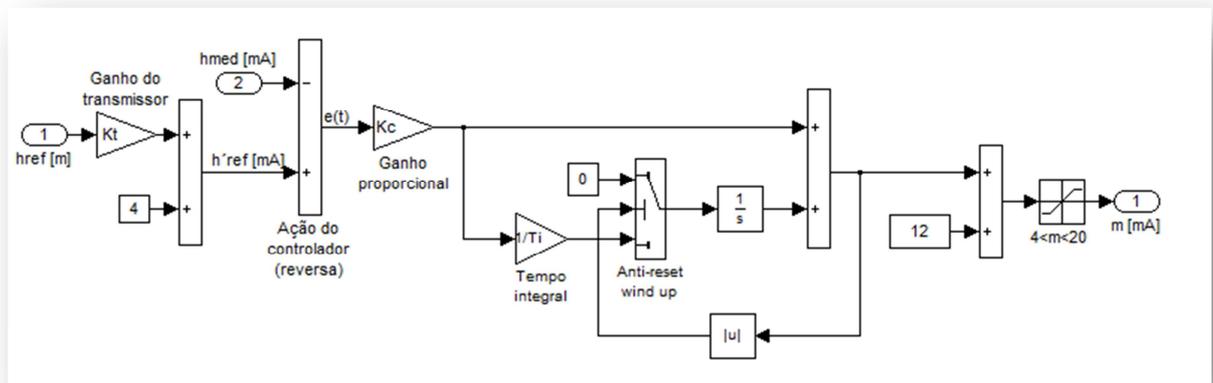


Figura 29 - Modelo Simulink para o Controlador de Nível

3.3.5. Modelo do Processo

O objetivo principal deste tópico é mostrar a resposta dinâmica do processo de controle de nível, utilizando seu modelo matemático, função de transferência e diagramas de bloco.

O modelo matemático final foi obtido a partir da equação 15, que demonstra a relação existente entre as variáveis de entrada e a saída do modelo completo, ilustrado anteriormente pelas Figuras 12 e 13.

$$A \frac{dh}{dt} = Q_e + Q_c - Q_s \quad (15)$$

onde:

A é a área da base do tanque;

h é a altura do nível do tanque;

Q_e é a variação de vazão na entrada do tanque;

Q_c é a variação de vazão de perturbação na entrada do tanque;

Q_s é a variação de vazão controlada na saída do tanque.

Tomando-se como base, o diagrama de blocos do processo de controle ilustrado pela Figura 12, adicionando os componentes da malha ilustrados pela Figura 13, e seus respectivos modelos ilustrados pelas Figuras 25 a 29, é possível

apresentar o modelo geral do processo em malha fechada no Simulink, conforme Figura 30 abaixo:

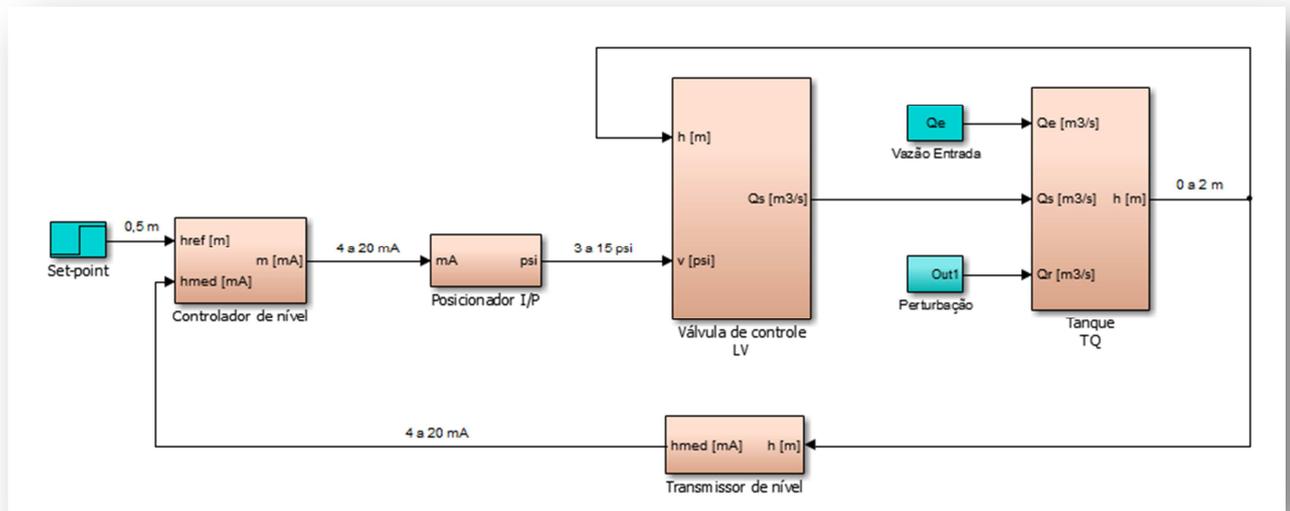


Figura 30 - Modelo Geral do Processo para o Simulink

3.3.6. Modelo do Compensador *Knocker*

Para o modelamento do compensador *Knocker* utilizou-se a equação matemática, apresentada por Hagglund (2002), onde o princípio de funcionamento é ilustrado abaixo através da equação 16. O sinal de controle $u(t)$ consiste em dois termos:

$$u(t) = u_c(t) + u_k(t) \quad (16)$$

onde:

$u_c(t)$ é a saída normal do controlador;

$u_k(t)$ é a saída do *Knocker*.

Nesta técnica, $u_c(t)$ é a saída de um controlador PID (que em nosso caso é um controlador PI) e a saída $u_k(t)$ do *Knocker* é uma sequência de pulsos caracterizada por três parâmetros: O intervalo de tempo entre cada pulso h_k , a amplitude do pulso a , e a largura do pulso τ . A duração de cada período do pulso, $u_k(t)$ é ilustrada abaixo pela equação 17:

$$u_k(t) = \begin{cases} a \operatorname{sign}(u_c(t) - u_c(t_p)) & t \leq t_p + h_k + \tau \\ 0 & t > t_p + h_k + \tau \end{cases} \quad (17)$$

onde:

t_p é o tempo de início do pulso anterior.

Portanto, o sinal de cada pulso é determinado pela taxa de alteração do sinal de controle $u_c(t)$. O sinal de controle final, somado a sequência de pulsos Klocker é ilustrado através da Figura 9, apresentada anteriormente no capítulo 2.

A escolha dos três parâmetros do *Klocker*, a , τ , e h_k , determina as características da sequência de pulsos. Conforme informa Hagglund (2002), estes parâmetros devem ser escolhidos de maneira a entregar a válvula uma energia necessária para superar a força de atrito sem provocar, porém, nenhum deslizamento extra prejudicial ao movimento.

Segundo os ensaios de campo do autor, o valor da amplitude a deve ser definido entre o intervalo: $1\% < a < 4\%$, da faixa total do sinal de controle, e após esta definição deve-se mantê-lo fixo para cada nível de atrito.

A escolha do valor da largura do pulso τ deve considerar a taxa de amostragem do sinal de controle. Após testes de campo, obteve-se melhores resultados para valores de τ que variam de h a $2h$ onde h é a taxa de amostragem do sinal de controle.

O período do pulso h_k deve ser maior do que a taxa de amostragem h , do controlador e também maior do que a largura do pulso τ .

Neste trabalho, os três parâmetros foram testados durante os ensaios e os valores escolhidos para cada nível de atrito são apresentados mais adiante no Capítulo 4 desta dissertação.

Por fim, o modelo do compensador *Klocker* desenvolvido a partir das equações 16 e 17, implementado no ambiente Simulink/Matlab[®], utilizando-se dos parâmetros da Tabela 1 é ilustrado abaixo através da Figura 31.

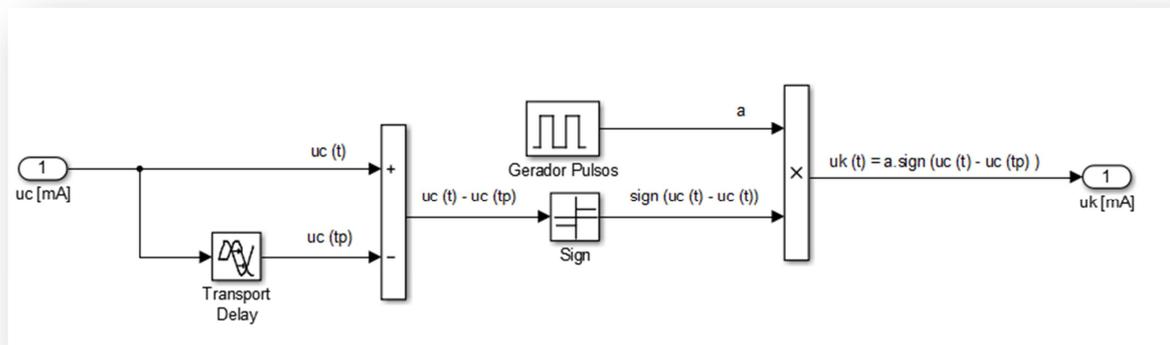


Figura 31 – Modelo Simulink para o compensador *Knocker*

3.3.7. Modelo do compensador *Two-move*

Para o modelamento do compensador *Knocker* utilizou-se a equação matemática, apresentada por (Srinivasan e Rengaswamy, 2008) onde o princípio de funcionamento é representado abaixo através das equações 18 e 19. O diagrama de blocos é ilustrado através da Figura 11. Em resumo, os dois movimentos gerados pelo compensador *Two-move* são:

$$(f_k)_t = |(m)_t| + d \quad \text{e} \quad (m)_t = (u_c)_t + \text{sign} \left(\frac{d(u_c)_t}{dt} \right) (f_k)_t \quad (18)$$

$$(f_k)_{t+1} = -(m)_{t+1} \quad (19)$$

onde:

- $(f_k)_t$ é a saída do compensador *Two-move*;
- $(m)_t$ é a saída do controlador do processo somada a sua derivada;
- $(u_c)_t$ é a saída do controlador do processo;
- $(u)_t$ é o sinal que chega até a válvula de controle;
- d é o sinal que representa a “severidade” do atrito;
- $(f_k)_t$ é a saída do compensador *Two-move*.

Este compensador foi projetado de forma que, no primeiro movimento, $(f_k)_t$, a haste da válvula de controle saia de uma posição travada e se movimente. No

segundo movimento, $(f_k)_{t+1}$, a válvula deve alcançar sua posição estacionária, conforme o sinal $(u)_t$, e a partir deste momento, permanecer nesta posição.

Com relação a seu funcionamento, no instante t o compensador é ligado. Neste instante, o sinal $(u)_t$ é igual a saída do controlador $(u_c)_t$, somada ao sinal $|(u_c)_t| + d$, sinal este que deve ser suficiente para tirar a haste da válvula de uma posição travada.

É importante destacar que o sinal $|(m)_t| + d$ possui o sinal da derivada da saída do controlador, ou seja, é um sinal que, somado ao sinal do controlador, possibilita a movimentação da haste da válvula.

Neste trabalho, os parâmetros foram testados durante os ensaios e os valores escolhidos para cada nível de atrito são apresentados mais adiante no Capítulo 4 desta dissertação.

O modelo final para do compensador *Two-move*, desenvolvido a partir das equações 18 e 19 e implementado no ambiente Simulink/Matlab[®], utilizando-se dos parâmetros da Tabela 2 conforme ilustrado abaixo através da Figura 32.

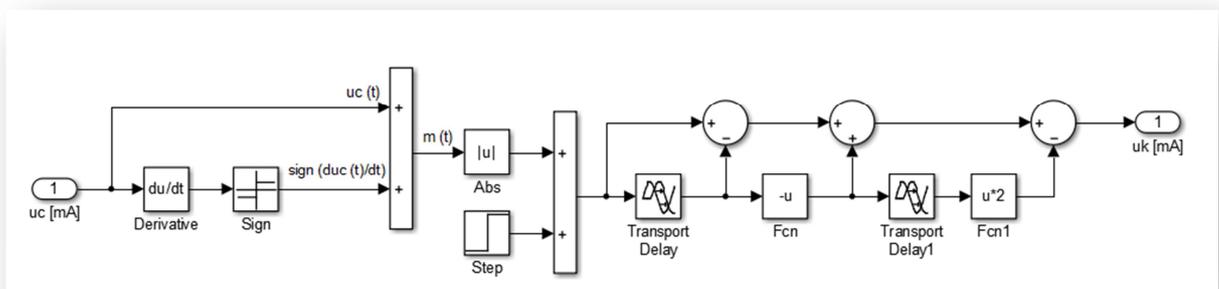


Figura 32 – Modelo Simulink para o compensador *Two-move*

3.4. Procedimento Experimental

A metodologia para os ensaios considerados para este trabalho possibilita a variação de diversos parâmetros dos modelos apresentados anteriormente. A seguir, são descritos os ensaios previstos para avaliar o desempenho dos compensadores.

3.4.1. Malha de Controle em regime estável

No capítulo 2 deste trabalho, é ilustrado através da Figura 12, o diagrama de blocos do processo de controle em malha fechada, sem compensador de atrito. Neste ponto, deseja-se manter um valor estável ao sinal de referência do controlador para que seja possível comparar os sinais de controle quando o compensador for implementado.

3.4.2. Degrau no sinal de referência do controlador de nível

Ainda referente ao diagrama de blocos de processo de controle em malha fechada sem compensador ilustrado através da Figura 12, no capítulo 3, após o sistema atingir sua estabilidade, deseja-se aplicar um degrau ao sinal de referência do controlador para que seja possível comparar os sinais de controle quando o compensador for implementado.

3.4.3. Presença de perturbações adicionadas ao processo

Por fim, ainda referente ao capítulo 3, através da Figura 12, é possível identificar a presença do sinal “Perturbação” entrando no bloco “Tanque”. Neste ponto, deseja-se adicionar sinais de perturbação agindo diretamente sobre o processo, para que também seja possível analisar o desempenho do sistema quando submetido a perturbação.

3.4.4. Parâmetros do modelo de válvula com atrito

Os módulos compensadores são testados e ensaiados nos modelos de válvulas que podem assumir diferentes características de atrito a depender dos parâmetros a serem estimados tais como viscosidade, coeficientes de atrito estático e de Coulomb.

Este trabalho baseia-se em três conjuntos de parâmetros, nomeados de baixo (gaxetas que não apresentam atrito), médio (gaxetas com aperto moderado) e alto (gaxetas excessivamente apertadas). Os coeficientes de atrito F_s , F_c e F_v e os parâmetros m (massa das partes móveis, haste e conjunto obturador) e k (constante elástica da mola), foram obtidos em Kayihan, Doyle III (2000) e se tornam necessários para os ensaios simulados no modelo de atrito de Karnopp.

São listados a seguir, pela Tabela 1, os parâmetros para os três níveis de atrito da válvula que é simulada neste trabalho.

Tabela 1 – Parâmetros para níveis de atrito

Coeficiente	Baixo	Médio	Alto
Sa: área do diafragma (m ²)	0,0645 (100 in ²)	0,0645 (100 in ²)	0,0645 (100 in ²)
K: constante da mola (N/m)	52500 (300 lbf/in)	52500 (300 lbf/in)	52500 (300 lbf/in)
M: massa da haste e plug (kg)	1,36 (3 lb)	1,36 (3 lb)	1,36 (3 lb)
Fc: coeficiente de atrito de Coulomb (N)	44 (10 lbf)	1423 (320 lbf)	2224 (500 lbf)
Fs: coeficiente de atrito (N)	1708 (384 lbf)	1708 (384 lbf)	2669 (600 lbf)
Fv: coeficiente de atrito viscoso (N.s/m)	612 (3,5 lbf.s/in)	612 (3,5 lbf.s/in)	1224 (7 lbf.s/in)
Vs: velocidade de Stribeck (m/s)	$2,54 \times 10^{-4}$ (0,01 in/s)	$2,54 \times 10^{-4}$ (0,01 in/s)	$5,08 \times 10^{-4}$ (0,02 in/s)

A partir de cada um dos níveis de valores dos coeficientes listados pela Tabela 1, serão realizados os ensaios relativos as seções 3.2.1 e 3.2.2, ou seja, malha rodando em regime estável, aplicação de degrau ao sinal de referência e adição de perturbação ao processo.

3.4.5. Inclusão e habilitação dos compensadores

Têm-se definidos os tipos de ensaio (controle em regime estável, degrau no valor de referência e perturbação no processo) e os níveis de atrito da válvula que é simulada neste trabalho. Também, têm-se definidos o modelo do processo (nível) e do controle da malha (PI). Seguindo a frente com o procedimento proposto, é implementado o modelo dos compensadores no ambiente Matlab/Simulink[®].

Com a implementação dos compensadores considerados através da programação orientada a objeto nos blocos de controle do ambiente Matlab/Simulink[®], os mesmos são interligados ao modelo de malhada fechada de nível representado na Figura 12. O sistema estudado para a malha de controle de

nível ensaiada, adicionando agora os modelos dos compensadores, é ilustrado abaixo através da Figura 33.

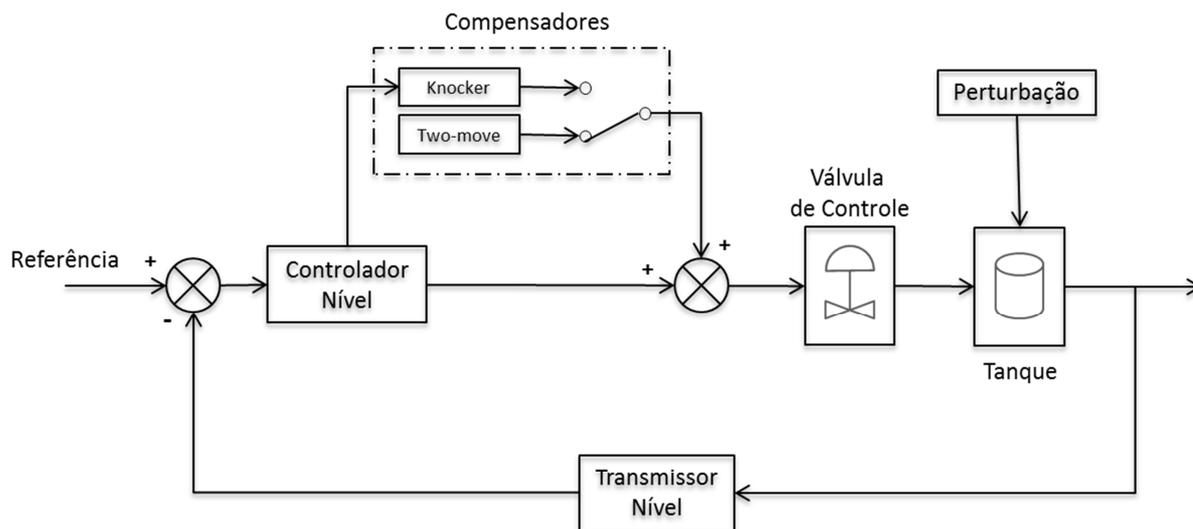


Figura 33 – Diagrama de blocos do processo de controle, com compensadores.

Analisando a Figura 33, observa-se que tanto o compensador *Knocker* quanto o compensador *Two-move*, são compensadores que adicionam sinal a saída do controlador da planta, buscando minimizar os efeitos provocados pelo atrito na válvula de controle. Dessa forma, em uma situação real de uma planta industrial, os mesmos podem ser implementados na programação do sistema de controle do processo industrial.

3.4.6. Sequência e etapas dos ensaios práticos

Finalizado as definições e roteiros para os procedimentos, já é possível iniciar os ensaios da malha fechada de controle de nível com e sem compensação de atrito estático. Os pontos de atenção durante a execução dos testes estão relacionados aos parâmetros de configuração do tempo de simulação do Matlab/Simulink®. Para o ambiente 100% simulado, é desejável que a escolha do passo de integração não seja tão pequeno e demasiadamente demorado que inviabilize as simulações, porém nem tão grande e demasiadamente rápido o que poderia trazer perdas de informações importantes no ensaio, tal como o efeito *slip-jump*. Para o ambiente HIL, as informações e dados importantes no ensaio, são obtidos diretamente através da válvula real, e neste caso, o modelo do atrito estático implementado no software Matlab/Simulink® não mais é utilizado.

3.4.7. Gráficos para análise dos dados

Ao término de cada cenário ensaiado, os dados gerados estão armazenados para análise, possibilitando assim a plotagem de gráficos tais como: pressão no atuador da válvula, posição da haste da válvula e dentre todos demais, o principal elemento gráfico é aquele que representa o valor de referência frente aos valores reais do processo de nível da planta, de forma possibilitar a análise dos erros gerados a cada situação.

3.4.8. Cálculos matemáticos para análise de desempenho

A simples inspeção visual dos gráficos plotados para cada cenário ensaiado, não é suficiente para demonstrar a eficiência do compensador. O desempenho de cada compensador pode ser avaliado por sua capacidade de manter a variável nível próximo ao seu valor de referência, mesmo na presença de perturbações externas. Com o objetivo de quantificar o desempenho do controle, normalmente utiliza-se diversos índices calculados por integração de uma função do erro ao longo do tempo, e dentre os mais conhecidos estão o *ISE* (integral do quadrado do erro), *IAE* (integral do valor absoluto do erro) ou *ITAE* (integral do produto entre tempo e valor absoluto do erro). Cada critério possui suas vantagens e desvantagens e existem muitas discussões a este respeito na literatura. Shinskey (1994) discute os méritos relativos de diversos índices de desempenho e situações em que eles não se aplicam. A ferramenta utilizada neste trabalho é a *IAE*. A ideia é comparar o valor encontrado de *IAE* para o controlador PI da malha de nível sem compensação com os valores obtidos de *IAE* para cada um dos dois compensadores implementados, obtendo-se então uma relação de melhoria de controle atingida a partir do acionamento do compensador.

3.4.9. Medição da pressão do atuador pneumático e da posição da haste da válvula

Os ensaios previstos para este trabalho compreendem tanto um ambiente virtual 100%, quanto um ambiente misto composto por componentes reais de uma

planta industrial e modelos virtuais, chamado de *HIL*. O ambiente *HIL* pode ser visto como cenário muito similar ao processo real, visto que em nosso caso a válvula de controle é real. Para aprimorar as medições reais relacionadas ao efeito do atrito estático e a análise das consequências da presença do atrito estático, também é utilizado um transmissor de pressão real para medição da pressão do ar comprimido no atuador da válvula de controle e um transmissor de posição instalado na haste da válvula. Através destas medições, é possível verificar até que ponto as técnicas podem ser aplicadas em processos industriais reais. Para isso, são mostrados gráficos que indicam tanto a pressão do atuador quanto a posição da haste da válvula com relação ao tempo.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para validar os modelos matemáticos adotados neste trabalho, as primeiras simulações foram realizadas com o objetivo de comparar os resultados obtidos nos ensaios aos dados encontrados na bibliografia pesquisada e apresentada no Capítulo 1 deste trabalho. As Figuras 34 a 36 abaixo, ilustram através da “assinatura” da válvula de controle para o Modelo de Karnopp com os níveis de atrito baixo, médio e alto, respectivamente, conforme coeficientes listados pela Tabela 1.

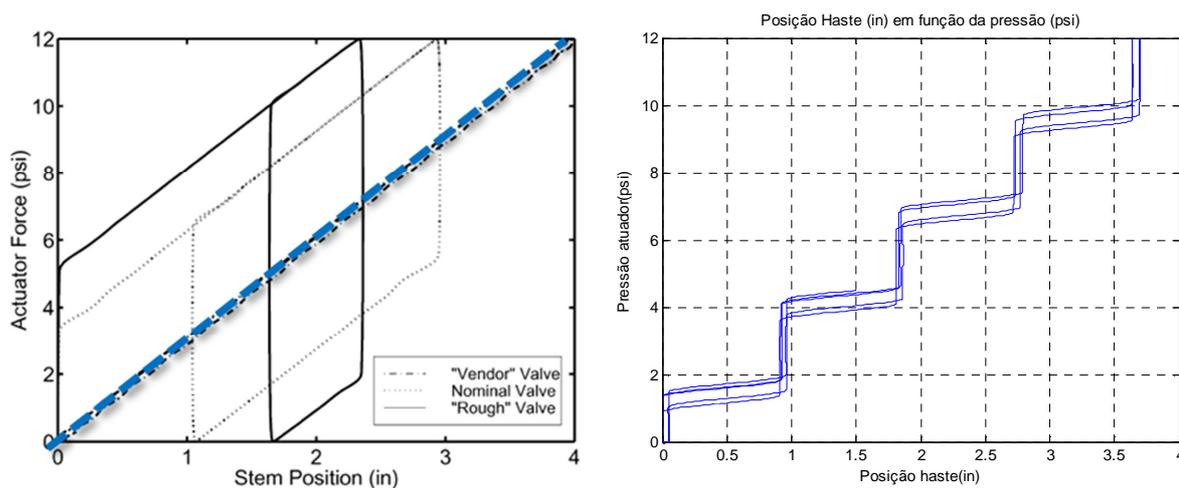


Figura 34 - Modelo de Atrito de Karnopp – Nível de atrito baixo

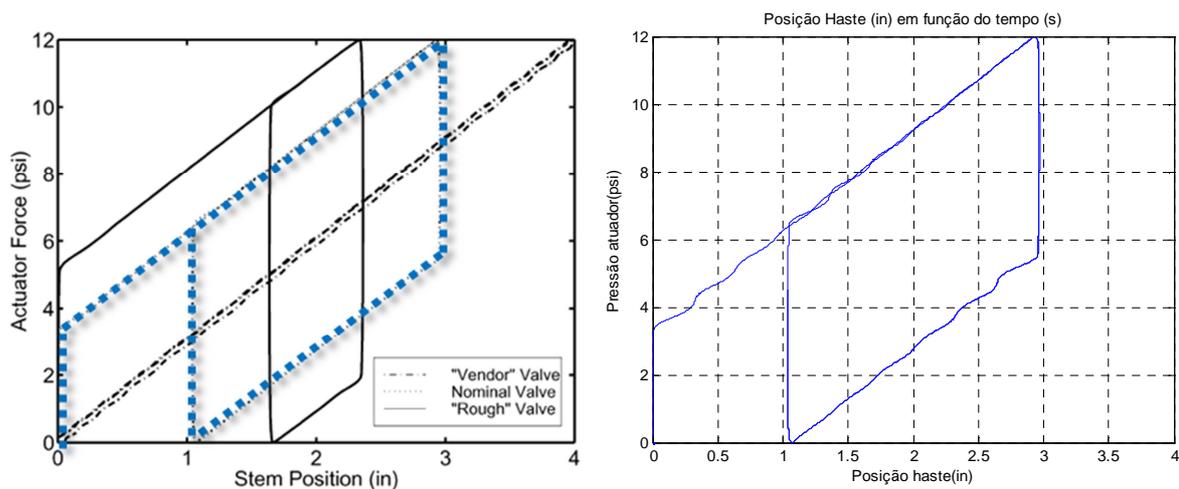


Figura 35 - Modelo de Atrito de Karnopp – Nível de atrito médio

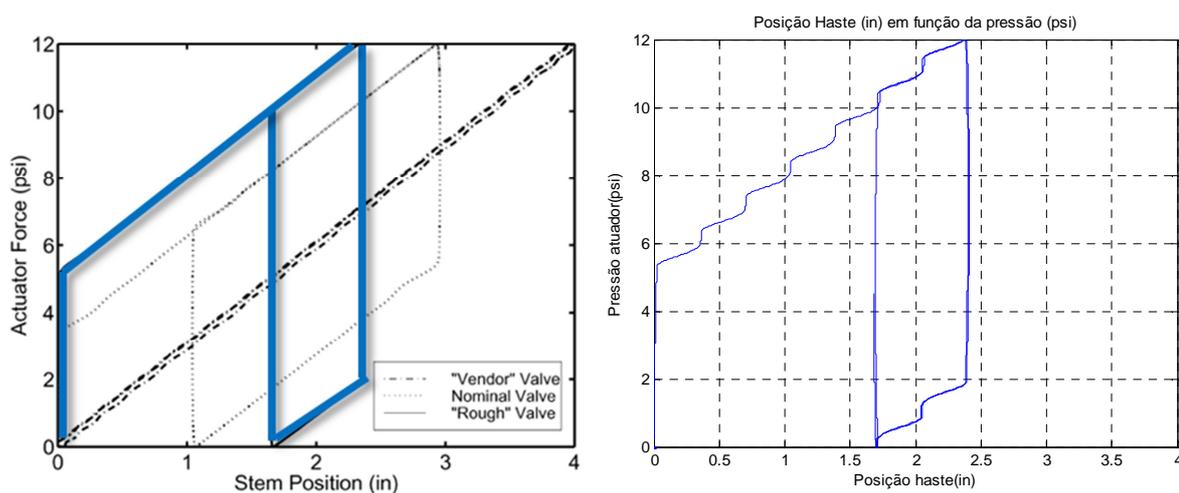


Figura 36 - Modelo de Atrito de Karnopp – Nível de atrito alto

Uma vez validado todos os modelos considerados, torna-se possível iniciar as simulações dos compensadores apresentados no capítulo anterior, conforme procedimento descrito para cada tipo de ensaios previsto, onde os resultados são apresentados a seguir.

Com relação ao elemento final de controle real utilizado, a tecnologia digital de seu posicionador digital, permite a escolha de vários tipos de curvas de caracterização da válvula de controle, e como pode ser observado na folha de especificação do fabricante (Apêndice A, linha 16), a válvula ensaiada possui característica “Igual Porcentagem” e esta condição foi mantida.

4.1. Ensaios com a malha em regime estável

Para o primeiro ensaio, utiliza-se como referência a malha em regime estável. Tanto neste, quanto nos demais ensaios são considerados a execução das simulações, tanto em regime em ambiente 100% simulado, quanto em ambiente híbrido através da tecnologia *HIL*. Com os dados obtidos em cada situação, são realizadas as análises gráficas e matemáticas do sinal de controle da planta de nível.

4.1.1. Ensaios sem implementação de compensadores de atrito

Para os modelos apresentados rodando em ambiente 100% virtual, os parâmetros ajustados no software Matlab/Simulink® foram configurados conforme abaixo:

- Tempo de Simulação: 350 segundos;
- Passo de integração: 10e-5 segundos;
- Decimação dos pontos: 100;
- Nível inicial do tanque: 50%.

Os parâmetros de sintonia do controle da malha de nível, definidos por Garcia, (2009), puderam ser aproveitados para os ensaios iniciais deste trabalho, porém, pequenos ajustes foram necessários para definir o melhor ponto de ajuste. Foi utilizado o método experimental a resposta da planta a uma entrada em degrau unitário, pelo método das regras de Ziegler-Nichols. Os parâmetros PI ajustados no controlador são mostrados abaixo:

- Ganho Proporcional “K_c”: 6;
- Tempo de integração T_i : 15 s/rep;

Após os ajustes descritos acima, é apresentado os resultados obtidos nos ensaios da malha em regime estável sem o uso de compensadores para os três níveis de atrito estático previstos conforme ilustrado abaixo pela Figura 37:

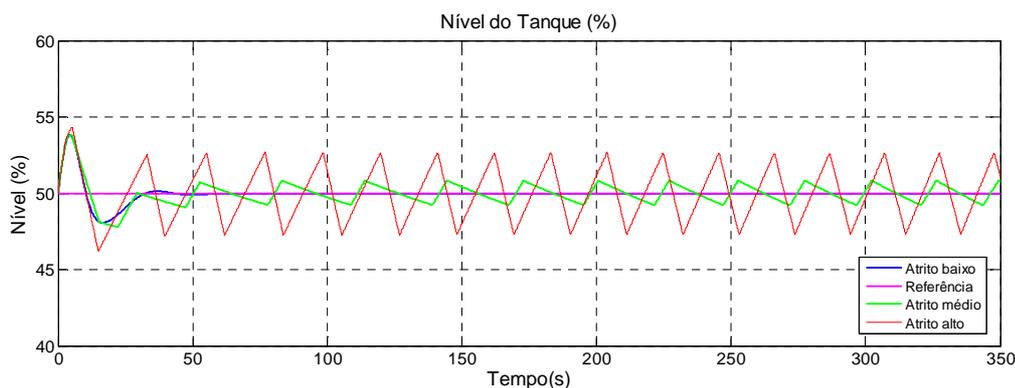


Figura 37 – Malha estável, sem compensadores, ambiente 100% simulado

A observação do gráfico da Figura 37 demonstra que, para os modelos simulados, estando a válvula com nível de atrito baixo, a ação proporcional e integral do controlador da malha é capaz de corrigir o erro no nível do tanque, o que não é observado para os demais níveis de atrito médio e alto. Uma segunda observação, agora relacionada ao tempo de resposta do sistema, é que não existe demora significativa ao tempo de resposta inicial entre todos os níveis de atrito. Com relação a segunda observação, cabe ressaltar que no instante em que o tempo é igual a zero, a válvula de controle encontra-se em seu estado de repouso, isto é, está completamente fechada, porém no próximo instante, recebe sinal da malha de controle, proveniente da saída do controlador e reage rapidamente, iniciando sua abertura.

Após concluir a etapa 100% simulada da malha de nível em regime estável sem a utilização de compensadores em ambiente virtual, o ensaio é realizado em ambiente *HIL*.

Para este e demais ensaios previstos em ambiente *HIL*, foram padronizados apenas dois níveis de atrito na válvula de controle física real, na intenção de evitar imprecisão durante o aperto da gaxeta na válvula de controle o que ocasionaria assim resultados inconsistentes.

Neste sentido, para a válvula física real, são considerados apenas os níveis de atrito alto e baixo, conforme abaixo:

- Atrito baixo: gaxeta totalmente solta;
- Atrito alto: gaxeta com o máximo torque possível;

A seguir, na Figura 38, são apresentados os resultados obtidos no ambiente *HIL* para os níveis de atrito alto e baixo sem uso de compensadores.

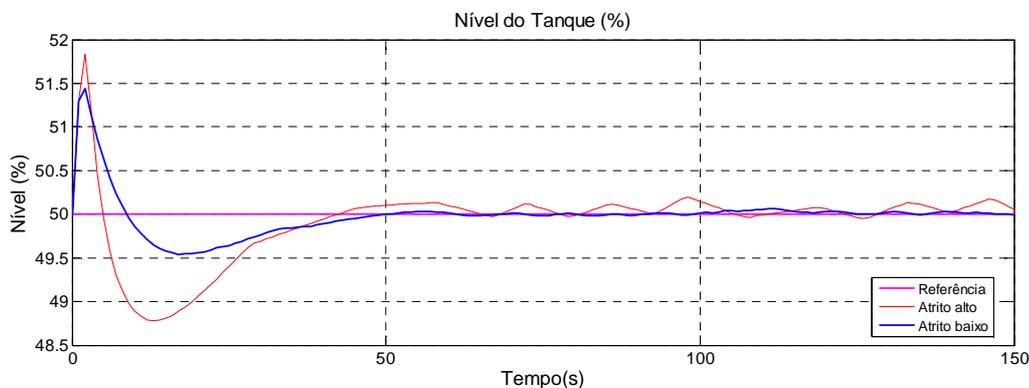


Figura 38 - Malha estável, sem compensadores, ambiente *HIL*

A observação do gráfico da Figura 38 demonstra que, para o ambiente *HIL*, estando a válvula com nível de atrito baixo, a ação proporcional e integral do controlador da malha também é capaz de corrigir o erro no nível do tanque e para o nível de atrito alto, o erro observado não é tão significativo quando comparado ao ambiente 100% virtual. Com relação a resposta do sistema, também observa-se que não existe demora significativa ao tempo de resposta inicial entre os níveis de atrito ensaiados. No instante em que o tempo é igual a zero, a válvula de controle real, tal qual o modelo em ambiente 100% simulado, encontra-se em seu estado de repouso e neste caso, além de estar completamente fechada, também se encontra sem pressão de ar no conjunto atuador pneumático. Ao receber sinal da malha de controle, proveniente da saída do controlador em ambiente virtual, rapidamente reage, inicia sua abertura, como também observado em ambiente 100% simulado.

Comparando-se os resultados obtidos entre o ambiente simulado e o ambiente *HIL*, verifica-se que não existem grandes oscilações no nível do tanque quando a válvula real é ajustada com atrito alto. As oscilações existem, porém são significativamente menores quando comparada ao modelo virtual considerado neste trabalho. Dessa forma, uma análise mais profunda que justifique este fato é apresentada e encontra-se mais adiante no Capítulo 5 desta dissertação.

4.1.2. Ensaios com implementação de compensador de atrito *Knocker*

O resultado dos ensaios realizados no item anterior mostra que no ambiente 100% simulado sem compensação de atrito, no caso de atrito médio e alto, a malha apresenta comportamento oscilatório. A partir deste item, é realizado a verificação do comportamento do sistema com a implementação dos dois compensadores descritos neste trabalho.

Iniciando-se pelo compensador *Knocker*, os parâmetros ajustados para a sintonia do algoritmo são apresentados. Abaixo, na Tabela 2 são apresentados os valores para cada um dos ensaios realizados.

Tabela 2 – Parâmetros para o compensador *Knocker*

Parâmetro	Atrito Baixo	Atrito Médio	Atrito Alto
Amplitude do pulso " a " (%)	1	2	3
Período do pulso " h_k " (s)	1	1	2
Largura do pulso " τ " (%)	40	40	40

Os valores foram definidos através de ensaios apresentado por Hagglund (2002) que descreve detalhadamente as características de cada parâmetro em cada situação de aplicação, válvula de controle e tipo de processo.

Após a escolha dos parâmetros descritos acima, os resultados obtidos nos ensaios da malha em regime estável com o uso do compensador de atrito *Knocker* para o nível de atrito baixo é ilustrado abaixo pela Figura 39:

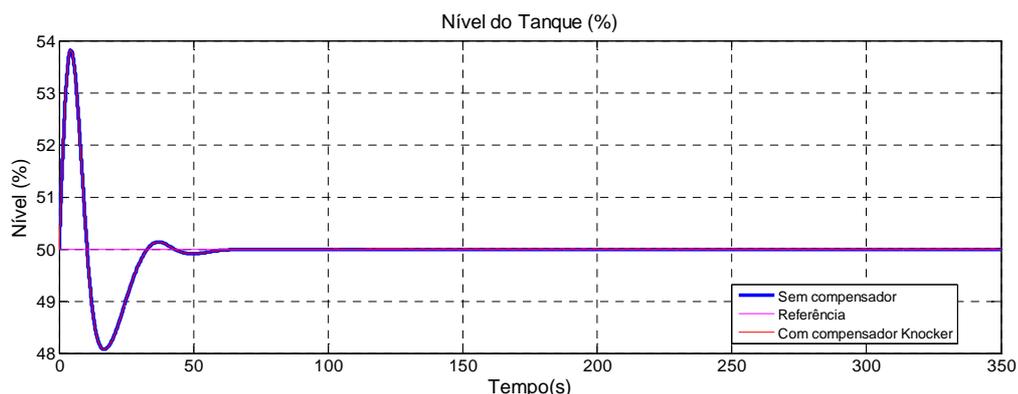


Figura 39 – Malha estável, *Klocker* x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado

Está claro na Figura 39 que existe uma sobreposição das curvas sem o uso de compensador e com a utilização do compensador *Klocker* para nível de atrito baixo em ambiente 100% simulado.

A seguir, na Figura 40, são apresentados os resultados obtidos no ambiente *HIL* para o nível de atrito baixo com a utilização do compensador *Klocker*.

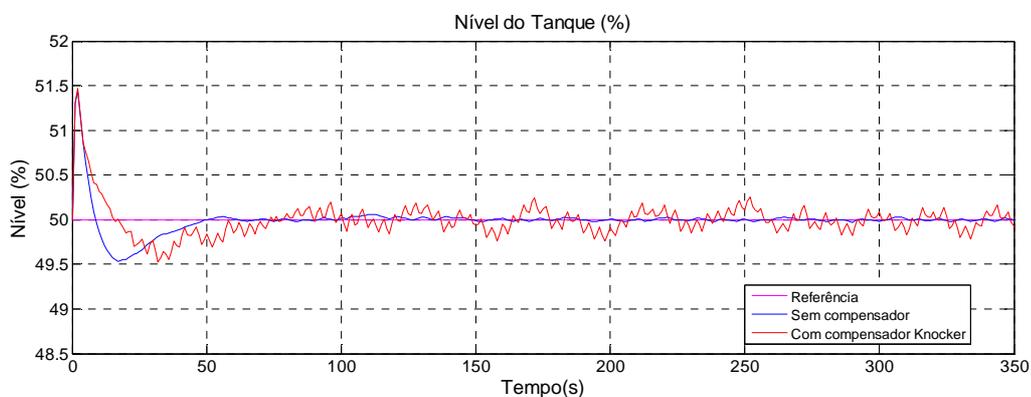


Figura 40 - Malha estável, *Klocker* x “sem compensador”, atrito baixo, ambiente *HIL*

Observa-se através da Figura 40, que a implementação do compensador *Klocker* no ambiente *HIL* para a válvula com nível de atrito baixo acrescenta oscilação ao controle regulatório.

Comparando-se os resultados dos ensaios em ambiente 100% simulado e ambiente *HIL*, apresentados respectivamente através das Figuras 39 e 40, pode-se dizer que não houve melhora perceptível, considerando-se o nível de atrito baixo quando é utilizado o compensador *Klocker*. A análise das oscilações acrescentadas no controle regulatório demonstra que a válvula física real possui extrema velocidade

de resposta para as variações enviadas pela saída do controlador, devido aos pulsos do compensador *Knocker* e como consequência, a medição no nível do tanque também reflete tais oscilações.

Concluídos os ensaios com a válvula no nível de atrito baixo em malha em regime estável, a seguir é avaliado o comportamento do compensador *Knocker*, para o nível de atrito médio. A figura 41 a seguir ilustra os resultados obtidos nesta avaliação:

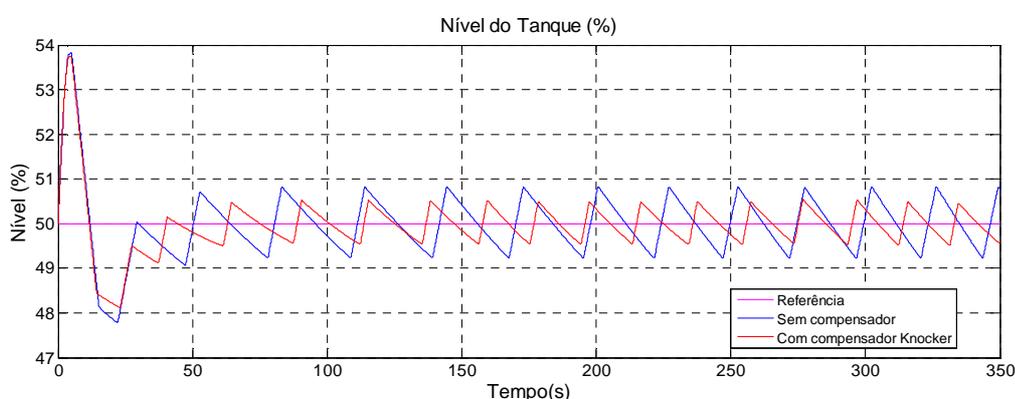


Figura 41 - Malha estável, *Knocker* x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado

A análise da Figura 41 demonstra visivelmente que houve uma melhora com a utilização do compensador *Knocker* para nível de atrito médio em ambiente 100% simulado, quando comparado a malha sem o uso de compensadores. Assim como observado durante as análises do mesmo ensaio para o nível de atrito baixo, também não há qualquer alteração no tempo de resposta no instante inicial comparando-se a malha com ou sem uso de compensador.

Como definido anteriormente, não foi previsto para ambiente *HIL*, ensaios para o nível de atrito médio na válvula de controle física real, portanto, o próximo ensaio avalia o comportamento do compensador *Knocker*, em ambiente 100% simulado, para o nível de atrito alto. Os resultados do ensaio estão ilustrados a seguir através da Figura 42.

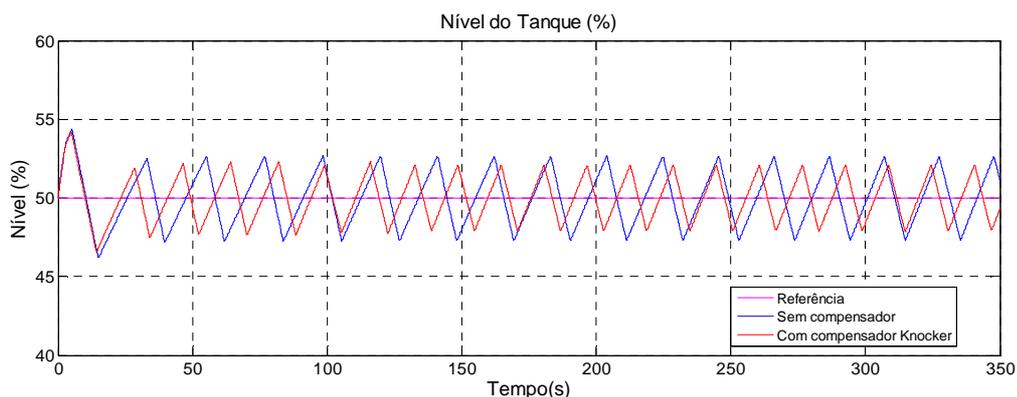


Figura 42 - Malha estável, *Knocker* x “sem compensadores”, atrito alto, 100% simulado

A análise da Figura 42 indica que na presença de nível de atrito alto, o nível do tanque oscila o que é justificado pelos “saltos” (*slip jump*) apresentados pela haste da válvula quando a mesma se desprende de sua posição de agarramento e assume uma nova posição por consequência do atrito presente entre a superfície da haste e a gaxeta da válvula. Uma importante observação, é que com a implementação do compensador *Knocker*, o nível de oscilação no nível do tanque é reduzido, mesmo que sensivelmente.

Em seguida, são apresentados os resultados obtidos para o ensaio do compensador *Knocker*, para o nível de atrito alto em ambiente *HIL*.

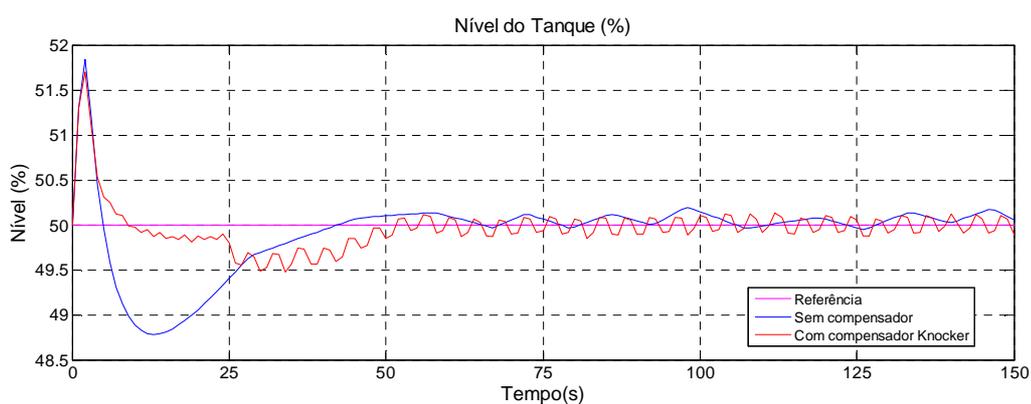


Figura 43 - Malha estável, *Knocker* x “sem compensador”, atrito alto, ambiente *HIL*

Observa-se através da Figura 43, que a implementação do compensador *Knocker* no ambiente *HIL* para a válvula com nível de atrito alto acrescenta oscilação

ao controle regulatório, assim como também observado no ensaio no ambiente HIL para a válvula com nível de atrito baixo.

Comparando-se o ambiente 100% simulado ao ambiente *HIL*, representados respectivamente através das Figuras 42 e 43, pode-se dizer que para a válvula real, a malha de controle sem o uso do compensador *Knocker* para o nível de atrito alto, não possui grandes oscilações ao controle regulatório quanto o verificado no ambiente 100% virtual. Com relação a análise dos resultados com o uso do compensador *Knocker*, observa-se na Figura 43 que foram acrescentadas oscilações à variável de processo, oscilações estas não presentes nos resultados sem o uso de compensador. A análise das oscilações acrescentadas ao controle regulatório demonstra que assim como verificado nos ensaios com nível de atrito baixo em ambiente *HIL*, a válvula física real manteve extrema velocidade de resposta para as variações enviadas pela saída do controlador e os pulsos do compensador *Knocker* foram propagados ao processo, refletindo assim tais oscilações. Uma análise mais profunda a estas oscilações é apresentada mais adiante no Capítulo 5 desta dissertação.

As observações apresentadas neste item demonstram que a inclusão do compensador *Knocker* trouxe melhora ao controle regulatório para os ensaios em ambiente 100% virtual para os níveis de atrito médio e alto. Para os ensaios em ambiente *HIL*, não foi observado grandes oscilações no processo decorrente da presença de alto nível de atrito estático na válvula física real, o que não justificaria a utilização do compensador *Knocker*.

4.1.3. Ensaio com implementação de compensador de atrito *Two-move*

Na sequência, é avaliado o compensador *Two-move* para o ensaio com a malha em regime estável. Este compensador possui basicamente dois movimentos e a escolha dos instantes para o primeiro movimento e segundo movimento tem fundamental importância no desempenho do compensador. As diversas simulações realizadas mostraram que para cada nível de atrito, é requerido o conhecimento do respectivo nível estimado da severidade d , de modo que em todos os casos o compensador *Two-move* pudesse realizar seu primeiro movimento.

A escolha do tempo de disparo do primeiro movimento também dependeu da análise das curvas de resposta do resultado dos ensaios para cada nível de atrito. Já o instante do segundo movimento foi o mesmo para todos os ensaios, de modo que o segundo movimento iniciou exatamente após 2 segundos do início do primeiro movimento. Dessa forma. Abaixo, na tabela 2 são apresentados o valor dos parâmetros selecionados para cada um dos ensaios realizados.

Tabela 3 – Parâmetros para compensador *Two-move*

Parâmetro	Atrito Baixo	Atrito Médio	Atrito Alto
t_k : tempo de disparo do primeiro movimento (s)	100	87	65
τ_k : tempo de disparo do segundo movimento após iniciado o primeiro movimento (s)	2	2	2
d : severidade (nível) do atrito (%)	1	2	5

Os valores foram definidos através de ensaios apresentados por (Srinivasan e Rengaswamy, 2008) que descreve detalhadamente as características de cada parâmetro em cada situação de aplicação, válvula de controle e tipo de processo.

Após a escolha dos parâmetros descritos acima, os resultados obtidos nos ensaios da malha em regime estável com o uso do compensador de atrito *Two-move* para o nível de atrito baixo é ilustrado abaixo pela Figura 44:

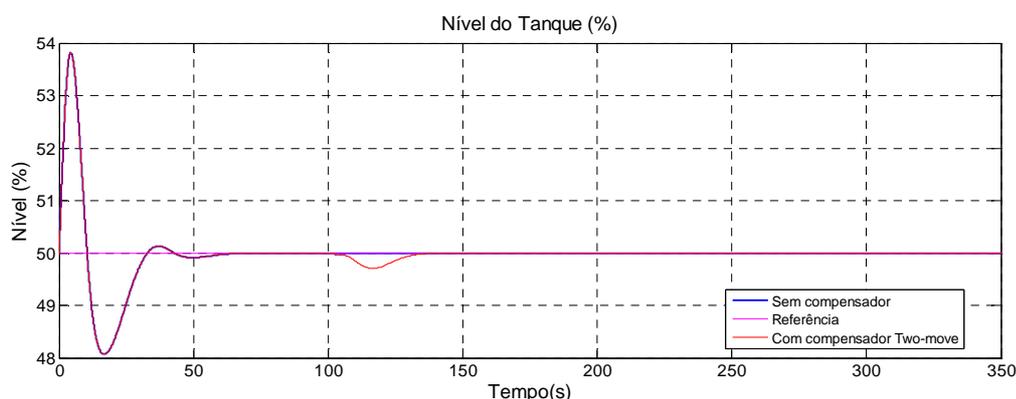


Figura 44 - Malha estável, *Two-move* x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado

Está claro na análise da Figura 44 que existe uma sobreposição das curvas sem o uso de compensador e com a utilização do compensador *Two-move* para nível de atrito baixo em ambiente 100% simulado, exceto no instante de disparo do primeiro movimento onde se observa uma oscilação momentânea na resposta da planta. Neste caso, como a ação do controlador da malha de nível já é capaz de estabilizar a planta neste ensaio, não se justifica a utilização de compensação, visto que a resposta produz oscilação quando os movimentos do compensador são disparados.

A seguir, na Figura 45, são apresentados os resultados obtidos no ambiente *HIL* para o nível de atrito baixo com a utilização do compensador *Two-move*.

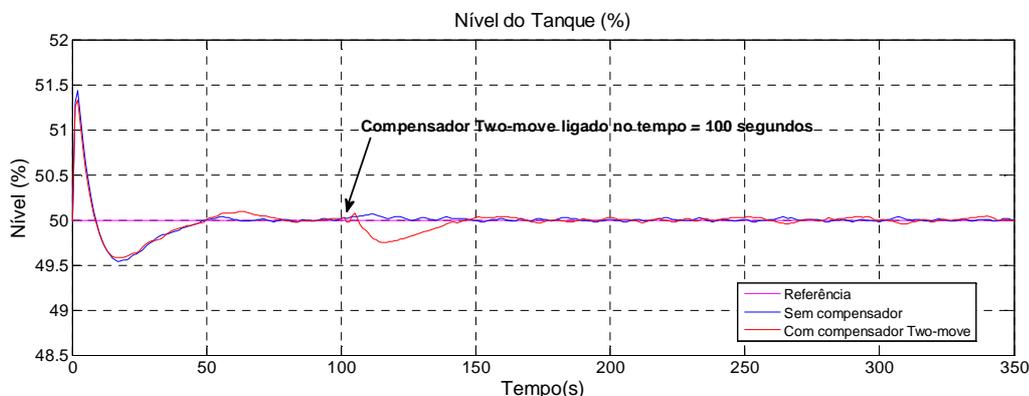


Figura 45 - Malha estável, *Two-move* x “sem compensador”, atrito baixo, ambiente *HIL*

Observa-se através da Figura 45, que assim como verificado no ambiente 100% virtual, a implementação do compensador *Two-move* no ambiente *HIL* também acrescenta uma oscilação momentânea na resposta da planta.

Comparando-se os ambientes 100% simulado e ambiente *HIL*, representados respectivamente através das Figuras 44 e 45, pode-se dizer que não houve melhora perceptível, considerando-se o nível de atrito baixo quando é utilizado o compensador *Two-move*. Em ambos os casos, a ação do controlador da malha de nível é capaz de estabilizar a planta e, não se justifica a utilização de compensação, visto que a resposta produz oscilação momentânea quando os movimentos do compensador são disparados.

A seguir, é avaliado o comportamento do compensador *Two-move*, para o nível de atrito médio em ambiente 100% simulado. A figura 46 a seguir ilustra os resultados obtidos neste ensaio.

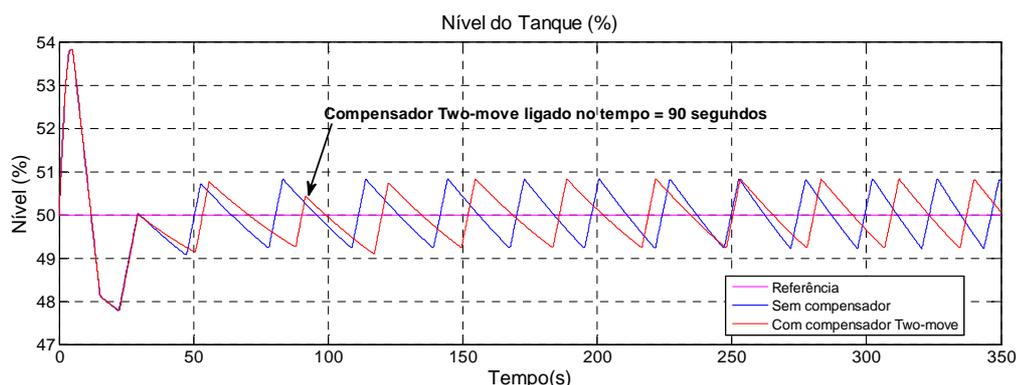


Figura 46 - Malha estável, *Two-move* x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado

Observa-se através da Figura 46, que assim como ocorreu para o nível de atrito baixo, a implementação do compensador *Two-move* no ambiente 100% virtual não traz melhoria ao controle. No instante em que o compensador é acionado, o sinal da planta em rampa de subida, inverte sua trajetória e aproxima-se do sinal de referência, porém em alguns instantes, a oscilação existente anteriormente, retoma seus limites, evidenciando dessa forma que o compensador *Two-move* não é eficiente em estabilizar a resposta do sistema.

Como definido anteriormente, não foi previsto para ambiente *HIL*, ensaios para o nível de atrito médio na válvula de controle física real, portanto, o próximo ensaio avalia o comportamento do compensador *Two-move*, em ambiente 100% simulado, para o nível de atrito alto. Os resultados do ensaio estão ilustrados a seguir através da Figura 47.

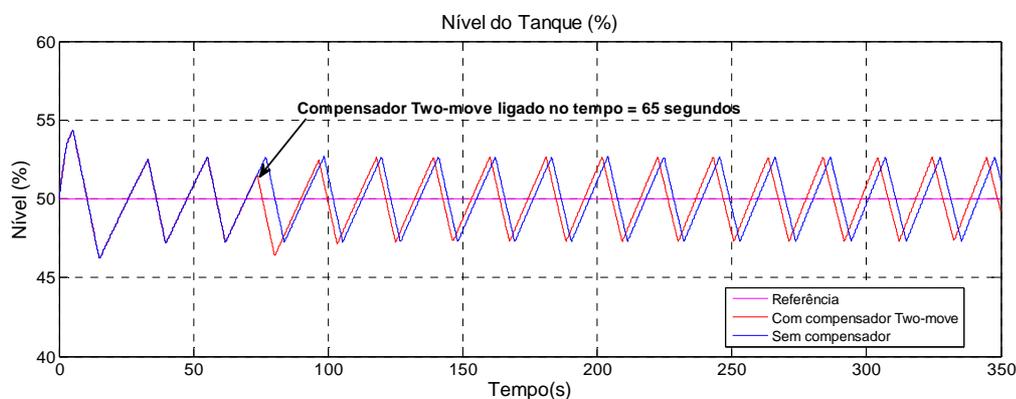


Figura 47 - Malha estável, *Two-move* x “sem compensador”, atrito alto, 100% simulado

A análise da Figura 47 indica que assim como ocorreu para os níveis de atrito baixo e médio, a implementação do compensador *Two-move* no ambiente 100% virtual não traz melhoria ao controle. No instante em que o compensador é acionado, o sinal da planta em rampa de subida, inverte sua trajetória e aproxima-se do sinal de referência, porém em alguns instantes, a oscilação existente anteriormente, retoma seus limites, evidenciando dessa forma que o compensador *Two-move* também não é eficiente em estabilizar a resposta do sistema para o nível de atrito alto.

Por fim, são apresentados os resultados obtidos para o ensaio do compensador *Two-move*, para o nível de atrito alto em ambiente *HIL*.

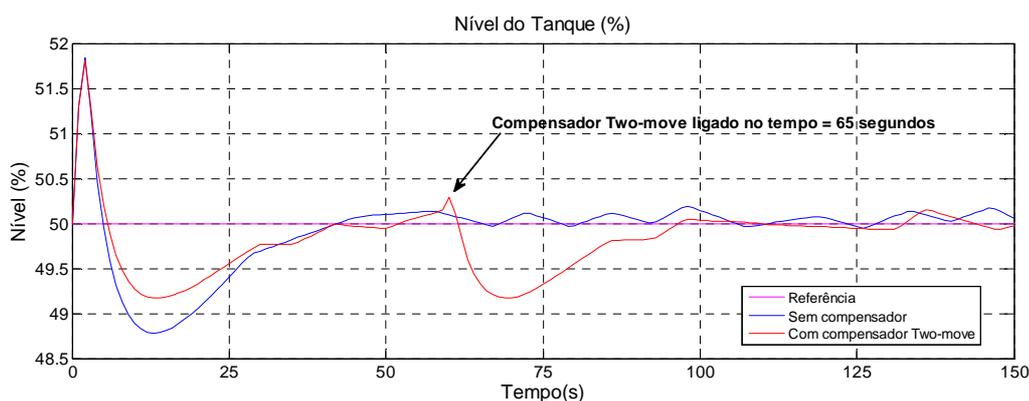


Figura 48 - Malha estável, *Two-move* x “sem compensador”, atrito alto, ambiente *HIL*

Observa-se através da Figura 48, que a implementação do compensador *Two-move* no ambiente *HIL* para a válvula com nível de atrito alto acrescenta oscilação momentânea a planta, assim como também observado no ensaio no ambiente *HIL* para a válvula com nível de atrito baixo.

Comparando-se o ambiente 100% simulado ao ambiente *HIL*, representados respectivamente através das Figuras 47 e 48, pode-se dizer que para a válvula real, a malha de controle sem o uso do compensador *Two-move* para o nível de atrito alto, não possui grandes oscilações ao controle regulatório quanto o verificado no ambiente 100% virtual. Com relação a análise dos resultados com o uso do compensador *Two-move*, observa-se em todas os resultados que foram

acrescentadas oscilações momentâneas a planta, oscilações estas não presentes nos resultados sem o uso de compensador.

Os resultados demonstram que não houve resposta satisfatória para os ensaios com o compensador *Two-move* em nenhuma das situações propostas. Uma provável argumentação referente aos resultados insatisfatórios encontrados, se dá pelo fato de que a proposta apresentada pelo trabalho de Srinivasan e Rengaswamy, (2007) utiliza em sua demonstração experimental uma planta física de controle de nível com válvula de controle sem posicionador instalado, diferente do que é proposto neste trabalho em ambiente *HIL* onde utiliza-se uma válvula de controle com posicionador digital inteligente muito utilizado nas plantas industriais atualmente. Com relação ao ambiente 100% simulado, o trabalho de (Srinivasan e Rengaswamy, 2007) utiliza um modelo simples de atrito estático, que não reproduz em sua totalidade, os efeitos e consequências deste fenômeno, diferente do que é proposto neste trabalho em ambiente 100% simulado onde se utiliza o modelo estático de atrito de Karnopp.

4.1.4. Análise comparativa do desempenho dos compensadores

Nos itens anteriores, foram realizados diversos ensaios tanto em ambiente 100% simulado quanto em ambiente *HIL*, com e sem a implementação dos compensadores propostos. Os resultados obtidos para cada ensaio realizado, foram apresentados e analisados graficamente para o sinal de saída da planta de nível com relação ao sinal de referência.

Para tornar os resultados visuais obtidos graficamente e analisá-los quantitativamente no sentido de comparar o desempenho individual para cada compensador proposto, o índice de desempenho *IAE* também foi registrado.

A ideia é comparar o valor encontrado de *IAE* para o controlador da malha de nível sem compensação com os valores de *IAE* obtidos para cada um dos dois compensadores implementados, obtendo-se então uma relação de melhoria de controle atingida a partir do acionamento do compensador. O índice de desempenho *IAE* foi medido automaticamente entre o período $t = 100\text{ s}$ e $t = 150\text{ s}$, devido a

planta estar trabalhando neste intervalo em um regime estacionário. Os valores medidos são apresentados a seguir através das Tabelas 4 e 5 e Figuras 49 e 50.

Tabela 4 - Índice IAE, malha em regime estável, ambiente 100% simulado

Ambiente 100% simulado	Atrito Baixo	Atrito Médio	Atrito Alto
Sem compensador	8,27E-04	1,35E+00	4,28E+00
Compensador <i>Knocker</i>	1,16E-01	6,65E-01	3,19E+00
Compensador <i>Two-move</i>	2,79E-03	1,70E+00	5,71E-00

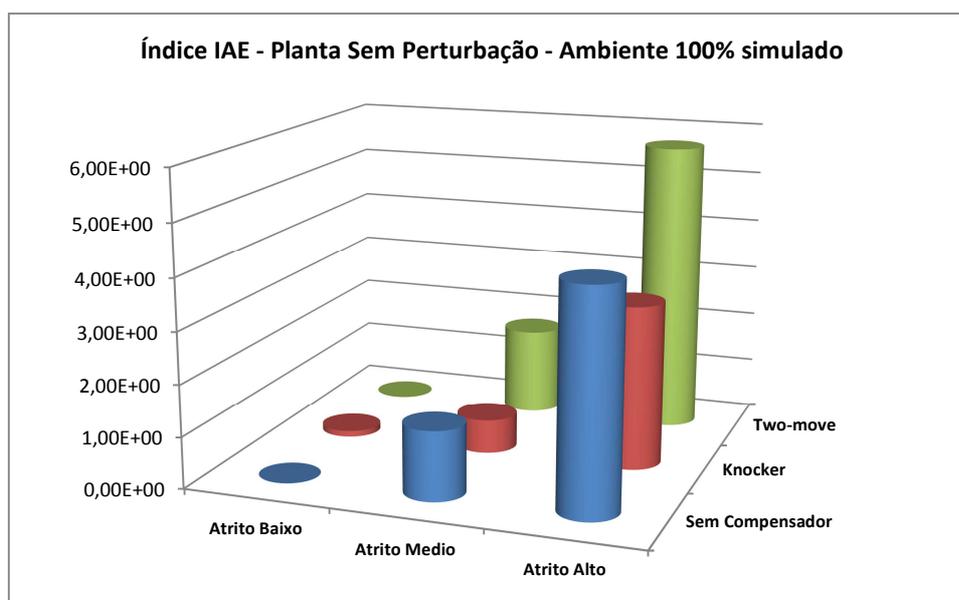


Figura 49 – Gráfico índice IAE, malha em regime estável, ambiente 100% simulado

Tabela 5 - Índice IAE, malha em regime estável, ambiente HIL

Ambiente HIL	Atrito Baixo	Atrito Alto
Sem compensador	7,18E-02	2,04E-01
Compensador <i>Knocker</i>	2,32E-01	2,48E-01
Compensador <i>Two-move</i>	7,19E-02	3,18E-01

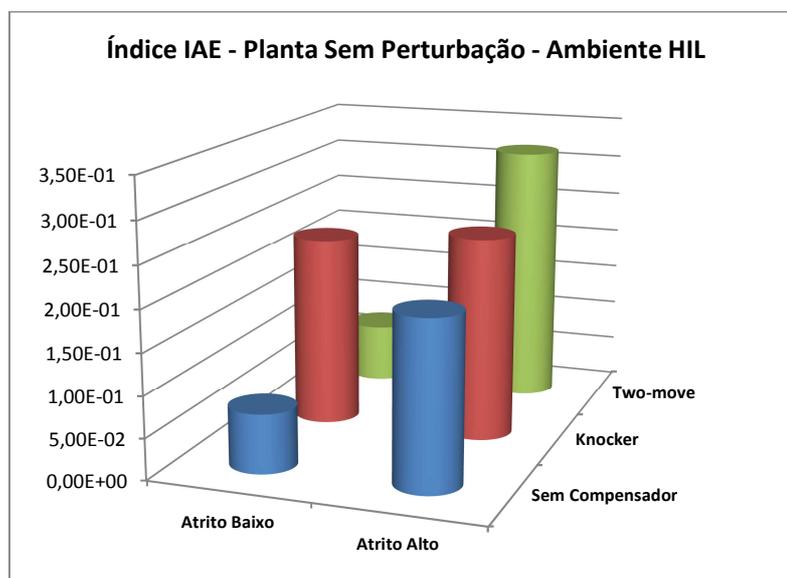


Figura 50 - Gráfico índice IAE, malha em regime estável, ambiente HIL

A análise dos resultados apresentados pelas Tabelas 4 e 5 e pelas Figuras 49 e 50, indicam que, para o nível de atrito baixo, tanto para ambiente 100% simulado quanto para ambiente *HIL*, a utilização dos compensadores não melhora o desempenho do controle regulatório.

Com relação aos resultados apresentados pela Tabela 4 e pela Figura 49, para os níveis de atrito médio e alto no ambiente 100% simulado, a utilização do compensador *Knocker* produz uma pequena melhora no desempenho do controle regulatório, enquanto que o compensador *Two-move* praticamente não alterou o desempenho da malha.

Para os resultados apresentados pela Tabela 5 e pela Figura 50, para o nível de atrito alto no ambiente *HIL*, a utilização dos compensadores não melhora o desempenho da malha.

Os resultados obtidos trazem boas conclusões, pois, para a condição de nível de atrito baixo, a utilização dos compensadores não produzem efeito ou pioram o desempenho da malha, visto que nesta condição, não há necessidade de compensação de atrito. Já em ambiente 100% simulado, a utilização do

compensador *Knocker* melhora o desempenho da malha para os níveis de atrito médio e alto, enquanto que o mesmo não se pode dizer com a utilização do compensador *Two-move*.

4.2. Ensaios com degrau no sinal de referência

No item anterior, todos os ensaios realizados consideraram a malha em regime estável sem a presença de nenhum tipo de perturbação, isto é apenas o processo em uma situação normal de funcionamento. Ao final, foram apresentados os índices *IAE* resultado da análise dos resultados com e sem a utilização dos compensadores.

Em uma planta industrial real, devido aos requisitos operacionais e ao planejamento de produção, são necessárias algumas intervenções por parte do operador para ajustar a planta a uma nova condição de processo, conforme orientação recebida pela área de planejamento de produção. Dessa forma, optou-se por realizar ensaios no qual um degrau é aplicado ao sinal de referência da planta.

4.2.1. Ensaios sem implementação de compensadores de atrito

No item 4.1.1, foi apresentado os parâmetros ajustados para o ambiente 100% virtual para todos os ensaios realizados. Para os ensaios em degrau no valor de referência, a duração de simulação é alterada de 350 para 200 segundos e o ambiente 100% virtual é complementado com as seguintes características em comum, além dos parâmetros já ajustados anteriormente:

- Duração da simulação: 200 segundos;
- Instante do degrau: 100 segundos;
- Amplitude do degrau: 5% do valor de referência.

Com relação ao controlador da malha de nível, a sintonia utilizada durante os ensaios é a mesma utilizada para os ensaios com a malha em regime estável, ou seja:

- Ganho Proporcional “ K_c ”: 6;
- Tempo de integração T_i : 15 s/rep;

Após os ajustes descritos acima, são apresentados os resultados obtidos nos ensaios da malha de nível, com degrau adicionado ao sinal de referência sem o uso de compensadores. A Figura 51 abaixo ilustra os resultados para os três níveis de atrito, com relação ao valor de referência:

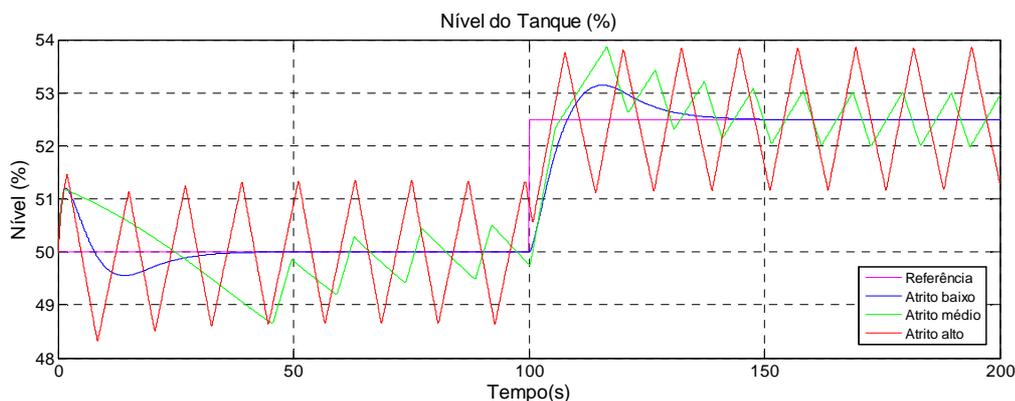


Figura 51 – Degrau, sem compensadores, ambiente 100% simulado

A análise da Figura 51 indica que para os modelos simulados, a resposta da ação do controlador para o nível de atrito baixo é capaz de corrigir o erro da malha para o controle de nível do tanque, o que não é observado para os níveis de atrito médio e alto, onde existem oscilações no controle regulatório. Com relação ao tempo de resposta para o instante em que o degrau é aplicado, os dados indicam que para todos os níveis de atrito, a resposta é imediata, não havendo atrasos.

Dando sequência as etapas previstas para os ensaios, a seguir é ilustrado pela Figura 52 os resultados da resposta em degrau, sem compensadores, no ambiente *HIL* para os níveis de atrito baixo e alto.

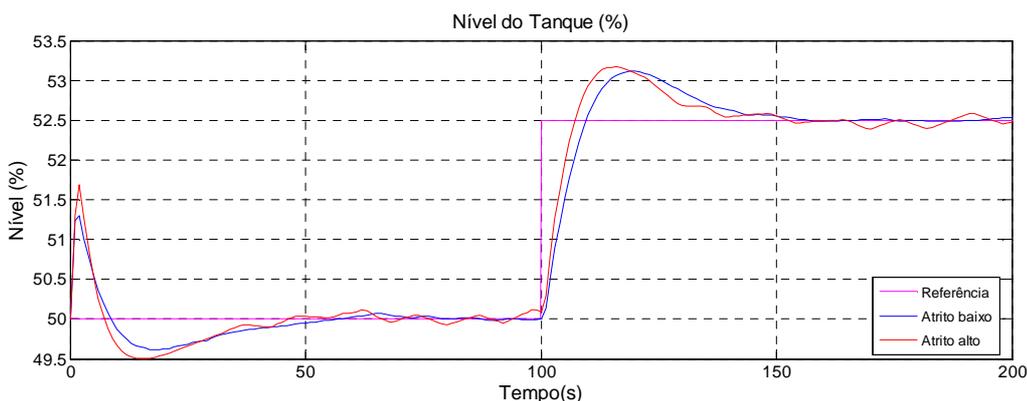


Figura 52 – Degrau, sem compensadores, ambiente *Hardware-in-the-Loop*

A análise dos resultados apresentada pela Figura 52 indica que assim como observado nos primeiros ensaios com a válvula real com a planta em regime estável, isto é sem degrau ao sinal de referência, a existência de atrito estático com nível alto, não produz grandes oscilações ao sinal da malha de controle. A mesma observação é verificada quando se compara os resultados obtidos entre o ambiente simulado e o ambiente *HIL*, para os ensaios de degrau ao sinal de referência.

Novamente, existe a necessidade de uma análise mais profunda que justifique o fato das oscilações em ambiente *HIL* serem mínima quando a válvula possui nível de atrito alto. Uma provável justificativa é apresentada mais adiante no Capítulo 5 desta dissertação.

4.2.2. Ensaios com implementação de compensador de atrito *Knocker*

Foi possível notar no item 4.2.1 anterior nos ensaios em degrau para o ambiente 100% simulado que a existência de atrito estático médio e alto, produz oscilações ao controle regulatório. Por outro lado, o mesmo não foi observado para o ambiente *HIL*, onde a existência de atrito estático alto na válvula de controle real produz pequenas oscilações ao controle regulatório.

Dando sequência aos ensaios previstos para este trabalho, é testado agora o desempenho do compensador *Knocker* quando aplicado um degrau ao sinal de

referência. Os parâmetros utilizados no compensador *Knocker* são os mesmos parâmetros adotados para este compensador na Tabela 2.

A seguir, na Figura 53, é ilustrada a resposta do sistema ao degrau no sinal de referência em ambiente 100% simulado, quando o compensador *Knocker* é utilizado comparada com a resposta do sistema sem a presença do compensador, para o nível de atrito baixo, no mesmo ambiente.

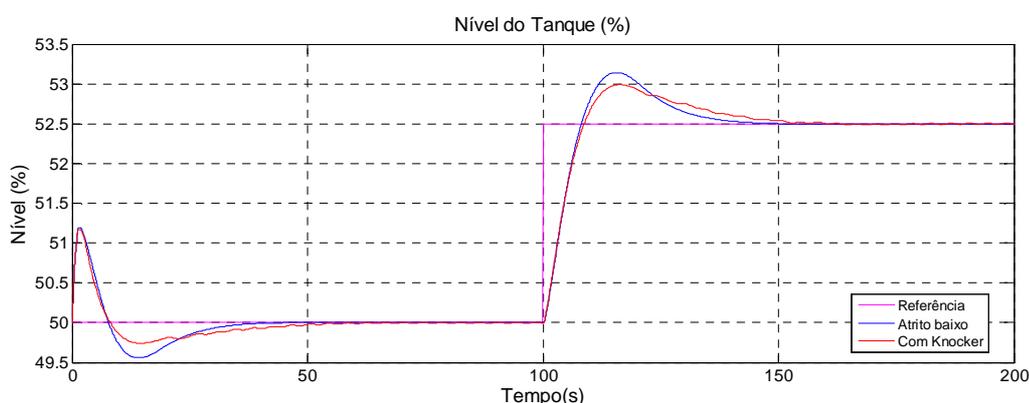


Figura 53 - Degrau, *Knocker* x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado

A análise da Figura 53 indica que o compensador *Knocker* apresentou melhora com relação ao *overshoot* do sinal de controle no instante em que o degrau foi aplicado, quando comparado ao sinal de controle sem utilização do compensador. Não é possível afirmar que o compensador *Knocker* apresentou melhora significativa de desempenho nos demais instantes observados.

A seguir, na Figura 54, são apresentados os resultados obtidos no ambiente *HIL*, para o nível de atrito baixo.

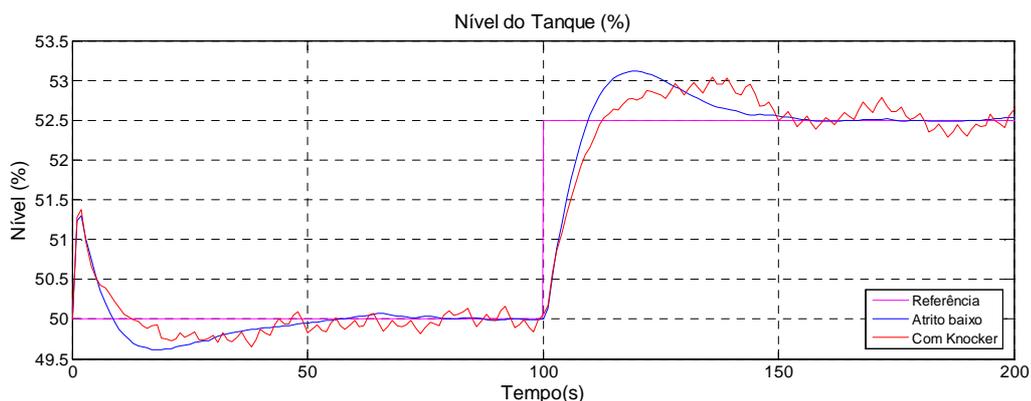


Figura 54 - Degrau, *Klocker* x “sem compensador”, atrito baixo, ambiente *HIL*

A análise da Figura 54 aponta que assim como observado no ambiente 100% simulado, o compensador *Klocker* apresentou melhora com relação ao *overshoot* do sinal de controle no instante em que o degrau foi aplicado, quando comparado ao sinal de controle sem utilização do compensador. É possível afirmar que o compensador *Klocker* acrescenta oscilações ao controle regulatório nos demais instantes observados.

A seguir é avaliado o comportamento do compensador *Klocker*, para o nível de atrito médio. A figura 54 a seguir ilustra os resultados obtidos neste ensaio.

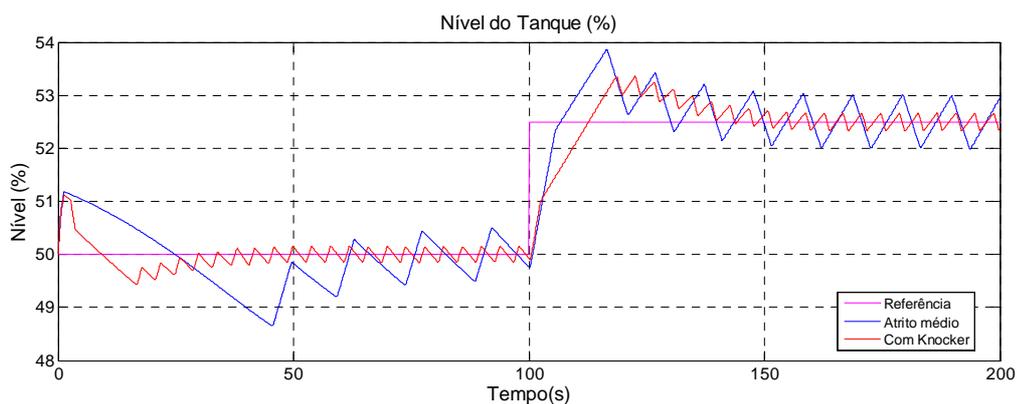


Figura 55 - Degrau, *Klocker* x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado

A análise dos resultados apresentados pela Figura 55 aponta que houve uma razoável melhora no desempenho da malha em ambiente 100% simulado na presença de atrito estático nível médio.

Como definido anteriormente, não foi previsto para ambiente *HIL*, ensaios para o nível de atrito médio na válvula de controle física real, portanto, o ensaio a seguir avalia o comportamento do compensador *Knocker*, em ambiente 100% simulado, para o nível de atrito alto. Os resultados do ensaio estão ilustrados a seguir através da Figura 56.

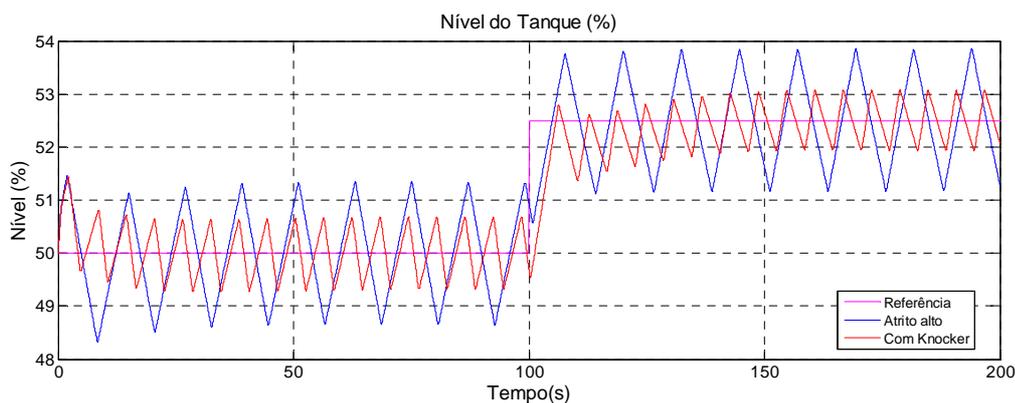


Figura 56 - Degrau, *Knocker* x “sem compensador”, atrito alto, 100% simulado

A análise da Figura 56 aponta que apesar de não haver eliminação das oscilações existentes no sinal de controle sem o uso de compensadores, a implementação do compensador *Knocker* reduziu significativamente o nível de oscilação da malha de controle regulatório. A análise quantitativa dos índices *IAE* apresentado mais adiante neste trabalho, aponta com mais rigor o desempenho apresentado com a utilização do compensador *Knocker* no ensaio em degrau para o ambiente 100% simulado.

Por fim, é ilustrado através da Figura 57, os resultados obtidos para o ensaio do compensador *Knocker*, no ambiente *HIL*, com nível de atrito alto.

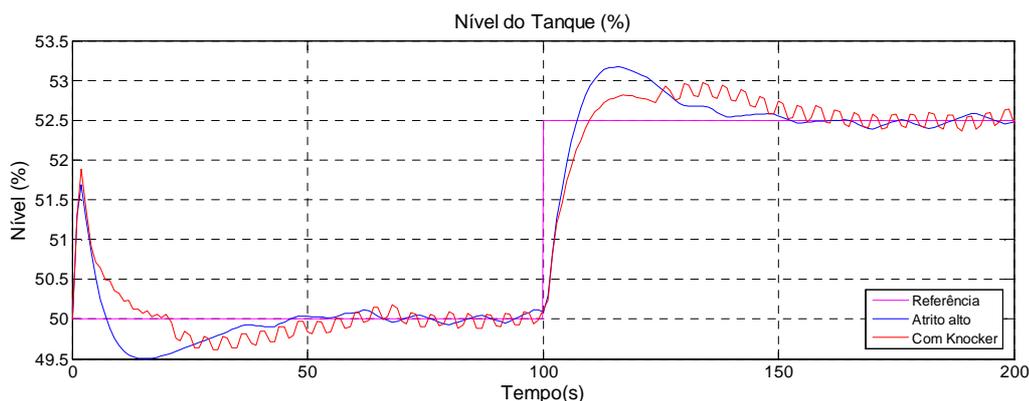


Figura 57 - Degrau, co *Knocker* x “sem compensador”, atrito alto, ambiente *HIL*

A análise da Figura 57 aponta que assim como observado no ambiente 100% simulado, o compensador *Knocker* apresentou melhora com relação ao *overshoot* do sinal de controle no instante em que o degrau foi aplicado, quando comparado ao sinal de controle sem utilização do compensador. Nos demais instantes observados, é possível afirmar que o compensador *Knocker* acrescenta oscilações ao controle regulatório.

As observações apresentadas nos ensaios em degrau no sinal de referência indicam que a inclusão do compensador *Knocker* trouxe melhora ao controle regulatório para os ensaios em ambiente 100% virtual para os níveis de atrito médio e alto. Para os ensaios em ambiente *HIL*, não foi observado grandes oscilações no processo decorrente da presença de alto nível de atrito estático na válvula física real sem a utilização de compensadores, o que não justificaria a implementação do compensador *Knocker*.

4.2.3. Ensaios com implementação de compensador de atrito *Two-move*

O segundo compensador avaliado no ensaio de resposta ao degrau é o *Two-move*. Seguindo o procedimento planejado até o momento nos ensaios do item 4.2, é mantido o instante de tempo em que o degrau é aplicado. Já com relação ao tempo de disparo do primeiro movimento para este compensador, a escolha dependeu da análise das curvas de resposta do resultado dos ensaios para cada nível de atrito. Com relação ao instante do segundo movimento, manteve-se a

condição estabelecida no item 4.3.1, ou seja, o segundo movimento iniciou exatamente após 2 segundos do início do primeiro movimento. Dessa forma. Abaixo, na Tabela 6 é apresentado o valor dos parâmetros selecionados para cada um dos ensaios realizados.

Tabela 6 - Parâmetros compensador *Two-move*, degrau no sinal de referência

Parâmetro	Atrito Baixo	Atrito Médio	Atrito Alto
t_k : tempo de disparo do primeiro movimento (s)	105	105	105
τ_k : tempo de disparo do segundo movimento após iniciado o primeiro movimento (s)	2	2	2
d : severidade (nível) do atrito (%)	1	3	3

A seguir na Figura 58, é ilustrada a resposta do sistema ao degrau no sinal de referência, em ambiente 100% simulado, quando o compensador *Two-move* é utilizado, comparada com a resposta do sistema sem a presença do compensador, para o nível de atrito baixo, no mesmo ambiente.

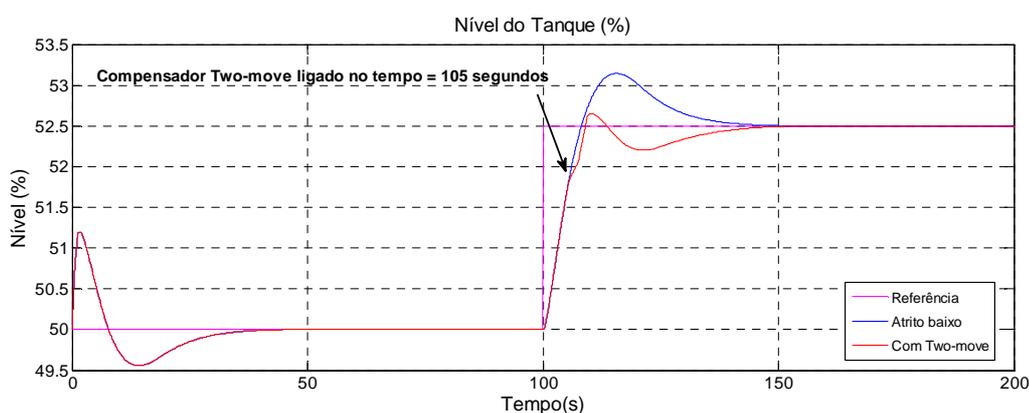


Figura 58 - Degrau, *Two-move* x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado

A análise da Figura 58 indica que não existe oscilação no sinal de controle da planta quando não se utiliza os compensadores, portanto a utilização do compensador *Two-move* não se justifica. Entretanto, uma observação interessante é

que após a utilização do compensador *Two-move*, o overshoot é reduzido quando é aplicação degrau ao sinal de referência.

Seguindo adiante, é ilustrado através da Figura 59, os resultados obtidos no ambiente *HIL*, para o nível de atrito baixo.

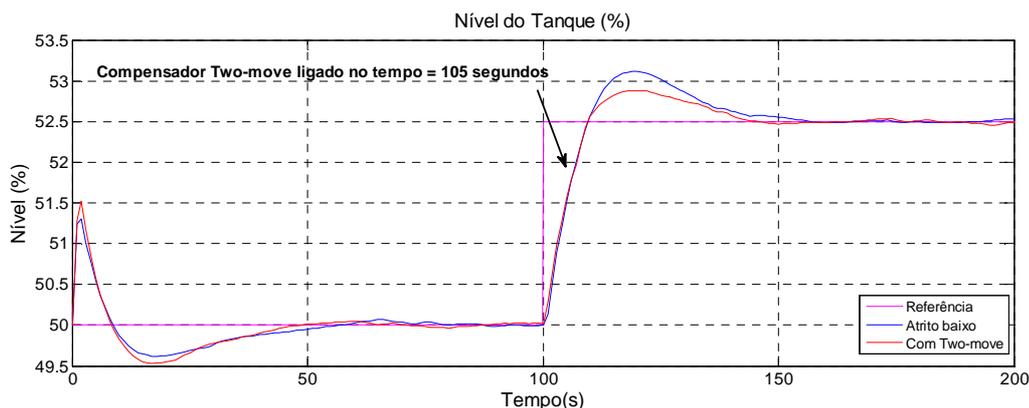


Figura 59 - Degrau, *Two-move* x “sem compensadores”, atrito baixo, ambiente *HIL*

A análise da Figura 59 indica que, assim como o que foi observado no ambiente 100% simulado, o resultado obtido no ambiente *HIL*, para o nível de atrito baixo não se justifica a utilização do compensador, mas após sua utilização, o *overshoot* é reduzido.

A seguir é avaliado o comportamento do compensador *Two-move*, para o nível de atrito médio. A Figura 60 a seguir ilustra os resultados obtidos neste ensaio.

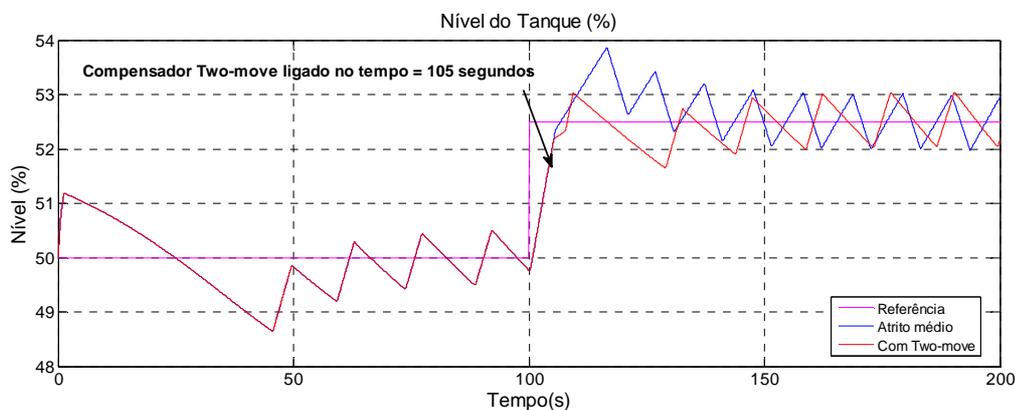


Figura 60 - Degrau, *Two-move* x “sem compensadores”, atrito médio, 100% simulado

A análise dos resultados apresentados pela Figura 60 aponta que assim como os resultados para atrito estático nível baixo, não houve melhora no desempenho da malha em ambiente 100% simulado na presença de atrito estático nível médio após a utilização do compensador *Two-move*, porém o overshoot foi reduzido.

Como definido anteriormente, não foi previsto para ambiente *HIL*, ensaios para o nível de atrito médio na válvula de controle física real, portanto, o ensaio a seguir avalia o comportamento do compensador *Two-move*, em ambiente 100% simulado, para o nível de atrito alto. Os resultados do ensaio estão ilustrados a seguir através da Figura 61.

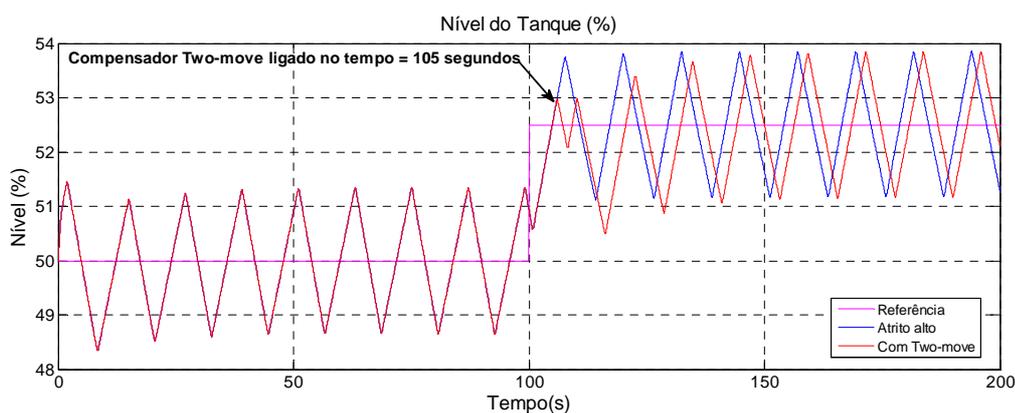


Figura 61 - Degrau, *Two-move* x “sem compensador”, atrito alto, 100% simulado

A análise da Figura 61 indica que não houve eliminação das oscilações existentes no sinal de controle sem o uso de compensadores e a utilização do compensador *Two-move* também não reduziu o nível de oscilação da malha de controle regulatório.

Finalizando os ensaios para esta etapa do trabalho, seguem na Figura 62, os resultados obtidos para o ensaio do compensador *Two-move*, em ambiente *HIL*, com nível de atrito alto.

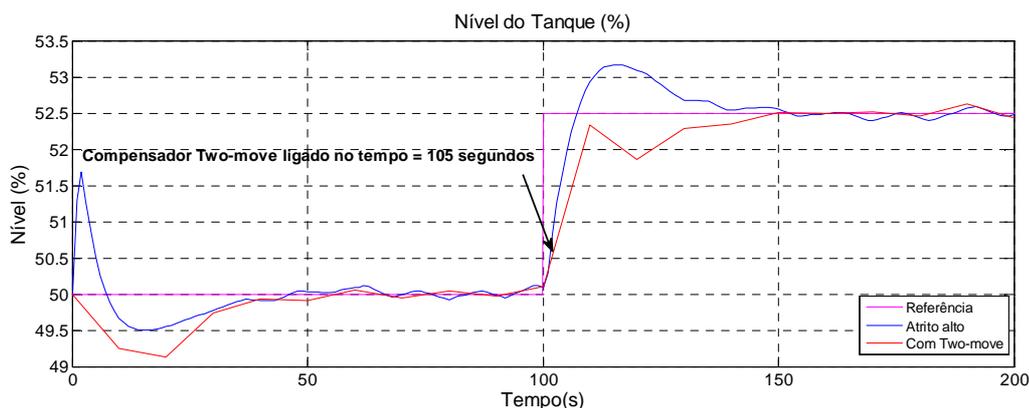


Figura 62 - Degrau, *Two-move* x “sem compensador”, atrito alto, ambiente *HIL*

Observando os resultados apresentados pela Figura 62, novamente é verificado que no ensaio com nível de atrito alto, em ambiente *HIL*, não houve melhora no sinal de controle com a utilização do compensador *Two-move*, porém assim como observado nos ensaios com o compensador *Knocker* no ambiente 100% simulado, houve uma melhora com relação ao *overshoot* do sinal de controle no instante em que o degrau é aplicado, quando comparado ao sinal de controle sem utilização do compensador.

As observações apresentadas nos ensaios em degrau no sinal de referência indicam que a inclusão do compensador *Two-move* trouxe melhora ao controle regulatório para os ensaios em ambiente 100% simulado e para os ensaios em ambiente *HIL* para os níveis de atrito médio e alto devido a redução do *overshoot* após o sinal degrau ser aplicado.

O compensador *Two-move* não apresentou melhora no desempenho da malha de nível, com relação às oscilações no controle regulatório provocado devido à presença do atrito estático para os ensaios com aplicação de degrau ao sinal de referência.

4.2.4. Análise comparativa do desempenho dos compensadores

Assim como feito nos ensaios com a planta em regime estável sem perturbação, são apresentados a seguir através das Tabelas 7 e 8 e Figuras 63 e

64. Os resultados obtidos para o desempenho de cada um dos compensadores para os ambientes 100% simulado e virtual e para os níveis de atrito baixo, médio e alto.

Tabela 7 - Índice IAE, degrau no sinal de referência, ambiente 100% simulado

Ambiente 100% simulado	Atrito Baixo	Atrito Médio	Atrito Alto
Sem compensador	1,60E+00	3,32E+00	5,60E+00
Compensador <i>Knocker</i>	1,64E+00	2,51E+00	3,15E+00
Compensador <i>Two-move</i>	1,03E+00	2,81E+00	5,60E+00

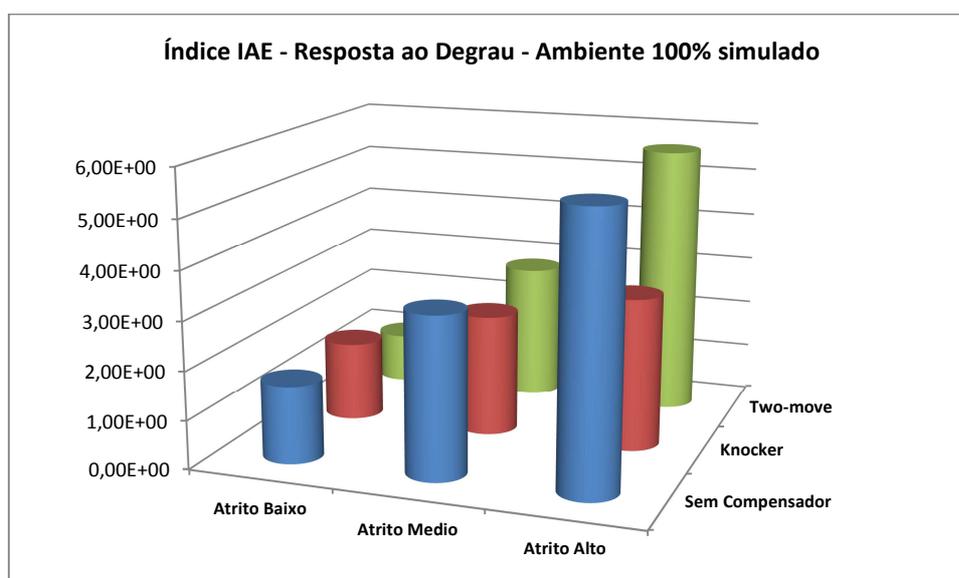


Figura 63 - Gráfico índice IAE, degrau ao sinal de referência, ambiente 100% simulado

Tabela 8 - Índice IAE, degrau no sinal de referência, ambiente HIL

Ambiente <i>HIL</i>	Atrito Baixo	Atrito Alto
Sem compensador	1,97E+00	1,84E+00
Compensador <i>Knocker</i>	2,37E+00	2,01E+00
Compensador <i>Two-move</i>	1,57E+00	1,62E+00

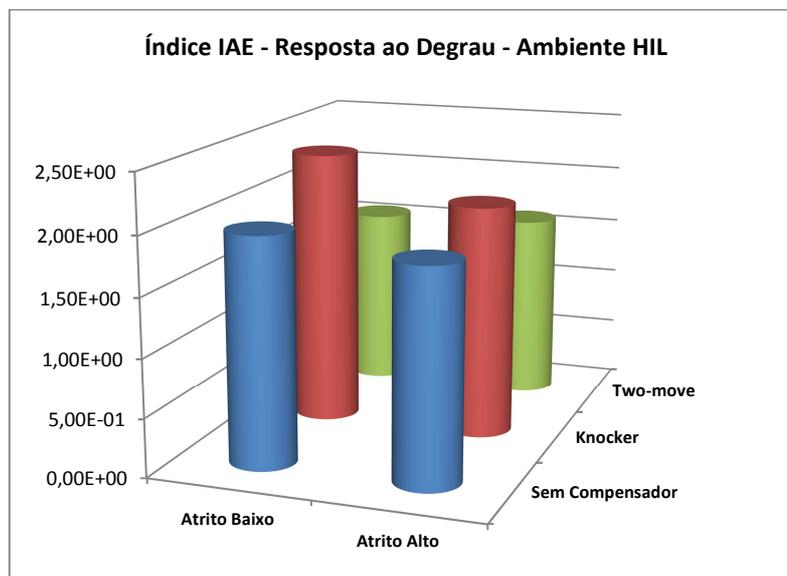


Figura 64 - Gráfico índice IAE, degrau ao sinal de referência, ambiente HIL

A análise da Tabela 7 e da Figura 63 indica que para o ensaio em degrau ao sinal de referência e utilizando o compensador *Knocker*, houve melhora para os níveis de atrito médio e alto no ambiente 100% simulado, entretanto com a utilização do compensador *Two-move*, apesar dos resultados dos índices apresentarem alguma melhora isto não se refere ao desempenho devido a redução das oscilações na malha e sim a melhora no *overshoot* que foi reduzido após a utilização do compensador *Two-move*. Este resultado se torna interessante, pois não é para esta finalidade que o compensador *Two-move* foi proposto.

Os resultados mostrados na Tabela 8 e Figura 64, a utilização do compensador *Knocker* não melhora o desempenho da malha de controle no ambiente HIL, para nenhum dos níveis de atrito ensaiados. Isto se deve principalmente, pelo fato da válvula de controle real, não apresentar os efeitos provocados pela presença do atrito, mesmo após de ter sido ajustada para nível de atrito alto. Com a utilização do compensador *Two-move*, da mesma forma que observado no ambiente 100% simulado, apesar do resultado dos índices apresentarem alguma melhora isto não se refere ao desempenho da malha, mas sim a melhora no *overshoot* que foi reduzido após a utilização do compensador *Two-move*.

4.3. Ensaio com perturbação no processo

Nos cenários dos ensaios anteriores, primeiramente utilizou-se uma configuração de planta com malha em regime estável sem nenhum tipo de perturbação. Na ocasião, a desempenho da malha com e sem o uso dos compensadores considerou a execução das simulações tanto em ambiente 100% virtual, quanto em ambiente híbrido através da tecnologia *HIL* e ao final foram apresentados os índices *IAE* refletindo a análise dos resultados com e sem a utilização dos compensadores. Em seguida, repetiram-se todos os ensaios na mesma configuração de planta, porém aplicando um degrau ao sinal de referência da planta.

Com o objetivo de simular um ambiente industrial que reproduza com mais fidelidade às interferências existentes decorrentes aos fatores externos da planta, os ensaios do item 4.3 avaliam o desempenho dos compensadores quando, além do atrito, um sinal de perturbação simulado e seus efeitos são adicionados a planta.

Para o ruído simulado rodando em ambiente 100% virtual, os parâmetros ajustados no software Matlab/Simulink® foram configurados conforme abaixo:

- Tipo de ruído: Gaussiano;
- Média dos valores randômicos: 0 (zero);
- Variância: 0 (zero);
- Intervalo tempo amostragem: 4 segundos

A sequência de ruído foi mantida para todos os ensaios.

4.3.1. Ensaio sem implementação de compensadores de atrito

Assim como adotado nos ensaios com a malha em regime estável, os ensaios com perturbação são realizados sem modificação no valor de referência. Dessa forma, os parâmetros rodando em ambiente 100% virtual no software Matlab/Simulink® foram configurados conforme abaixo:

- Tempo de Simulação: 200 segundos;
- Passo de integração: 10e-5 segundos;

- Decimação dos pontos: 100;
- Nível inicial do tanque: 50%.

A sintonia do controlador da malha de nível utilizada durante as simulações é a mesma utilizada nos ensaios anteriores e os parâmetros são mostrados abaixo:

- Ganho Proporcional “Kc”: 6;
- Tempo de integração T_i : 15 s/rep;

Após os ajustes descritos acima, é apresentado os resultados obtidos nos ensaios com perturbação no processo sem a utilização de compensadores para os três níveis de atrito estático previstos. Os resultados são ilustrados abaixo pela Figura 65:

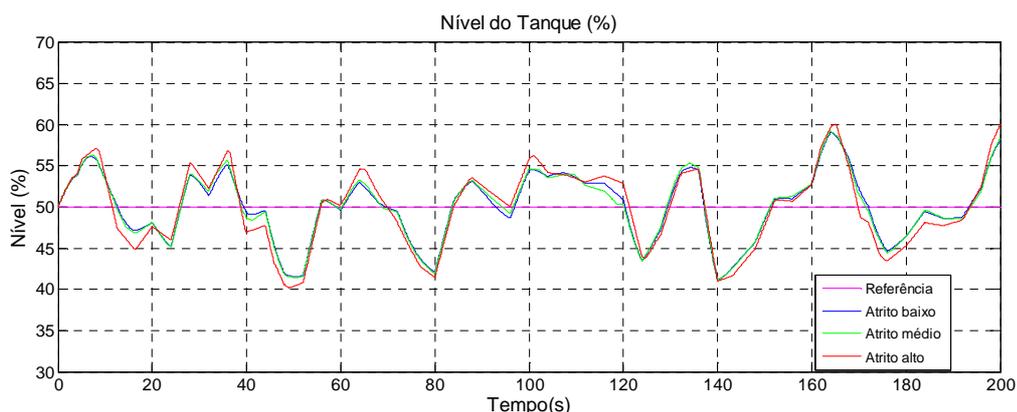


Figura 65 - Perturbação, sem compensadores, 100% simulado

Percebe-se através da Figura 65 que, a existência da perturbação provoca muita instabilidade ao controle regulatório para todos os níveis de atrito. A ação proporcional e integral do controlador da malha não é capaz de corrigir o erro no nível do tanque.

Dando sequência aos ensaios, a Figura 66 a seguir ilustra os resultados obtidos no ambiente *HIL* para os níveis de atrito alto e baixo sem uso de compensadores.

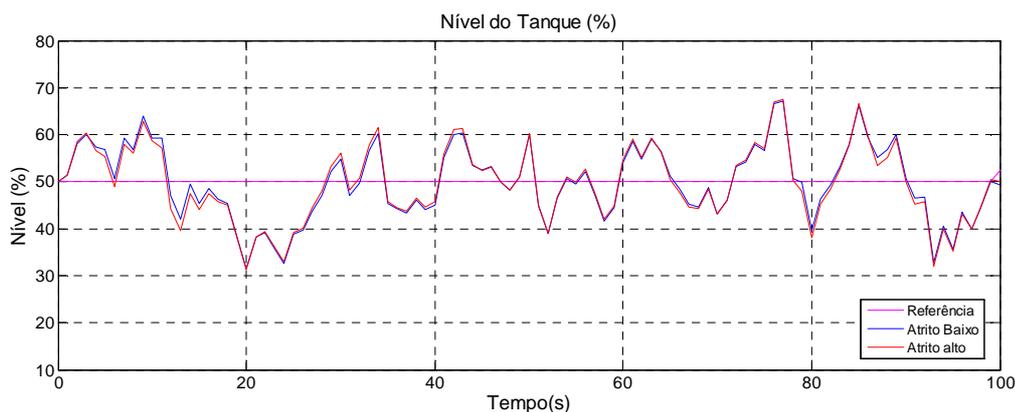


Figura 66 - Perturbação, sem compensadores, ambiente *HIL*

A análise da Figura 66 indica que, assim como observado no ambiente 100% virtual, a existência da perturbação provoca muita instabilidade ao controle regulatório para todos os níveis de atrito. A ação proporcional e integral do controlador da malha não é capaz de corrigir o erro no nível do tanque.

4.3.2. Ensaios com implementação de compensador de atrito *Knocker*

A análise dos resultados dos ensaios realizados no item 4.3.1 indicaram que a existência da perturbação provoca muita interferência no sistema de controle de nível em malha fechada sem a utilização dos compensadores de atrito estático. Dando sequência a avaliação de desempenho dos compensadores, o próximo ensaio verifica o comportamento do sistema com a implementação do compensador *Knocker*.

Assim como definido nos ensaios de aplicação de degrau ao sinal de referência, os parâmetros de sintonia a , h_k e τ do compensador *Knocker* mantiveram os mesmos valores adotados na Tabela 2.

Após a definição dos parâmetros acima, os resultados obtidos nos ensaios com perturbação no processo sem a utilização de compensadores são comparados aos resultados da resposta do sistema com a utilização do compensador *Knocker* para o nível de atrito baixo em ambiente 100% simulado. Os resultados são ilustrados a seguir através da Figura 67.

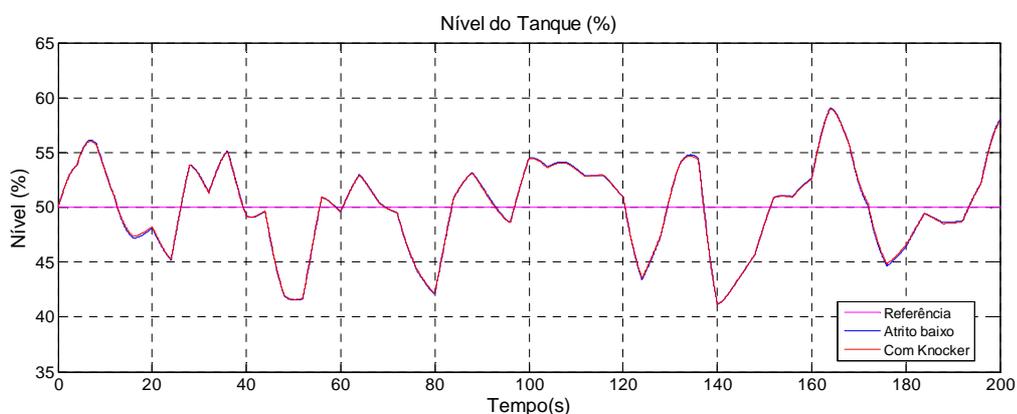


Figura 67 - Perturbação, *Klocker* x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado

A análise da Figura 67 demonstra que a resposta do sistema sem o uso de compensador é muito similar a resposta com a utilização do compensador para nível de atrito baixo em ambiente 100% simulado. Isto indica que não é possível afirmar que o compensador *Klocker* trouxe melhora de desempenho ao controle.

Na sequência, a seguir, são apresentados os resultados da resposta do sistema com a utilização do compensador *Klocker* para o nível de atrito baixo em ambiente *HIL*. Os resultados são ilustrados a seguir através da Figura 68.

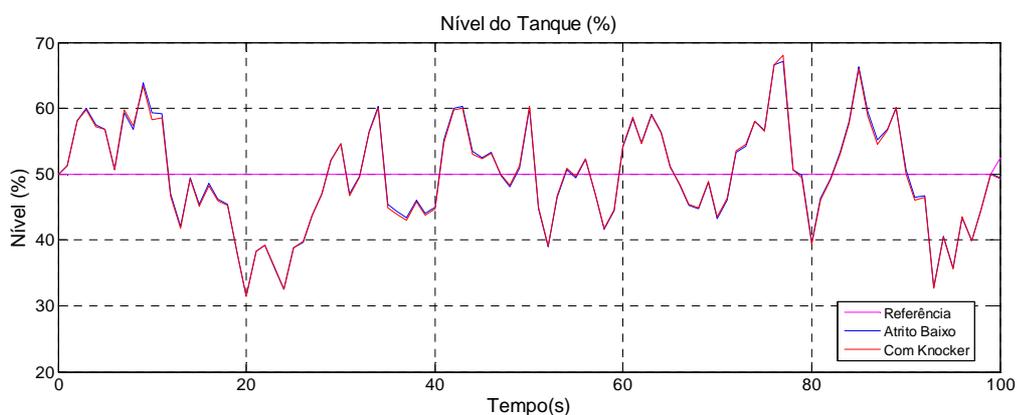


Figura 68 - Perturbação, *Klocker* x “sem compensadores”, atrito baixo, ambiente *HIL*

Assim como observado em ambiente 100% simulado, a análise da Figura 68 aponta que a resposta do sistema sem o uso de compensador é muito similar a resposta com a utilização do compensador para nível de atrito baixo em ambiente *HIL*. Apesar de existir em alguns instantes uma distinção entre a resposta sem compensador com relação a resposta com compensador, ao longo do tempo as diferenças indicam melhora, porém em outros indicam piora. Visto isto, novamente não é possível afirmar que o compensador *Knocker* trouxe melhora de desempenho ao controle.

A análise dos indicadores *IAE* apresentada mais adiante, indicará de forma quantitativa o desempenho apresentado neste ensaio.

A seguir, para o ensaio na presença de perturbação, são apresentados através da Figura 69, os resultados da resposta do sistema com a utilização do compensador *Knocker* no nível de atrito médio em ambiente 100% simulado.

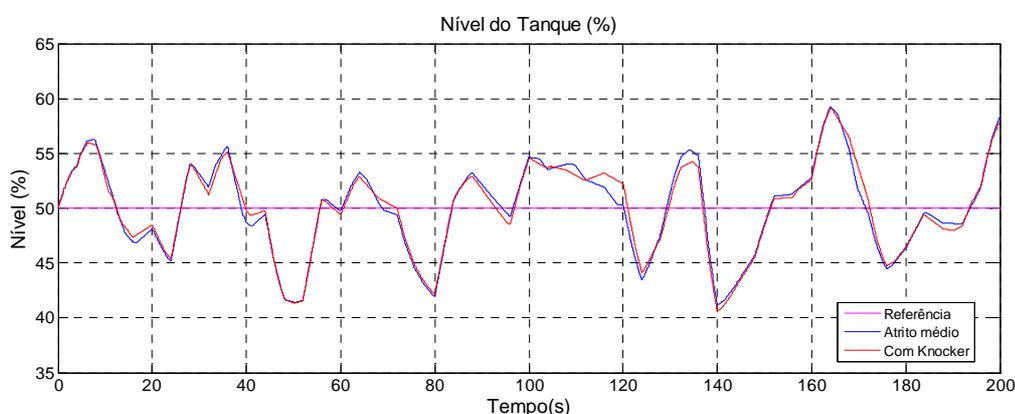


Figura 69 - Perturbação, *Knocker* x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado

Ao contrário da análise na Figura 67 quando a resposta do sistema sem o uso de compensador é muito similar a resposta com a utilização do compensador para nível de atrito baixo em ambiente 100% simulado, a análise da Figura 69 indica que a resposta do sistema sem o uso de compensador se mostra diferente da resposta com a utilização do compensador para nível de atrito médio. Entretanto, esta observação não é suficiente para afirmar que a utilização do compensador *Knocker*

trouxe melhora de desempenho ao controle. Neste caso, é necessária a análise dos indicadores *IAE* apresentada mais adiante, para uma conclusão definitiva.

Dando sequência aos ensaios, a Figura 70 a seguir, ilustra os resultados da resposta do sistema com a utilização do compensador *Knocker* no nível de atrito alto em ambiente 100% simulado para perturbação no processo.

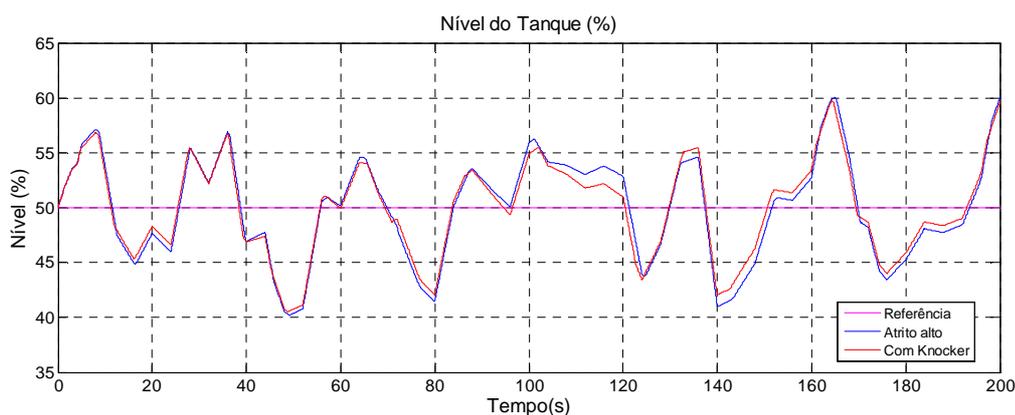


Figura 70 - Perturbação, *Knocker* x “sem compensador”, atrito alto, 100% simulado

A análise na Figura 70 aponta as mesmas observações já verificadas para o ensaio com nível de atrito médio em ambiente 100% simulado, ou seja, a resposta do sistema sem o uso de compensador se mostra diferente da resposta com a utilização do compensador para nível de atrito alto. Entretanto, também não é possível afirmar que a utilização do compensador *Knocker* trouxe melhora de desempenho ao controle, pois em alguns momentos observam-se erros menores, mas em outros erros maiores. Novamente, somente a análise dos indicadores *IAE* apresentada mais adiante, mostrará o resultado exato do desempenho.

A seguir, são apresentados na Figura 71, os resultados obtidos neste último ensaio do compensador *Knocker* no nível de atrito alto em ambiente *HIL*, na presença de perturbação no processo.

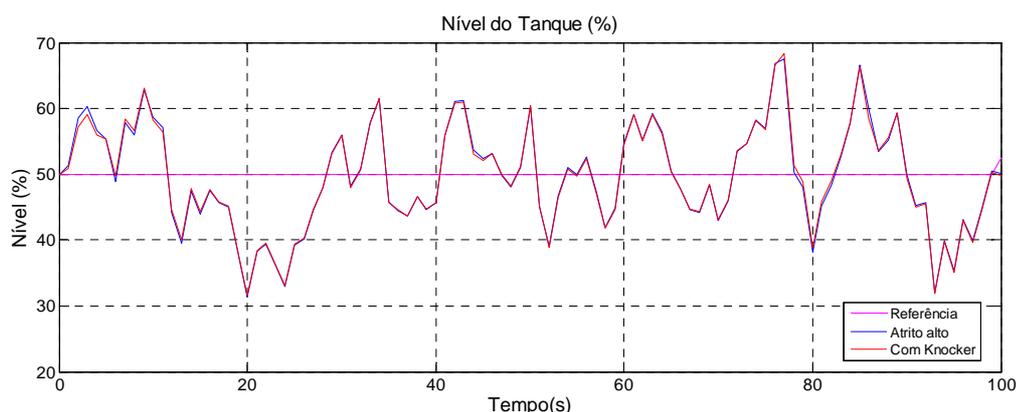


Figura 71 - Perturbação, *Klocker* x “sem compensadores”, atrito alto, ambiente *HIL*

Novamente, não é possível afirmar que a utilização do compensador *Klocker* trouxe melhora de desempenho ao controle, na presença de perturbação no processo.

Com as análises obtidas através dos diversos ensaios apresentados neste item, não é possível afirmar que a utilização do compensador *Klocker* trouxe melhora de desempenho ao controle em nenhum dos níveis de atrito estudados, na presença de perturbação no processo.

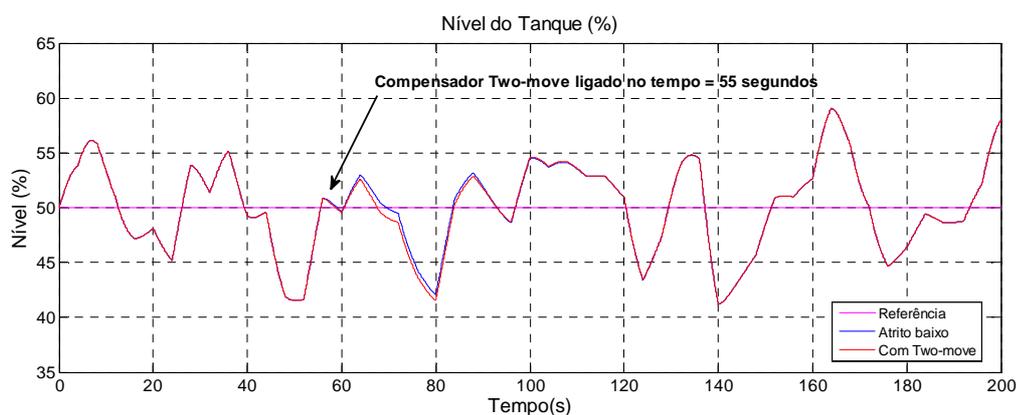
4.3.3. Ensaios com implementação de compensador de atrito *Two-move*

O segundo compensador avaliado no ensaio na presença de perturbação ao processo é o *Two-move*. Com relação ao tempo de disparo do primeiro movimento para este compensador, foi escolhido o tempo 55 segundos para todos os níveis de atrito. Com relação ao instante do segundo movimento, manteve-se a condição estabelecida no item 4.3.1, ou seja, o segundo movimento iniciou exatamente após 2 segundos do início do primeiro movimento. Dessa forma. Abaixo, na Tabela 9 é apresentado o valor dos parâmetros selecionados para cada um dos ensaios realizados.

Tabela 9 - Parâmetros para compensador *Two-move*, perturbação ao processo

Parâmetro	Atrito Baixo	Atrito Médio	Atrito Alto
t_k : tempo de disparo do primeiro movimento (s)	55	55	55
τ_k : tempo de disparo do segundo movimento após iniciado o primeiro movimento (s)	2	2	2
d : severidade (nível) do atrito (%)	1	3	3

O primeiro ensaio na avaliação de desempenho do compensador *Two-move* na presença de perturbação ao processo é realizado em ambiente 100% simulado, comparando-se a resposta do sistema com a presença do compensador e sem a presença do compensador, para o nível de atrito baixo, no mesmo ambiente. Os resultados são ilustrados através da Figura 72 a seguir.

Figura 72 - Perturbação, *Two-move* x “sem compensador”, atrito baixo, 100% simulado

A análise da Figura 72 aponta que na presença de perturbação no processo, com nível de atrito baixo em ambiente 100% simulado, a resposta da planta se altera em relação à resposta da planta sem a utilização do compensador *Two-move*, exatamente no instante em que ocorre o primeiro movimento do compensador *Two-move*. Entretanto, esta observação não é suficiente para afirmar que os resultados obtidos são positivos, visto que no instante próximo aos 110 segundos, a resposta da planta com a utilização do compensador retorna a ser muito próxima a resposta sem a utilização do compensador *Two-move*.

A seguir, são ilustrados através da Figura 73, os resultados do mesmo ensaio para o ambiente *HIL*.

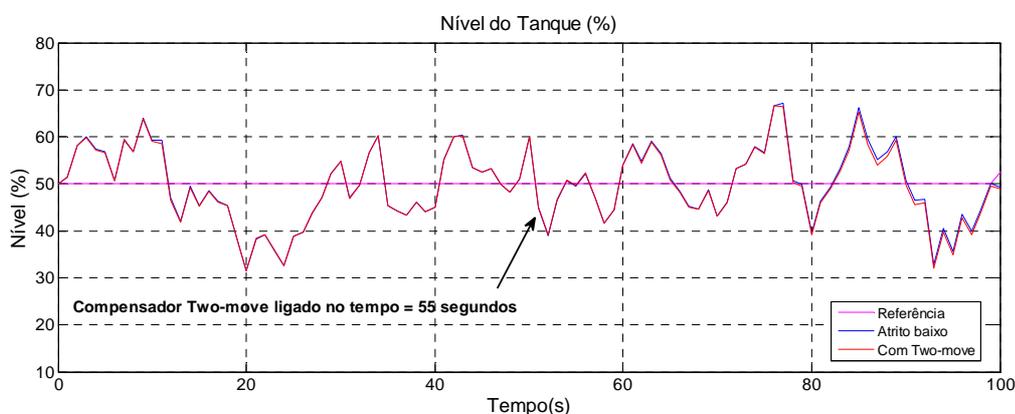


Figura 73 - Perturbação, *Two-move* x “sem compensadores”, atrito baixo, ambiente *HIL*

Ao contrário dos resultados ilustrados através da Figura 72 para o ensaio com presença de perturbação no processo, com nível de atrito baixo em ambiente 100% simulado, a resposta da planta para todos os instantes, ilustrada pela Figura 73, se mostra diferente com ou sem a utilização do compensador *Two-move*. Assim como no ensaio em ambiente 100% simulado, a utilização do compensador *Two-move* na presença de perturbação não apresentou nenhuma melhora no ambiente *HIL*, para o nível de atrito baixo.

Seguindo as etapas dos ensaios, o próximo ensaio avalia o comportamento do compensador *Two-move*, para o nível de atrito médio, em ambiente 100% simulado. Os resultados deste ensaio são ilustrados a seguir através da Figura 74 e logo adiante é apresentada sua análise.

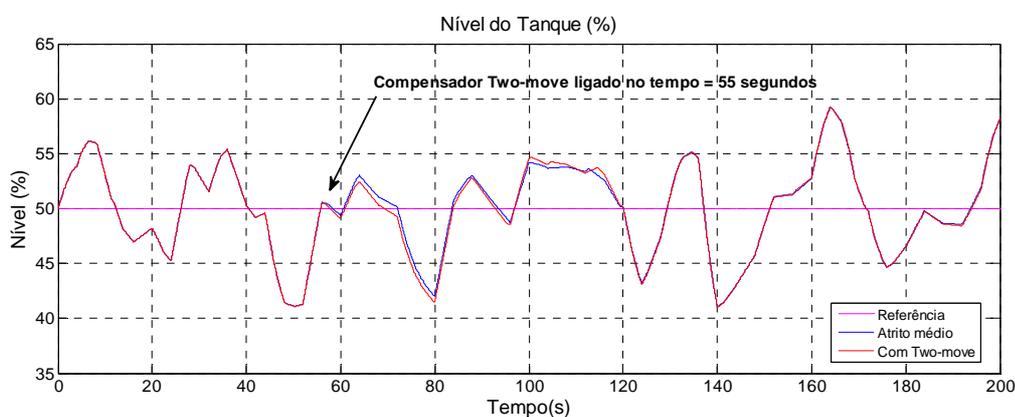


Figura 74 - Perturbação, *Two-move* x “sem compensador”, atrito médio, 100% simulado

Assim como no ensaio em ambiente 100% simulado, para o nível de atrito baixo, a utilização do compensador *Two-move* na presença de perturbação não apresentou melhoras para o nível de atrito médio, no mesmo ambiente.

A seguir, no próximo ensaio, é avaliado o comportamento do compensador *Two-move*, para o nível de atrito alto, em ambiente 100% simulado. Os resultados deste ensaio são ilustrados a seguir através da Figura 75.

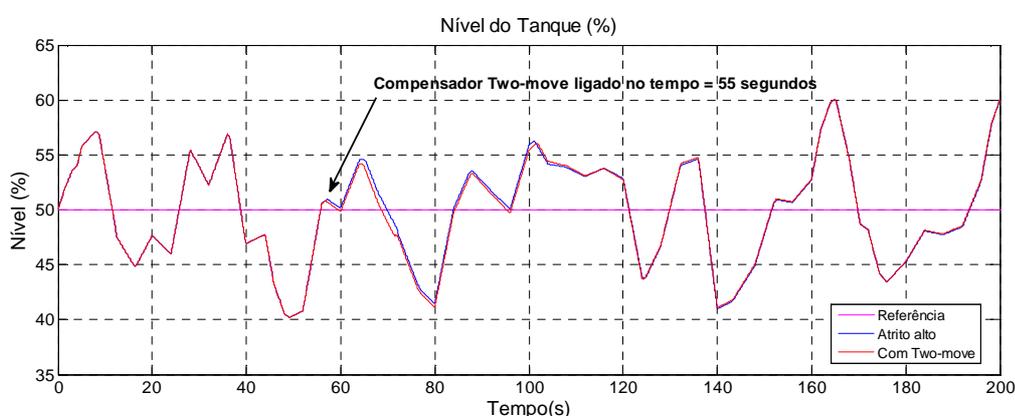


Figura 75 - Perturbação, *Two-move* x "sem compensador", atrito alto, 100% simulado

A avaliação dos resultados apresentados pela Figura 75 aponta que novamente, a utilização do compensador *Two-move*, na presença de perturbação não apresentou melhoras no desempenho da malha, da mesma forma como observado nos ensaios anteriores.

O último ensaio com o compensador *Two-move*, avalia seu desempenho em ambiente *HIL*, na presença de perturbação, para o nível de atrito alto. A Figura 76 a seguir, apresenta os resultados obtidos no ensaio.

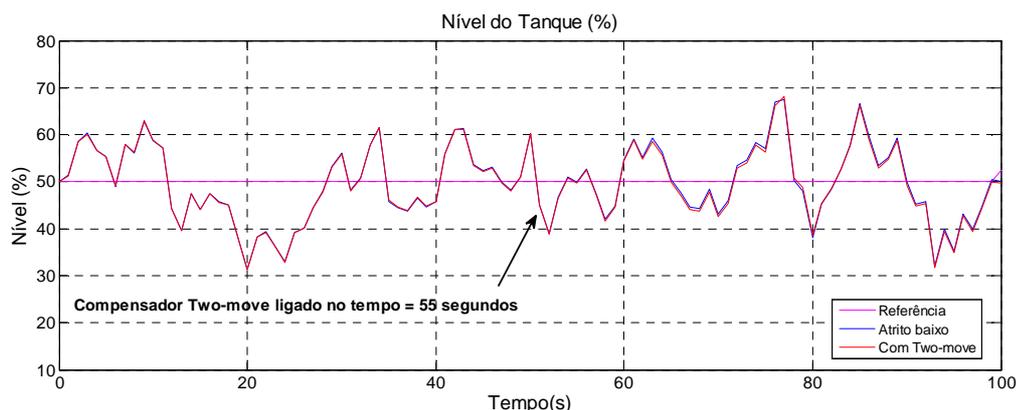


Figura 76 - Perturbação, *Two-move* x “sem compensadores”, atrito alto, ambiente *HIL*

No último ensaio, a avaliação dos resultados apresentados pela Figura 76 também não é diferente dos ensaios anteriores, não sendo possível afirmar que a utilização do compensador *Two-move* trouxe melhora no desempenho do controle.

Em nenhum dos ensaios realizados foi possível observar melhora no desempenho do controle, a partir da utilização do compensador *Two-move*.

4.3.4. Análise comparativa do desempenho dos compensadores

Mantendo-se a mesma análise comparativa de desempenho apresentados anteriormente após o término dos ensaios com a planta em regime estável sem perturbação e na resposta ao degrau, são apresentados a seguir através das Tabelas 10 e 11 e Figuras 77 e 78 os resultados obtidos no desempenho dos compensadores *Knocker* e *Two-move* para os níveis de atrito baixo, médio e alto nos ambientes 100% simulado e *HIL*.

Tabela 10 - Índice IAE, perturbação no processo, ambiente 100% simulado

Ambiente 100% simulado	Atrito Baixo	Atrito Médio	Atrito Alto
Sem compensador	2,33E+01	2,34E+01	2,43E+01
Compensador <i>Knocker</i>	2,29E+01	2,30E+01	2,38E+01
Compensador <i>Two-move</i>	2,33E+01	2,34E+01	2,43E+01

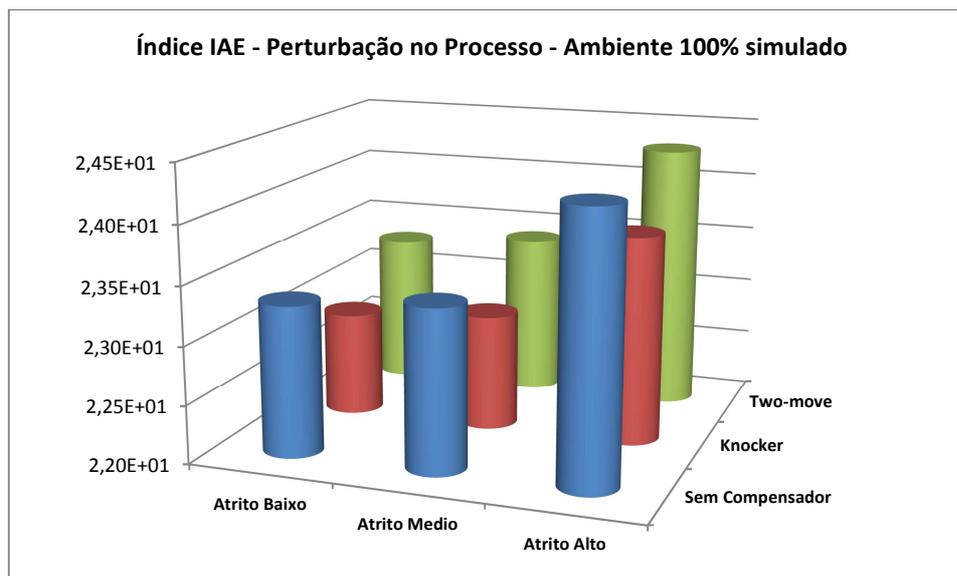


Figura 77 - Gráfico índice IAE, perturbação no processo, ambiente 100% simulado

Tabela 11 - Índice IAE, perturbação no processo, ambiente *HIL*

Ambiente <i>HIL</i>	Atrito Baixo	Atrito Alto
Sem compensador	2,35E+01	2,43E+01
Compensador <i>Knocker</i>	2,35E+01	2,42E+01
Compensador <i>Two-move</i>	2,34E+01	2,42E+01

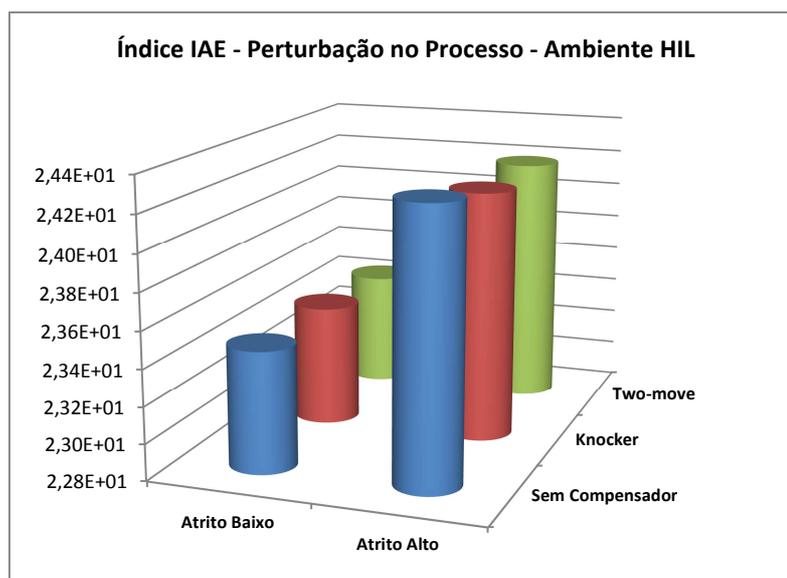


Figura 78 – Gráfico índice IAE, perturbação no processo, ambiente *HIL*

A análise dos resultados apresentados nas Tabelas 10 e 11 e Figuras 77 e 78, apontam que para todos os ensaios 100% simulado, para os três níveis de atrito, o compensador *Knocker* se mostrou eficiente e melhora o desempenho da malha de controle. Por outro lado, nos demais casos, tanto para o compensador *Knocker* quanto para o compensador *Two-move*, os resultados gráficos não foram conclusivos, pois, nestes casos, visualmente ou quantitativamente é muito difícil determinar o nível de melhora obtido ou não com a utilização dos compensadores.

4.4. Considerações finais sobre a válvula de controle real

Como visto anteriormente, a análise dos resultados de desempenho dos compensadores de atrito estático *Knocker* e *Two-move* aponta que para todos os ensaios realizados no nível de atrito alto em ambiente *HIL*, as oscilações introduzidas ao controle regulatório devido a presença do atrito estático alto na válvula de controle, não justifica a utilização dos compensadores.

A ideia de aplicar os testes e efetuar a comparação dos resultados nos diversos cenários propostos por este trabalho entre o ambiente 100% simulado e o ambiente *HIL* é de extrema importância. Em uma planta industrial real, muitas variedades de projeto são encontradas para cada modelo de válvula de controle

instalada e apenas os ensaios simulados através do modelo de Karnopp não seriam suficientes para uma avaliação mais conclusiva sobre a aplicação dos compensadores ao sistema de controle real.

A válvula física utilizada nos ensaios práticos deste trabalho foi analisada cuidadosamente quanto ao seu aspecto construtivo, antes das considerações finais a respeito das pequenas oscilações observadas com o nível de atrito estático alto.

Para avaliar estas pequenas oscilações, foram selecionados a partir dos diversos ensaios realizados: ambiente 100% simulado e ambiente *HIL*, nível de atrito baixo e alto, ensaio sem perturbação para analisar o movimento da haste da válvula.

A seguir, nas Figuras 79 a 81, é mostrado o comportamento da haste, nos ambientes escolhidos, quando nenhum compensador é utilizado.

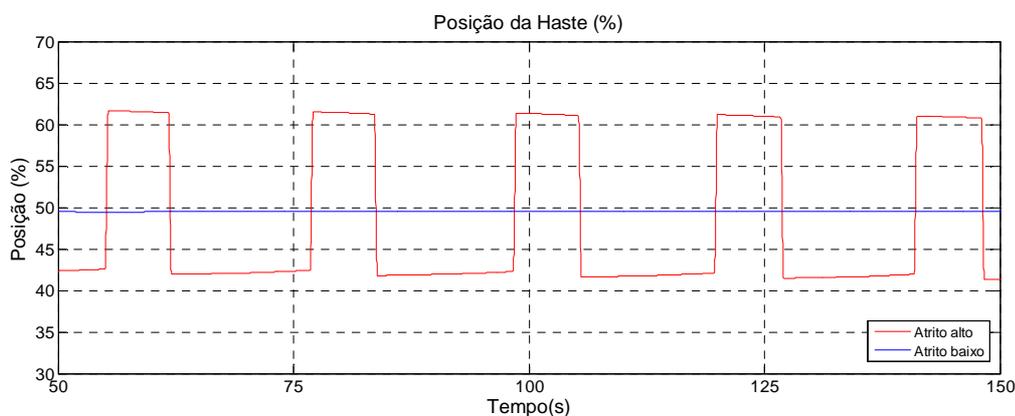


Figura 79 - Planta sem perturbação, atrito baixo e alto, ambiente 100% simulado

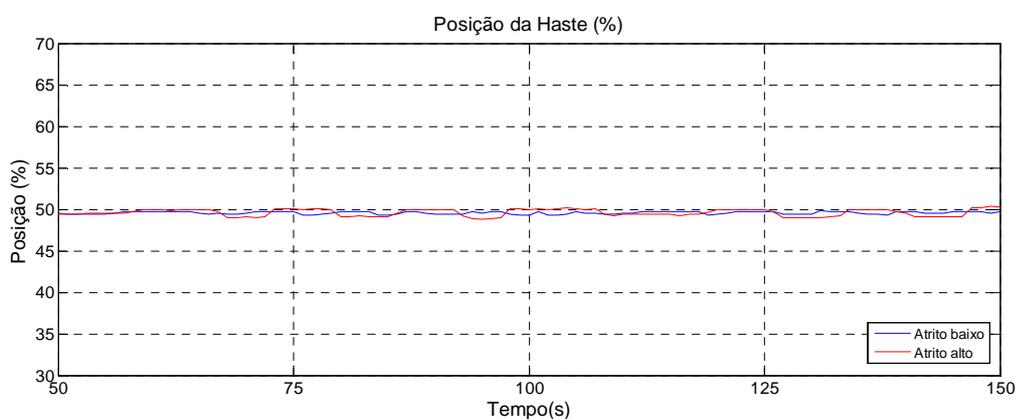


Figura 80 - Planta sem perturbação, atrito baixo e alto, ambiente *HIL*

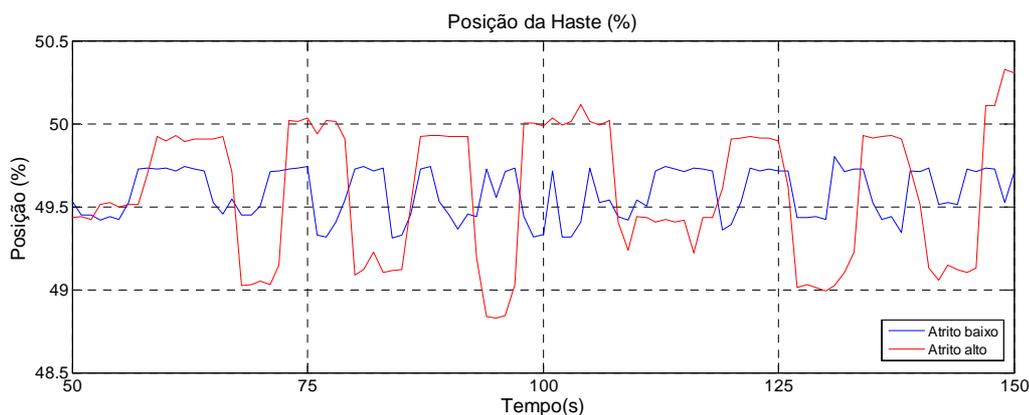


Figura 81 – Planta sem perturbação, atrito baixo e alto, ambiente *HIL* (detalhe)

A Figura 79 representa um período de amostragem entre 50 e 150 segundos do movimento da haste da válvula de controle no ensaio da planta em regime estável, ambiente 100% simulado, enquanto que as Figuras 80 e 81 representa o mesmo ensaio para ambiente *HIL*.

A análise dos resultados apresentados na Figura 79 para o ensaio 100% simulado, aponta que estando a válvula com o nível de atrito alto, a variação da posição da haste quando comparada ao nível de atrito baixo, produz movimentação na variação da posição da haste em torno de 15% de seu curso total.

Ao contrário dos resultados apresentados na Figura 79 para o ensaio 100% simulado, os resultados apresentados pela Figura 80 para o ensaio *HIL*, indicam que estando a válvula com o nível de atrito alto (gaxeta apertada ao máximo), a variação da posição da haste quando comparada ao nível de atrito baixo, produz movimentação quase que desprezível na posição da haste somente com uma ampliação dos resultados (Figura 81) é possível verificar que a oscilação oscila em torno de 1% de seu curso total.

Uma possível explicação para o baixo valor de oscilação desta válvula para o nível de atrito alto nos ensaios em ambiente *HIL* pode ser obtida através da análise do projeto de fabricação do modelo da válvula utilizada durante os ensaios. A análise dos dados de fabricação da válvula resultou em duas grandes observações, que não foram encontradas nos trabalhos disponíveis nas bases pesquisadas.

A primeira observação refere-se a faixa de pressão projetada para o atuador pneumático. Na bibliografia pesquisada e para este trabalho, os ensaios em ambiente 100% simulados, consideram o valor de pressão entre 3 a 15 psi, enquanto que o ensaio em ambiente *HIL* neste trabalho considerou uma válvula com atuador trabalhando com pressões entre 12 a 35 psi. Esta informação justificaria a pequena interferência do nível de atrito estático alto, aos movimentos da haste da válvula, visto que a força proveniente do atuador está diretamente relacionada a pressão aplicada a seu diafragma.

A segunda observação refere-se ao tipo de gaxeta utilizada no corpo da válvula. Na bibliografia pesquisada, pouco ou nada se comenta a respeito dos diversos tipos de materiais utilizados na fabricação de gaxetas para válvulas de controle. Com relação ao material da gaxeta da válvula de controle real, utilizada nos ensaios em ambiente *HIL* deste trabalho, verificou-se que a mesma foi projetada com materiais em Teflon que possui dentre outras vantagens, ser auto lubrificante, trazendo como grande benefício um baixo fator de atrito.

De fato, as informações de fabricação da válvula de controle, revelam significantes fatores que influenciam diretamente ao conjunto atuador e haste. As contribuições individuais de cada um dos componentes da válvula de controle, citados neste item como possíveis explicações para o baixo valor de oscilação para o nível de atrito alto, podem ser mais detalhadamente exploradas e são sugestões para trabalhos futuros, já que não foram encontrados estudos destes aspectos nas bases de pesquisa.

A seguir são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os aspectos mais relevantes referentes aos ensaios e análises realizadas, foram apontados a medida que os resultados eram apresentados. Portanto, neste capítulo pretende-se apenas enfatizar as principais conclusões. Em seguida, também são sugeridas algumas possibilidades para dar continuidade ao tema apresentado neste trabalho.

5.1. Conclusões gerais

Duas técnicas para compensação de atrito estrito estático em válvulas de controle propostas pela literatura foram apresentadas e avaliadas. Hagglund, (2002) através de seu trabalho, sugere o compensador *Knocker* que resumidamente adiciona pulsos ao sinal de saída do controlador, enquanto que (Srinivasan e Rengaswamy, 2008) sugere a utilização do compensador *Two-move* que adiciona apenas dois pulsos ao sinal de saída do controlador.

Os algoritmos dos compensadores foram desenvolvidos e implementados em dois ambientes. Para o primeiro ambiente foi considerado modelos matemáticos 100% simulados para todos os componentes da planta, enquanto que no segundo ambiente foram considerados: válvula de controle, transmissor de pressão e sensor de posição reais, compondo um sistema híbrido, integrado aos demais blocos do processo simulado.

A partir dos resultados obtidos nos ensaios em ambiente 100% simulados, foi possível avaliar o desempenho dos dois compensadores propostos, para os níveis de atrito estabelecidos no procedimento experimental em três situações: planta sem perturbação, planta com sinal degrau aplicado ao sinal de referência e por fim planta com ruído no processo.

Para os ensaios em ambiente *HIL*, em todas as situações apresentadas, os resultados obtidos não foram suficientes para avaliar o desempenho dos compensadores, pois os efeitos consequentes do nível de atrito alto (gaxeta totalmente apertada) foram muito similares aos efeitos consequentes do nível de atrito baixo (gaxeta totalmente solta), ou seja, a presença de atrito com nível alto não adicionou oscilações ao controle regulatório. Este resultado é interessante, pois se trata de ensaio que utiliza válvula de controle real com características tecnológicas atuais presentes hoje em dia nas indústrias de processo.

Ao término de cada item ensaiado, foram apresentados comentários referentes a resposta do compensador para os níveis de atrito baixo, médio e alto no ambiente 100% simulado. A análise dos resultados apontou que o desempenho dos compensadores foi similar para os níveis de atrito médio e alto, porém para o nível de atrito baixo, o compensador piorou o desempenho da malha. Para o ambiente *HIL*, não foi considerado ensaios para o nível de atrito médio, apenas para os níveis de atrito baixo e alto.

Para enfatizar as principais conclusões a respeito dos resultados e aspectos de cada um dos compensadores, a análise final considera apenas o nível de atrito alto no ambiente 100% simulado conforme Tabelas 12 e 13 a seguir.

Tabela 12 – Principais conclusões e aspectos comuns aos compensadores

Aspecto analisado	Knocker	Two-move
Conhecimento prévio do nível de atrito	sim	sim
Facilidade em parametrizar	sim	não
Facilidade em implementar	sim	não

Tabela 13 – Conclusões finais dos compensadores, atrito alto, 100% simulado

Aspecto analisado	Knocker	Two-move
Desempenho com a malha de controle em regime estável	bom	ruim
Desempenho com degrau no sinal de referência	bom	ruim
Desempenho com presença de perturbações no processo	bom	ruim

A princípio, os algoritmos desenvolvidos neste trabalho podem ser diretamente aplicados a situações reais, independentemente dos resultados aqui obtidos. Entretanto, alguns aspectos práticos podem trazer certas dificuldades como, por exemplo: o período de amostragem deve ser suficientemente curto para que o sinal amostrado represente as características dinâmicas do processo e se esta condição não for satisfeita, devido a limitações em sistemas de aquisição e armazenamento dos dados, os resultados podem ser comprometidos.

Ao contrário do que foi apresentado pela literatura, com relação aos ensaios em ambiente *HIL*, pode-se notar que estando a válvula real com o nível de atrito alto (gaxeta apertada ao máximo), a variação da posição da haste quando comparada ao nível de atrito baixo, não produz oscilação suficiente na malha de controle que justifique a utilização de compensadores de atrito estático.

A seguir são sugeridas algumas possibilidades de continuidade deste trabalho.

5.2. Sugestões para trabalhos futuros

Considerando que neste trabalho, para os ensaios em ambiente *HIL* utilizou-se válvula com gaxeta em Teflon e atuador pneumático com faixa de pressão superior as pressões normalmente apresentadas pelos trabalhos disponíveis na literatura e a análise dos resultados apresentou observações importantes a este respeito, a seguir são listadas algumas possibilidades para continuidade deste trabalho em trabalhos futuros:

- Desenvolvimento e validação de modelo de atrito considerando diferentes pressões de trabalho para atuadores pneumáticos fornecidos atualmente pela indústria de válvulas de controle. A ideia é disponibilizar aos pesquisadores, novos modelos de atrito, que considere outras características relacionadas ao atuador pneumático;
- Desenvolvimento e validação de modelo de atrito considerando diferentes tipos e materiais de gaxeta para haste de válvulas de controle. A ideia é disponibilizar aos pesquisadores, novos modelos de atrito, que considere outras características relacionadas aos diferentes materiais utilizados na fabricação de gaxetas;
- Estudo comparativo através de ensaios reais, considerando válvulas de controle fabricadas com diferentes tipos de gaxetas e diferentes dimensionamentos de seus atuadores pneumáticos. Espera-se que com o resultado do estudo, seja comprovado o relacionamento direto existente entre atrito, gaxeta e atuador.
- Estudar a possibilidade de fabricantes de válvulas de controle, incluir em seus projetos, dimensionamento do conjunto atuador pneumático, baseado em parâmetros de atrito, em função dos materiais e tipos de gaxetas normalmente utilizadas;
- Estudar e modelar o comportamento da válvula física real, utilizada durante os ensaios em ambiente *HIL*.
- Outra sugestão para trabalhos futuros é testar o comportamento dos compensadores em ambiente *HIL* para outras válvulas, com gaxetas e atuadores pneumáticos com materiais diferentes do que os utilizados neste trabalho.
- Simulação computacional de uma estratégia de controle não linear, com compensação do atrito dinâmico e sua comparação com o controle clássico proporcional associado aos algoritmos compensadores propostos neste trabalho.

REFERÊNCIAS

ALEXANDER, H. A simple method for detection of stiction in control valves. **Control Engineering Practice**, v. 7, n. 10, p. 1221-1231, 1999. ISSN 0967-0661. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0967066199001008> >.

ALEXANDER, H. A simple method for detection of stiction in control valves. **Control Engineering Practice**, v. 7, n. 10, p. 1221-1231, 1999. ISSN 0967-0661. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0967066199001008> >.

DE SOUZA L. CUADROS, MUNARO C. J., MUNARETO S., Improved stiction compensation in pneumatic control valves, **Computers & Chemical Engineering**, Volume 38, 5 March 2012, Pages 106-114, ISSN 0098-1354, 10.1016/j.compchemeng.2011.09.006. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0098135411002778>>.

EMERSON. Reducing Variability for Optimal Plant Performance. Disponível em < <http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/brochures/d250740x412.pdf> >.

ENTECH. Control Valve Dynamic Specification (version 3.0). Disponível em <<http://www.emersonprocess.com/entechcontrol/download/publications> >.

FARENZENA, M.; TRIERWEILER, J. O. Valve stiction estimation using global optimisation. **Control Engineering Practice**, v. 20, n. 4, p. 379-385, 2012. ISSN 0967-0661. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0967066111002140> >.

GARCIA, C. Comparison of friction models applied to a control valve. **Control Engineering Practice**, v. 16, p. 1231-1243, 2008. doi: 10.1016/j.conengprac.2008.01.010.

GARCIA, C. Controle de Nível em Tanque Incluindo Instrumentação. **Modelagem e Simulação de Processos Industriais e de Sistemas Eletromecânicos**, 2ª edição, 1ª reimpressão, p. 566-583, 2009. ISBN 978-85-314-0904-2. Disponível em: < <http://www.edusp.com.br/detlivro.asp?id=3140904> >.

GURY, Carlos Guilherme Linkevicius. **Compensação de atrito em válvulas de controle**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Sistemas) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008. Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3139/tde-25092008-100320/>>. Acesso em: 2012-04-21.

HORCH, A.; A simple method for detection of stiction in control valves. **Control Engineering Practice**, v. 7, p. 1221-1231, 1999. Disponível em: < <http://www.elsevier.com/locate/conengprac> >.

INTERNATIONAL, F. C. **Control Valve HandBook**. 2005. 297

ISA. **ISA S51.1-1979 r1993. Process Instrumentation Terminology**. ISA Subcommittee SP75.05: Technical Report - S51.1-1979 r1993.

JELALI, M.; HUANG, B. **Detection and Diagnosis of Stiction in Control Loops: State of Art and Advanced Methods**. London: Springer-Verlag London Limited, 2010. 390 ISBN 978-1-84882-774-5.

PAIOLA, Carlos Eduardo Gurgel. **Técnicas intrusivas de detecção de atrito em válvulas de controle**. 2008. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Sistemas) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008. Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3139/tde-25092008-095551/>>. Acesso em: 2012-04-21.

KARRA, S.; KARIM, M. N. Comprehensive methodology for detection and diagnosis of oscillatory control loops. **Control Engineering Practice**, v. 17, n. 8, p. 939-956, 2009. ISSN 0967-0661. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0967066109000392>>.

KLEIN, M. J. **A dinâmica das competências coletivas entre grupos de trabalho: O caso da parada geral de manutenção na Copesul**. 2008. 176 Dissertação (Mestrado). Programa de Pós-Graduação em Administração, Universidade do Vale do Rio dos Sinos - Unisinos, São Leopoldo.

RICE, R.; COOPER, D.J. Improve Control of Liquid Level Loops. **Chemical Engineering Progress (CEP) / American Institute of Chemical Engineers (AIChE)**, June, p. 54-61, 2008. Disponível em: <<http://www.aiche.org/resources/publications/cep/2008/june/improve-control-liquid-level-loops>>.

SHINSKEY, F. G. **Feedback Controllers for the Process Industries**. McGraw-Hill, 1994. ISBN: 0070569053.

SHOUKAT CHOUDHURY, M. A. A.; THORNHILL, N. F.; SHAH, S. L. Modelling valve stiction. **Control Engineering Practice**, v. 13, n. 5, p. 641-658, 2005. ISSN 0967-0661. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0967066104001145>>.

SRINIVASAN, R.; RENGASWAMY, R. Stiction Compensation in Process Control Loops: A Framework for Integrating Stiction Measure and Compensation. **Ind. Eng. Chem. Res.**, p. 9164-9174, October 29, 2005. Disponível em: <<http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie050748w>>.

SRINIVASAN, R.; RENGASWAMY, R. Integrating stiction diagnosis and stiction compensation in process control valves. In: MARQUARDT, W. e PANTELIDES, C. (Ed.). **Computer Aided Chemical Engineering**: Elsevier, v. Volume 21, 2006. p.1233-1238. ISBN 1570-7946.

SRINIVASAN, R.; RENGASWAMY, R. Approaches for efficient stiction compensation in process control valves. **Computers & Chemical Engineering**, v. 32, n. 1-2, p. 218-229, 2008. ISSN 0098-1354. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0098135407001317>>.

TORE, H. A friction compensator for pneumatic control valves. **Journal of Process Control**, v. 12, n. 8, p. 897-904, 2002. ISSN 0959-1524. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S095915240200015X>>.

UEHARA, Daniel ; GARCIA, C. ; ROMANO, Rodrigo Alvite . Comparação e equivalência dos modelos de atrito de Kano e Karnopp aplicados a válvulas de controle. In: **XVII Congresso Brasileiro de Automática** - CBA, 2008, Juiz de Fora - MG. Anais do XVII Congresso Brasileiro de Automática, 2008. v. 1. Disponível em: <http://www.labplan.ufsc.br/congressos/CBA2008/textos/CBA_2008_Artigos/41924.pdf>

WILTON R. S. R. Control valves and process variability. **ISA Transactions** 39; Elsevier, p. 265-271, 2000.. Disponível em: <<http://www.elsevier.com/locate/isatrans>>.

APÊNDICE A

FOLHA DE ESPECIFICAÇÃO - VÁLVULA DE CONTROLE UTILIZADA

Folha de Especificação para Válvulas de Controle		
DADOS CLIENTE		
CLIENTE: HITER - FEIRA	POR: GI	
S/REFERENCIA: DEMONSTRAÇÃO	FOLHA: 1/1-	
N/PROPOSTA: TFS 6677/2	DATA: 26/10/2012	
REVISÃO/RESP:		
GERAL		
01. TAG: PCV-001	ACESSÓRIOS	
02. QUANTIDADE: 1	28. POSICIONADOR: WESTLOCK/ MODELO ICOT4 - 700XB102000X	
03. FUNÇÃO: CONTROLE	29. TIPO: HART (INTELIGENTE) SIMPLES AÇÃO	
04. DIÂMETRO / ESPESURA LINHA: ENTRADA: 1,5 POL. / 40 SAÍDA: 1,5 POL. / 40	30. SINAL DE ENTRADA: 4-20 MA + HART	
05. MODELO: 85-58 / DC006I-JF	31. INVÓLUCRO: IEC - EXD IIB T3	
	32. PROTEÇÃO: IP 65	
	33. ALIMENTAÇÃO: 95 PSIG	
	34. CONEXÕES PNEUMÁTICAS / ELÉTRICAS: 1/4 - NPT / 1/2 - NPT	
	35. TAG:	
CORPO E CASTELO		
06. DIÂM. CORPO/ORIF: 1,5 POL. / 1,125 POL.	36. FILTRO REGULADOR: CONTROLAIR/ MODELO TP-300 - 700XA019000X	
07. TIPO DO CORPO: GLOBO	37. DESCRIÇÃO: COM MANÔMETRO	
08. CLASSE: 150	38. CONEXÕES: 1/4 - NPT	
09. MAT. DO CORPO: ASME SA-351/SA-351M Gr.CF8M	39. MAT. CORPO: ALUMINIO	
10. MAT. DO FLANGE: ASME SA-351/SA-351M Gr.CF8M	40. TAG:	
11. CONEXÃO: ASME B16.5-FR	REQUISITOS ADICIONAIS	
12. DIST. FACE A FACE: ANSI/ISA 75.08.01	41. TUBOS E CONEXÕES: INOX	
13. CASTELO TIPO: CASTELO NORMAL	42. PINTURA: (R-02) STD (ATÉ 120°C EXCETO INOX/ALUMÍNIO)	
14. PRISIONEI/PORCA: ASTM A-193-GR.B7 / ASTM A-194-GR.2H	43. COR: AZUL-SEGURANÇA 4845 (MUNSELL 2.5PB4/10)	
15. MAT. DA GAXETA: PTFE puro (fios trançados)	44. PLAQUETA DE IDENTIFICAÇÃO: AÇO INOX	
INTERNOS		
16. CARACTERÍSTICA: IGUAL PORCENTAGEM	OBSERVAÇÕES	
17. OBTURADOR: HASTELLOY C	NOTA 1 - POSICIONADOR MODELO ICOT4 SINAL 4-20MA + HART COM TRANSMISSOR DE POSIÇÃO INCORPORADO COM SAÍDA DE 4-20 MA, FABRICANTE WESTLOCK.	
18. SEDE: INOX 420 END.	NOTA 2 - UTILIZAR LISTA DO SISTEMA E.M.S. 41978	
19. BUCHA GUIA: INOX 17-4PH END.		
20. TIPO DA GUIA:		
21. FLUXO: ABRIR		
22. CLA. VAZ. ANSI/ FCI 70-2.: IV		
ATUADOR		
23. ATUADOR: DIAFRAGMA		
24. AÇÃO FALTA DE AR: FECHADO		
25. APERTO INIC. MOLLA: 12 PSIG		
26. VOLANTE: 0-SEM VOLANTE		
27. DELTAP FECHAM.: 15,0 kgf/cm2		
DIMENSIONAMENTO		
FLUÍDO: AGUA	PRESSÃO CRÍTICA: 225,4095 KGF/CM2 ABS	FATOR Fd: 1
FATOR FL: 0,9000	0,0000	0,0000
FATOR KC: 0,6500	0,0000	0,0000
	MÁXIMA	NORMAL
		MÍNIMA
		OUTRA
UNIDADE		
VAZÃO: M3H	30	
PRESSÃO DE ENTRADA: KGF/CM2 M	15	
PRESSÃO DE SAÍDA: KGF/CM2 M	5	
TEMPERATURA FLUXO: C	20	
PRESSÃO VAPOR: KGF/CM2 ABS	0,0236	
DENSIDADE RELATIVA: CP	0,9999	
VISCOSIDADE: CP	1	
FLUXO: SUB-CRÍTICO		
Cv CALCULADO: 11,0752		
VELOCIDADE DE SAÍDA: M/S	7,3007	
% DE ABERTURA: 81,32		
NÍVEL DE RUÍDO: dBA	61,0419	
	Cv SELECIONADO: 23	
CODIFICAÇÃO: 85 58 1,5 150 FR CF8M SOL CE1 TP 2 HT P0023 I O I J NF / DC006I-JF		CTL: 070240/12N

APÊNDICE B

PARÂMETROS MATLAB CODE UTILIZADOS NAS SIMULAÇÕES

```

%% Análise da compensação de atrito estático para válvula de controle de processo
% Dados para a simulação dos ensaios práticos dos modelos
% Autor: Heliliano Guedes
% -----
clc;
clear all;
% -----
%% Parametros dos modelos que são carregados para o Workspace
% Parâmetros para o fluido e meio ambiente
g = 9.80665; % [m/s2] Aceleracao normal da gravidade
rho = 1000; % [kg/m3] Massa especifica da agua
Pext = 400000; % [Pa] Pressão externa atuando sobre o fluido no tanque
% -----
% Parâmetros para o controlador de nível
Kc = 6; % [adim] Ganho proporcional do controlador
Ti = 15; % [s] Tempo integral do controlador
href = 0.5; % [m] Setpoint
href_deg = 0.525; % [m] Setpoint degrau
t_deg = 101; % [s] Tempo para degrau
% -----
% Parâmetros para o Conversor I/P
Kip = 0.75; % [psi/mA] Ganho do conversor I/P
% -----
% Parâmetros para o Transmissor de Nível
Kt = 8; % [mA/m] Ganho do transmissor de nivel
Tal_t = 0.05; % [s] Constante de tempo do transmissor
% -----
% Parâmetros para a Válvula de Controle
Kv = 2.40153e-5; % [adim] Constante para ajuste de unidades no calculo de
vazao pela valvula
Cv = 23; % [gpm/sqrt(Psi)] Coeficiente de vazao da valvula
R = 30; % [adim] Rangeabilidade da valvula
Tal_at = 0.5; % [s] Constante de tempo do atuador da valvula
% -----
% Parâmetros para o tanque
D = 0.05; % [m] Diametro da base do tanque
A = (D*pi^2)/4; % [m2] Area da base do tanque ((D*pi^2)/4)
hmax = 1; % [m] Altura maxima do tanque
% -----
% Parâmetros de vazão de processo
Qe = 2e-3; % [m3/s] Vazão nominal de entrada
Qr = 0.025*Qe; % [m3/s] Vazão "ruído" provocada por disturbio no processo
% -----
%% Parâmetros para o modelo do atrito estático
% (valores conforme Tabela 1, Kayihan and Doyle III, 2000)
Fc = 10; % [lbf] Coeficiente de atrito de Coulomb
Fs = 50; % [lbf] Coeficiente de atrito estatico
Fv = 3.5; % [lb/s] Coeficiente de atrico viscoso
vs = 0.01; % [in/s] Velocidade de Stribeck
Sa = 100; % [in2] Área do diafragma do atuador
k = 300; % [lbf/in] Constante da mola
m = 3; % [lb] Massa da haste + obturador
% -----
%% Parâmetros para o modelo compensador Knocker
% (valores conforme item 6.2 T.Hagglund, 2002)
a = 0.03*16; % [mA] Amplitude do pulso (% de mA)
hk = 2; % [s] Período do pulso
tal = 40; % [%] Largura do pulso (% do período)
% -----
%% Parâmetros para o modelo compensador Two-move
% (valores de ensaio Heliliano, conforme proposta Srinivasan, 2007)
d = 0.03*16; % [mA] Amplitude do pulso
tk = 55; % [s] Tempo para disparo do pulso
tal_k = 2; % [s] Largura do pulso
% -----
%% Parâmetros para cálculo automático de índices IAE e ISE
t_lig = 50; % [s] Tempo para ligar cálculo
t_des = 100; % [s] Tempo para desligar cálculo

```