

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE E COMPARAÇÃO ENTRE A RESPOSTA TEÓRICA E A RESPOSTA DE UM  
SOFTWARE NO POSICIONAMENTO DE UM CILINDRO ATRAVÉS DE UMA VÁLVULA  
PROPORCIONAL

por

Mauricio Zandoná Arcari

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2010.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
Escola de Engenharia  
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE E COMPARAÇÃO ENTRE A RESPOSTA TEÓRICA E A RESPOSTA DE UM  
SOFTWARE NO POSICIONAMENTO DE UM CILINDRO ATRAVÉS DE UMA VÁLVULA  
PROPORCIONAL

por

Mauricio Zandoná Arcari

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Eduardo André Perondi

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Prof. Msc. Marcelo Souza de Mello

Porto Alegre, 03 de dezembro de 2010.

- AGRADECIMENTOS;

Agradeço primeiramente a Universidade Federal do Rio Grande do Sul e todos os seus colaboradores pela oportunidade da formação acadêmica;

ao meu orientador, Prof. Dr. Mário Roland Sobczyk Sobrinho, pelos conhecimentos transmitidos e disponibilidade de tempo para ajudar sempre que necessário;

ao meu pai Moacir e minha mãe Roseli, por todo apoio e incentivo durante toda a graduação;

a minha namorada Caroline, pelo apoio e incentivo nos últimos meses;

aos meus amigos e colegas, pelo companheirismo e compreensão durante a minha graduação.

ARCARI, M. Z.; **Análise e comparação entre a resposta teórica e a resposta de um software no posicionamento de um cilindro através de uma válvula proporcional**. 2010. 31 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

## RESUMO

Este trabalho aborda o estudo do grau de fidelidade de um pacote de simulação de sistemas automatizados (*Automation Studio*), em comparação com as previsões teóricas correspondentes, quando solicitado a simular o comportamento de um sistema de teste, composto de um servoposicionador hidráulico acoplado a uma carga. O modelo matemático do sistema de teste é desenvolvido com base em métodos clássicos da área de controle de sistemas lineares, e seu comportamento dinâmico é previsto tanto por meios analíticos como por simulação numérica, usando o pacote computacional *Matlab-Simulink*. Um modelo do mesmo sistema também é desenvolvido no pacote *Automation Studio*, e são descritos os procedimentos realizados na identificação dos parâmetros necessários à compatibilização dos dois modelos de simulação, de modo a assegurar similaridade entre as condições de teste dos mesmos. Após o desenvolvimento e compatibilização dos dois modelos, os mesmos são utilizados para simular o comportamento dinâmico do sistema de teste, e as respostas por eles fornecidas são comparadas. Uma vez que estas respostas apresentam incompatibilidades significativas, também é realizada uma investigação sobre as possíveis causas das diferenças detectadas.

**PALAVRAS-CHAVE:** pacotes computacionais de simulação, servoposicionador hidráulico, *Automation Studio*

ARCARI, M.Z.; **Analysis and comparison between the theoretical response and the response from a software in the positioning of a cylinder through a proportional valve.** 2010. 31 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

## **ABSTRACT**

This paper describes the study of the degree of fidelity of a simulation package for automated systems (Automation Studio), compared with the corresponding theoretical predictions, when requested to simulate the behavior of a test system, consisting of a hydraulic servopositioner coupled to a load. The mathematical model of the test system is developed based on classical methods of control area of linear systems, and its dynamic behavior is provided both through analytic and numerical simulation, using Matlab-Simulink software package. A model of the same system is also developed in the Automation Studio package, and it's describes the procedures used to identify the necessary parameters to compatibilize the two simulation models, to ensure similarity between the test conditions. After the development and harmonization of the two models, these are used to simulate the dynamic behavior of the test system, and the responses provided by them are compared. Once these responses are significant incompatibilities, it is also carried out an investigation into the possible causes of the differences detected.

**KEYWORDS:** computer simulation packages, hydraulic servopositioner, Automation Studio

## INDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. OBJETIVOS .....	2
3. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	3
4. METODOLOGIA.....	4
4.1 – Descrição do sistema. ....	4
4.2 – Modelagem matemática.....	5
4.2.1 Equação da Vazão de Controle. ....	5
4.2.2 Equação da Variação da Pressão nas Câmaras do Cilindro. ....	6
4.2.3 Equação do Movimento do Cilindro. ....	6
4.2.4 Função de Transferência - sistema em malha aberta. ....	6
4.3 Implementação do modelo teórico no <i>Matlab®-Simulink®</i> .....	6
4.4 Implementação do modelo no <i>Automation Studio</i> .....	7
4.5 Identificação de Parâmetros e Compatibilização dos Modelos. ....	8
4.5.1 – Determinação da Pressão de Suprimento. ....	9
4.5.2 – Determinação do Ganho de Vazão.....	9
4.5.3 – Determinação do Ganho Proporcional e Coeficiente de Amortecimento .....	11
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	13
5.1 – Comparação dos Resultados das Simulações.....	13
5.2 – Simulações Adicionais.....	14
6. CONCLUSÃO.....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	16
Apêndice I. ....	18
Apêndice II.....	19
Apêndice III.....	20
Apêndice IV.....	21
Apêndice V.....	22
Apêndice VI.....	23

## 1. INTRODUÇÃO

Sistemas hidráulicos têm larga utilização em aplicações que requerem força ou altas pressões. Seu emprego é especialmente comum em processos que requerem o controle contínuo e preciso da movimentação de dispositivos com massas significativas e sob ação de forças externas. Máquinas-ferramentas e sistemas de controle de voo de aeronaves são exemplos de aplicações que utilizam circuitos hidráulicos nos seus aparatos de acionamento.

A combinação entre circuitos hidráulicos e unidades eletrônicas de sensoriamento e controle permite que o posicionamento de grandes cargas seja efetuado de forma rápida e precisa. Normalmente denominados servomotores hidráulicos, estes sistemas são compostos basicamente por uma válvula direcional proporcional tipo carretel de 4 vias e por um cilindro de haste dupla, conforme ilustrado na Figura 1.1. Com o crescimento da tendência à automação observada na área de manufatura, sistemas deste gênero podem ser encontrados em quase todo tipo de ambiente industrial por proporcionarem altos níveis de flexibilidade, velocidade de resposta e precisão na manipulação de cargas pesadas [Ogata, 2003].

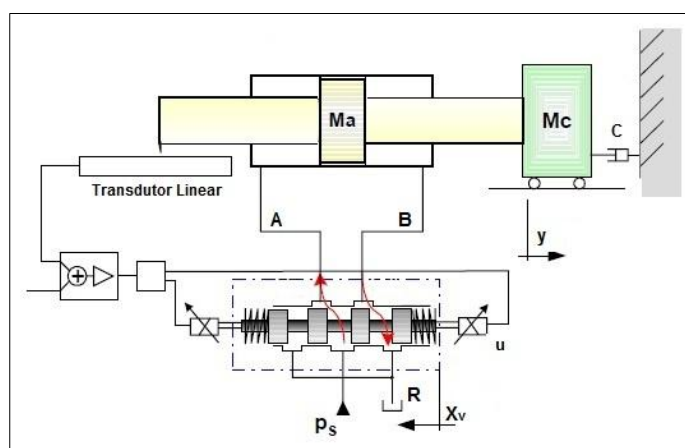


Figura 1.1 – Servomotor hidráulico com controle de posição, adaptado de [Souza, 2003].

O projeto de um circuito hidráulico para controle de posição envolve aspectos delicados, que requerem altos níveis de preparo e de cuidado da parte dos profissionais por ele responsáveis. Em primeiro lugar, devido aos valores elevados de força e pressão normalmente envolvidos nestes sistemas, as falhas decorrentes de um projeto inadequado podem ocasionar acidentes sérios, acarretando grandes danos materiais e fortes riscos à vida humana. Adicionalmente, alguns dos componentes deste tipo de sistema possuem custos financeiros significativos, de modo que um erro de projeto pode resultar em gastos elevados e desnecessários. Por essas razões, o emprego de pacotes computacionais de simulação do comportamento de sistemas hidráulicos de posicionamento vem se mostrando uma alternativa cada vez mais atraente [Furst, 2001]. Com eles, estudantes podem desenvolver experimentos virtuais, sem correr os riscos decorrentes das incorreções presentes em seus projetos, usando a experiência adquirida com os erros cometidos para aprofundar sua compreensão a respeito dos sistemas estudados. No caso de profissionais formados, a utilização desses pacotes computacionais aparece como uma opção para prever erros e analisar as respostas dos equipamentos a serem utilizados, refinando seus projetos de uma forma segura e de custo relativamente baixo.

Dentre os diversos exemplos de pacotes computacionais deste gênero que podem ser encontrados no mercado, pode-se destacar o *Automation Studio* (Famic Technologies Inc.). Este pacote se caracteriza por ser dotado de uma ampla biblioteca de módulos prontos, dedicados à reprodução das características construtivas de diversos componentes reais de sistemas hidráulicos, incluindo modelos específicos dos principais fabricantes da área. Além disso, também é possível que o usuário edite as características físicas e dinâmicas dos

dispositivos empregados, usando os valores que desejar. Dessa forma, este pacote se apresenta como uma ferramenta interessante de projeto e simulação de sistemas hidráulicos, pois os modelos desenvolvidos por meio de sua utilização podem ser configurados para apresentar um grau significativo de similaridade em relação aos sistemas reais que representam.

No que diz respeito às garantias de fidelidade na representação de fenômenos encontrados em sistemas reais, entretanto, a utilização do *Automation Studio* ainda apresenta limitações significativas. O fabricante informa que seus algoritmos se baseiam em métodos clássicos e bem fundamentados de análise e representação de sistemas fluidicos, tais como a Lei de Bernoulli e o Método dos Gradientes. No entanto, o mesmo fabricante oferece poucas informações a respeito de aspectos cruciais dos modelos que embasam estes programas, tais como as hipóteses simplificadoras utilizadas e as condições em que foram efetuados os testes de validação dos mesmos. Além disso, conforme será discutido de forma mais extensa na Seção 3 deste trabalho, essas mesmas informações ainda não foram obtidas em larga escala por meio de trabalhos de pesquisa desenvolvidos no meio acadêmico, independentes do fabricante.

Tendo em vista a referida necessidade de um conhecimento mais detalhado sobre os modelos desenvolvidos por meio do pacote *Automation Studio*, o presente trabalho se propõe a investigar o grau de fidelidade dos mesmos quando comparados a um modelo teórico conhecido em uma condição de teste específica. Para isso, será simulado o comportamento de um sistema composto por uma válvula proporcional direcional atuando sobre um cilindro simétrico de dupla haste com uma carga acoplada. Este sistema será modelado de duas formas diferentes: (i) usando-se os módulos prontos do pacote *Automation Studio*; (ii) implementando-se um modelo teórico clássico deste sistema para simulação com o pacote computacional *Matlab®-Simulink®*. Em todos os aspectos possíveis, tais como os valores dos parâmetros pertinentes, os dois modelos serão desenvolvidos para refletir as mesmas condições de operação, e as respostas obtidas por meio de cada abordagem serão comparadas. Dessa forma, espera-se verificar se as simulações realizadas por meio do pacote *Automation Studio* apresentam ou não um grau expressivo de fidelidade em relação a um modelo teórico bem estabelecido do sistema em estudo. Em caso positivo, este trabalho estará contribuindo para a consolidação do *Automation Studio* como uma ferramenta confiável de simulação de sistemas hidráulicos. Em caso negativo, pretende-se observar as razões pelas quais tal fidelidade não pôde ser confirmada, oferecendo sugestões de aprimoramento das características deste mesmo pacote que auxiliem o pesquisador a alcançar este objetivo.

## 2. OBJETIVOS

Os principais objetivos deste trabalho são os seguintes:

- Estudar os modelos matemáticos clássicos de servomotores hidráulicos existentes na literatura especializada, utilizando-os como base para o desenvolvimento do modelo específico a ser empregado no presente trabalho.
- Implementar o referido modelo teórico no pacote computacional *Matlab®-Simulink®*.
- Implementar o modelo do mesmo sistema através do pacote computacional *Automation Studio*.
- Compatibilizar os parâmetros de simulação dos dois modelos em todos os aspectos que puderem ser editados, de modo a assegurar o máximo possível de similaridade entre as condições dos testes realizados nos dois casos.
- Simular os dois modelos e comparar as respostas.
- Analisar as características das duas respostas obtidas, buscando confirmar ou não a existência de um grau de similaridade satisfatória entre as mesmas e, em caso negativo, compreender os motivos que justifiquem as diferenças constatadas.



### 3. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Como citado anteriormente, este trabalho propõe-se a investigar o grau de fidelidade das respostas de um software comercial de projeto e simulação de sistemas hidráulicos, através da comparação com um modelo teórico conhecido. Nesta seção serão apresentados alguns trabalhos referentes à utilização em particular de aplicativos, bem como trabalhos técnicos em geral já realizados com o auxílio do *Automation Studio*. A bibliografia referente ao modelo teórico será apresentada e discutida na Seção 4, durante o desenvolvimento do mesmo.

A análise de pacotes de simulação comerciais por meio de trabalhos e artigos pode ser encontrada para diversas áreas, não se restringindo somente à área de engenharia. Alguns trabalhos se concentram na análise da importância da utilização de softwares educacionais e comerciais no aprendizado dos alunos.

Azevedo, 2000, analisa o processo de ensino no campo da engenharia com a utilização de softwares *versus* o modelo tradicional, considerando como solução adequada um equilíbrio entre a utilização dos dois métodos. Pequeno, 2004, evidencia que a utilização de simuladores computacionais, principalmente no campo tecnológico apresenta vantagens aos alunos, otimizando o ensino e a aprendizagem. Entretanto, o mesmo autor, salienta um problema referente à utilização de softwares comerciais, que é a falta de conhecimento sobre os programas fonte utilizados na elaboração desses produtos. Azevedo, 2000, utiliza o termo “caixa-negra” para se referir a softwares sobre os quais não se tem o conhecimento da metodologia utilizada na obtenção dos resultados que são exibidos ao usuário.

A avaliação de softwares pode ser realizada de diversas maneiras. Cócaro, et alli, 2005, analisam a qualidade de um software agropecuário para gerenciamento de rebanhos bovinos, através de metodologias que seguem normas específicas referentes às características avaliadas e ao procedimento a ser seguido durante a avaliação. Dentre as características avaliadas pelos autores, as que se encaixam no objetivo do presente trabalho referem-se ao conteúdo do sistema, que prioriza, por exemplo, a análise da consistência dos dados e o rigor científico das informações. Mehl, 2010, avalia a utilização de simuladores de circuitos eletrônicos, evidenciando a importância da utilização desse tipo de programa, que permite aos projetistas que saibam como seus projetos irão se comportar antes de fabricá-los. Segundo o autor, esta característica é extremamente importante, já que no caso de um circuito integrado, por exemplo, é impossível trocar um transistor ou fazer uma ligação esquecida depois de finalizado o produto.

Outro tipo de abordagem utilizada no estudo de programas de simulação computacional é a comparação de um software com dados experimentais. Carregari, 2006, faz uma comparação entre dados obtidos através de um programa de CFD (*Computational Fluid Dynamics*) e resultados experimentais, obtidos na análise do escoamento de ar sobre a carroceria de um ônibus em escala reduzida em um túnel de vento. Apesar da similaridade entre as respostas dos dois métodos utilizados, Carregari, 2006, salienta que ainda existe desconfiança por parte de engenheiros e pesquisadores na utilização de programas computacionais, pois estes programas, embora estejam em constante aperfeiçoamento, ainda não reproduzem condições reais de trabalho. Desta forma os ensaios experimentais ainda são a principal ferramenta utilizada nos estudos físicos do escoamento de ar ao redor de veículos. Para a simulação matemática, há no mercado pacotes computacionais como *MatLab*, *Maple*, *Mathematica*, *Scilab*, *Maxima* e *Mathcad*, entre outros. Pereira, et alli, 2003, definem o *MatLab* e *Mathcad* como programas que permitem realizar simulações através das equações que definem o comportamento do sistema. Em particular, a utilização do *MatLab/Simulink* possibilita a simulação matemática de sistemas dinâmicos em tempo contínuo ou discreto, lineares ou não-lineares, com total controle dos parâmetros da simulação. O módulo *Simulink* do *MatLab* é amplamente utilizado na área de sistemas de controle. Villani, et alli, 2006, observa que o *Simulink* está entre as ferramentas mais utilizadas no Brasil e no mundo para simulação de sistemas dinâmicos, afirmação que é corroborada por Palm III, 2000. Ademais, o *MatLab* possui vasta literatura referente à sua utilização em diversos campos de atuação técnica.

Dentre os diversos exemplos do gênero, podem-se citar: [Chapman, 2003], [Leonard & Levine, 1995], [Ogata, 1997] e [Ong, 1998], entre outros.

Na busca por trabalhos acadêmicos utilizando o *Automation Studio*, notou-se uma escassez de referências com uma discussão aprofundada acerca das características de operação do programa. Alguns trabalhos evidenciam as qualidades de operação e simulação do *Automation Studio*, atribuindo a ele resultados com grande fidelidade [Souto, et alli, 2007]. Neste caso, porém, nenhuma análise crítica das respostas do programa é apresentada, nem são mencionadas comparações com modelos teóricos conhecidos. Krishnamurthy, et alli, 2009, descrevem o *Automation Studio* como uma ferramenta computacional completa. Entretanto, a utilização do programa no artigo se resume ao desenho e simulação de um sistema pneumático composto por uma válvula e um cilindro. Tendo-se em vista que o foco do trabalho refere-se a uma aplicação em ciências agrárias, não são apresentados resultados sobre as simulações específicas realizadas pelo programa. Terpák, et alli, 2007, utilizam o *Automation Studio* para implementação de um sistema de controle de combustão. Também neste caso, poucas informações sobre a utilização do programa são fornecidas, constando somente que o *Automation Studio* é de utilização “amigável” e suporta a criação de itens para a sua biblioteca.

Apesar de buscas realizadas em várias fontes de trabalhos e artigos, não foram encontrados outros trabalhos sobre análise das respostas fornecidas especificamente pelo *Automation Studio*.

#### 4. METODOLOGIA

Conforme citado na Seção 1, o presente trabalho utilizará dois programas computacionais comerciais para simular o comportamento de um servomotor hidráulico, composto por uma válvula direcional proporcional e um cilindro simétrico de dupla ação. O modelo do servomotor será construído no *Automation Studio* através de módulos prontos existentes na sua biblioteca, enquanto que o modelo implementado em *Simulink* terá origem de um modelo teórico clássico. O desenvolvimento de cada modelo será discutido ao longo do restante desta seção.

##### 4.1 – Descrição do sistema

Conforme mencionado na Seção 1, o sistema a ser simulado é composto por um cilindro hidráulico de dupla haste e uma válvula direcional proporcional. O cilindro hidráulico é responsável por transformar a energia hidráulica em mecânica, por meio da aplicação de diferenças de pressão ao pistão acoplado à carga. Normalmente, a posição do pistão é monitorada através de um transdutor linear. A válvula proporcional direcional é responsável pelo controle da dinâmica das pressões no interior do cilindro, através da regulação das vazões do fluido de trabalho. Mais informações sobre tipos construtivos, controle e características de operação destes sistemas podem ser obtidas em [Merrit, 1967].

Em termos gerais, o funcionamento do sistema pode ser descrito como segue. O movimento do carretel da válvula ( $X_v$ ) para a esquerda possibilita a passagem do fluido fornecido pela bomba hidráulica para a câmara 1 do atuador. Simultaneamente, a câmara 2 é conectada com a atmosfera, perdendo pressão. O sentido de circulação do fluido de trabalho está ilustrado pelas setas vermelhas na Figura 1.1. Este processo gera uma pressão diferencial sobre o êmbolo, movimentando o mesmo e a carga a ele acoplada para a direita.

O movimento do carretel da válvula ( $X_v$ ) é geralmente provocado por uma tensão ( $u$ ) aplicada a um solenóide. A dinâmica do sistema tem como entrada a tensão ( $u$ ) e como saída o deslocamento  $y$  do êmbolo do cilindro. Usualmente, a resposta do sistema eletromecânico da válvula é muito mais rápida do que a resposta do sistema hidromecânico do cilindro atuador acoplado à carga, o que permite desconsiderar a dinâmica interna da servoválvula [Merrit, 1967]. A mesma aproximação também é usada com frequência para o caso de

servoposicionadores pneumáticos [Sobczyk, 2009]. As equações matemáticas que compõem um modelo linear do comportamento dinâmico deste sistema são descritas na Seção 4.2.

## 4.2 – Modelagem matemática

A modelagem matemática do servomotor hidráulico, a ser implementada e simulada no pacote *Matlab®-Simulink®*, tem o intuito de fornecer uma resposta conhecida, que sirva de referência para a análise das respostas encontradas no modelo do *Automation Studio*. O estudo de tal modelo tem base em obras clássicas das áreas de controle e de sistemas hidráulicos, tais como Merrit, 1967, e Ogata, 2003. A seguir será apresentada a modelagem matemática do sistema analisando-se cada fenômeno isoladamente.

### 4.2.1 Equação da Vazão de Controle

A equação da vazão através dos orifícios da válvula em função do deslocamento do carretel pode ser obtida através da Equação de Bernoulli [Fox & Mcdonald, 1981]. Considerando-se regime permanente, escoamento unidimensional e incompressível, obtém-se a seguinte equação para vazão nos orifícios da válvula:

$$J = C_d A_o \sqrt{2 p_\Delta / \rho} \quad (4.1)$$

onde,  $J$  é a vazão através do orifício,  $C_d$  é o coeficiente de descarga,  $A_o$  é a área de passagem do orifício,  $p_\Delta$  é a diferença entre as pressões a montante e a jusante do orifício e  $\rho$  é a massa específica do fluido. Explicitando-se o deslocamento  $X_v$  do carretel da válvula, a área de passagem  $A_o$  pode ser expressa como  $A_o = X_v L$ , onde  $L$  é a largura do orifício de passagem. Desta forma, definindo a constante auxiliar  $K_d = C_d L \sqrt{2 / \rho}$ , assumindo que a válvula apresenta comportamento simétrico e que não há vazamentos, a equação da vazão pode ser representada em função de  $X_v$  e de  $p_\Delta$  pela seguinte equação:

$$J = K_d X_v \sqrt{p_\Delta} \quad (4.2)$$

A equação 4.2 estabelece uma relação não-linear entre a vazão e a variação de pressão. Para que o modelo do sistema resulte linear, torna-se necessário linearizar esta equação em torno do ponto de operação desejado. A equação que segue apresenta esta equação já linearizada, maiores informações sobre a linearização desta equação podem ser obtidas em [Ogata, 2003].

$$J = K_q X_v - K_c p \quad (4.3)$$

onde,  $J$  é a vazão através do orifício,  $p$  é a pressão,  $K_q$  é o ganho de vazão e  $K_c$  é o coeficiente de vazão-pressão. As equações que definem  $K_q$  e  $K_c$  estão representadas pelas equações 4.4 e 4.5, respectivamente:

$$K_q = K_d \sqrt{(p_s - p_\Delta^*) / 2} \quad (4.4)$$

$$K_c = K_d X_v^* / \sqrt{(p_s - p_\Delta^*) / 2} \quad (4.5)$$

onde, os parâmetros  $X_v^*$  e  $p_\Delta^*$  estão relacionados ao ponto de operação desejado conhecido. Para o nosso modelo, escolhe-se o ponto de operação com a válvula fechada, sem deslocamento do carretel, onde  $X_v^*$  e  $p_\Delta^*$  são iguais a zero. O ganho de vazão e o coeficiente de vazão-pressão da válvula para o nosso modelo são  $K_q = K_d \sqrt{p_s / 2}$  e  $K_c = 0$ .

#### 4.2.2 Equação da Variação da Pressão nas Câmaras do Cilindro

O modelo matemático para a variação da diferença de pressão entre as câmaras do cilindro pode ser obtido através da equação da continuidade. Para caso de cilindros de dupla haste simétricos, tal equação apresenta o seguinte formato [Bressan, 2003]:

$$\frac{d\Delta p}{dt} = \frac{4\beta}{V_t} \left( J - A \frac{dy}{dt} \right) \quad (4.6)$$

onde  $\Delta p$  é a pressão diferencial aplicada ao êmbolo,  $A$  é área do êmbolo,  $V_t$  é o volume total do cilindro atuador e  $\beta$  é o modulo de elasticidade do fluido.

#### 4.2.3 Equação do Movimento do Cilindro

A equação do movimento do cilindro é obtida aplicando-se a Segunda Lei de Newton ao carregamento mecânico do sistema. Para o caso em questão, utiliza-se um sistema massa-amortecedor em paralelo:

$$F = A\Delta p = M \frac{d^2 y}{dt^2} + C \frac{dy}{dt} \quad (4.7)$$

onde,  $M$  é massa total do sistema, representada anteriormente na Figura 1.1 por  $M_a$  e  $M_c$ , e  $C$  é o coeficiente de amortecimento viscoso.

#### 4.2.4 Função de Transferência - sistema em malha aberta

A equação em malha aberta do sistema pode ser obtida através do acoplamento entre os sistemas hidráulico e mecânico, representados pelas Equações 4.3, 4.6 e 4.7, de onde se obtém:

$$M \frac{d^2 y}{dt^2} + C \frac{dy}{dt} = A\Delta p = A \frac{4\beta}{V_t} \left( \int (K_q X_v) dt - Ay \right) \quad (4.8)$$

Aplicando-se a transformada de Laplace à Equação 4.6, supondo condições iniciais nulas, a função de transferência do sistema em malha aberta em função da posição do cilindro é representada por:

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{4K_q A \beta}{M V_t s^3 + C V_t s^2 + 4A^2 \beta s} \quad (4.9)$$

### 4.3 Implementação do modelo teórico no *Matlab*<sup>®</sup>-*Simulink*<sup>®</sup>

O *Simulink* é uma extensão do pacote computacional *Matlab*. Este aplicativo é utilizado para modelagem, simulação e análise de sistemas dinâmicos, de forma integrada ao ambiente do *MatLab*. Os sistemas são representados graficamente por meio de diagramas de blocos,

que são uma forma simples e flexível de representar os equacionamentos dos diversos componentes do sistema [Perondi, 2010].

A função de transferência do sistema em malha aberta, Equação 4.9, não permite o controle de posição do cilindro. A resposta desta função a um sinal de entrada para a posição desejada do cilindro é um movimento contínuo do êmbolo até o fim do seu curso útil. Esta resposta se deve a uma característica construtiva do sistema, que tenderá a causar diferenças de pressão entre as câmaras sempre que a válvula permanecer aberta. Para solucionar este problema, um laço de realimentação proporcional é inserido ao sistema. Este procedimento permite o controle da posição do cilindro através da comparação entre os deslocamentos, desejado e percorrido. O ganho do controlador proporcional é designado por  $G_p$ . O equacionamento do servomotor hidráulico com controle de posição implementado no *Simulink* pode ser visualizado na Figura 4.1.

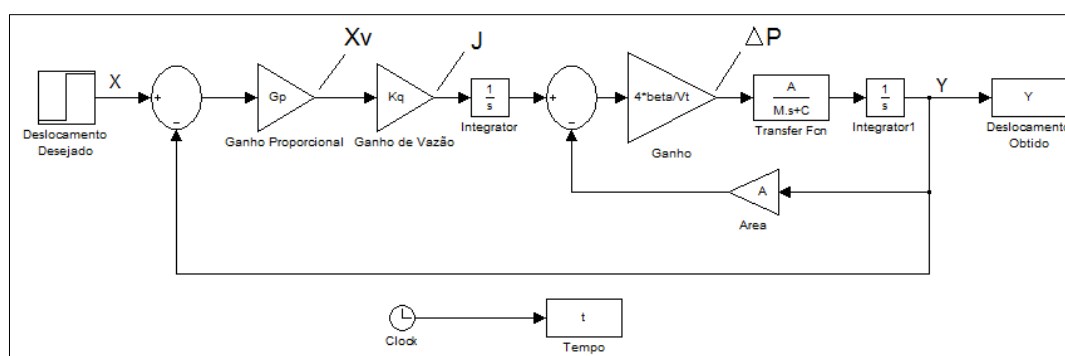


Fig. 4.1 – Modelo teórico implementado no *Simulink*.

A função de transferência para o sistema em malha fechada, com ganho proporcional é:

$$\frac{Y(s)}{X(s)} = \frac{4K_q A \beta G_p}{M V_t s^3 + C V_t s^2 + 4\beta A^2 s + 4K_q A \beta G_p} \quad (4.10)$$

#### 4.4 Implementação do modelo no *Automation Studio*

A montagem de um sistema virtual no *Automation Studio* pode ser considerada relativamente fácil, mesmo para profissionais que nunca tiveram contato com o mesmo. Seu layout é de fácil compreensão e o programa também disponibiliza um item de ajuda completo e bem detalhado. A construção do modelo é feita através da seleção dos itens de interesse na biblioteca, arrastando-os até a folha do projeto. Após a seleção de todos os itens do modelo, faz-se necessária a ligação entre os mesmos, onde as linhas representam as tubulações. É possível verificar através do programa se todos os itens estão conectados de forma correta. Após esta verificação, pode-se escolher um grande número de parâmetros de operação de cada item, desde as dimensões da tubulação até os ganhos de um controlador PID, conforme interesse do projetista. Para o caso do sistema em estudo, o modelo criado para sua simulação está representado na Figura 4.2. Os símbolos seguem normas específicas para desenho de circuitos hidráulicos conforme Bolton, 1997. O significado de cada símbolo pode ser visualizado na tabela do Apêndice I.

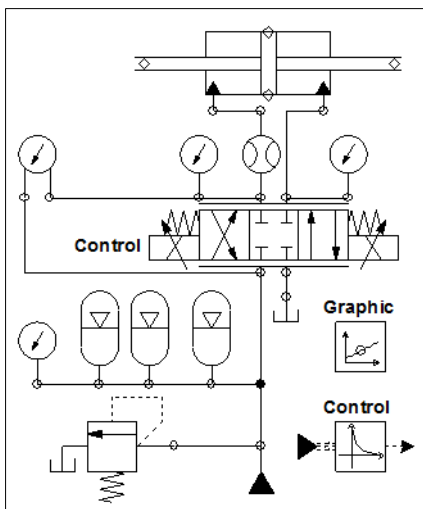


Fig. 4.2 – Modelo simulado no *Automation Studio*.

#### 4.5 Identificação de Parâmetros e Compatibilização dos Modelos

Após a definição dos *layouts* dos modelos, torna-se necessário compatibilizar os parâmetros dos mesmos, a fim de assegurar a maior similaridade possível entre as condições de teste das suas simulações. Tanto quanto possível, a escolha desses parâmetros foi realizada com base em um sistema que apresentasse características próximas a sistemas utilizados tradicionalmente, por exemplo, os sistemas de movimentação de cargas.

Os parâmetros que devem ser definidos para os dois sistemas são:

- 1) Área efetiva do êmbolo ( $A$ ) [ $m^2$ ];
- 2) Volume total do cilindro ( $V_t$ ) [ $m^3$ ];
- 3) Massa do sistema ( $M$ ) [ $kg$ ];
- 4) Módulo de elasticidade volumétrica do fluido ( $\beta$ ) [ $Pa$ ];
- 5) Coeficiente de amortecimento viscoso ( $C$ ) [ $Nsm^{-1}$ ];
- 6) Pressão de suprimento ( $p_s$ ) [ $Pa$ ];
- 7) Ganho de vazão da válvula ( $K_q$ ) [ $m^2s^{-1}$ ].
- 8) Ganho proporcional do controlador ( $G_p$ ).

Os parâmetros de 1 a 4 podem ser facilmente acessados e editados no *Automation Studio*. Os demais parâmetros necessitam de procedimentos adicionais de determinação, que serão discutidos nas próximas subseções. A Figura 4.3 ilustra a janela de edição dos parâmetros 1 a 3, que são acessados através do cilindro do circuito hidráulico. Percebe-se nesta janela que uma grande variedade de parâmetros podem ser alterados, incluindo a opção de fuga interna (*internal leak*), a qual foi considerada nula.

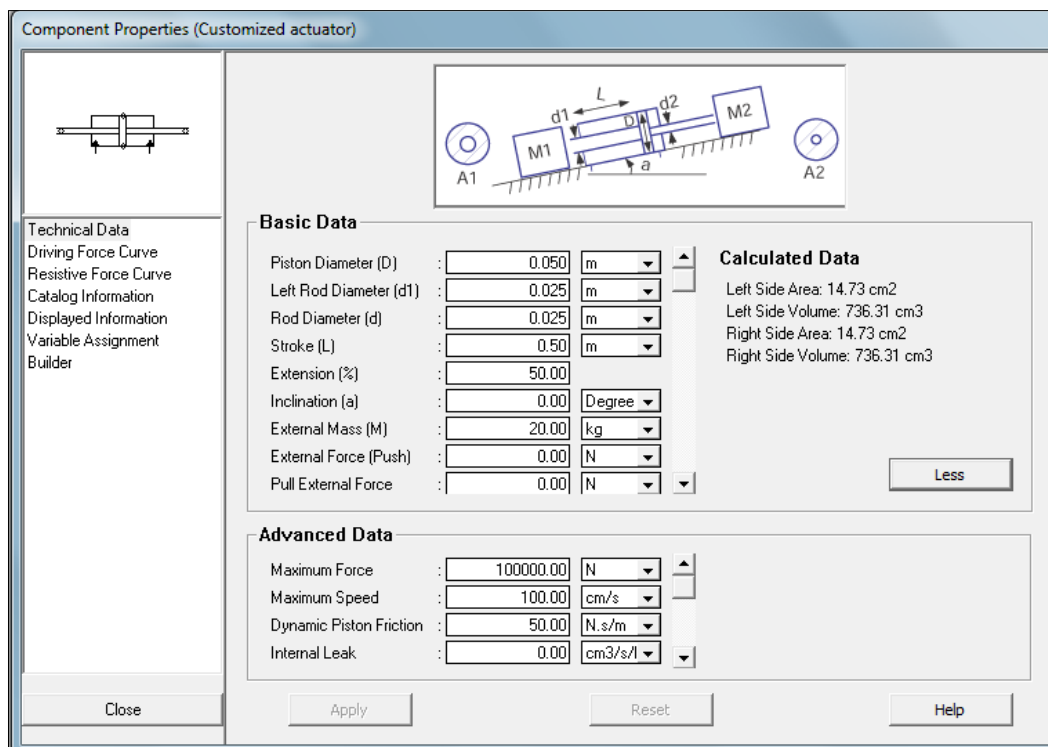


Figura 4.3 – Visualização e edição dos parâmetros 1 a 3.

#### 4.5.1 – Determinação da Pressão de Suprimento

Para ser compatível com o modelo teórico usado neste trabalho, é necessário que o modelo do *Automation Studio* forneça uma pressão constante de suprimento. Apesar da grande variedade de bombas e unidades de potência presentes na biblioteca de equipamentos de hidráulica, o programa não possui algum sistema que forneça essa pressão constante. A falta desta opção é entendida como uma tentativa de representar o que acontece na prática, onde não é possível assegurar fontes de pressão “ideais” para os valores de pressão e vazão envolvidos no tipo de sistema aqui testado. Por um dado ponto de vista, isso pode ser considerado uma qualidade do programa. Por outro lado, a implementação de dispositivos ideais é uma ferramenta didática útil, que poderia ajudar usuários sem experiência em seus primeiros passos de aprendizagem na área e também na pesquisa.

Devido ao fato de não haver uma fonte de pressão ideal nas bibliotecas do programa, buscou-se elaborar um sistema que fornecesse uma pressão com flutuações pequenas, de modo que a mesma pudesse ser considerada como aproximadamente constante. A alternativa foi a instalação de acumuladores de grande porte, bomba de alta capacidade e válvulas de alívio. Desta forma, enquanto o cilindro se deslocava, foi possível manter a pressão de suprimento do sistema entre 61,1 bar e 60,5 bar. Esta variação corresponde a cerca de 1% do valor nominal, sendo considerada uma aproximação aceitável. Durante as simulações, para que esta pressão atingisse a estabilização, era necessário um tempo aproximado de 30 segundos. Devido a este fato, o comando para movimento do cilindro através da abertura da válvula foi estipulado para ocorrer aos 35 segundos de simulação, o que resulta em tempos relativamente longos para a realização de um teste completo. O comportamento típico apresentado no Apêndice II.

#### 4.5.2 – Determinação do ganho de vazão

O ganho de vazão da válvula não pode ser acessado no menu de parâmetros referentes à válvula na versão do *Automation Studio* em análise. Nas informações que podem ser acessadas sobre a válvula proporcional, tem-se uma curva que relaciona a vazão *versus*

abertura do carretel em termos percentuais, que pode ser visualizada no Apêndice III. Essa curva representa uma relação linear. Entretanto, não é possível obter o número de ressaltos, a área de passagem do fluido ( $A_o$ ), ou o valor máximo absoluto de deslocamento do carretel, com os quais, através da análise da vazão referente à sua abertura percentual, poder-se-ia identificar o ganho de vazão da válvula. A falta de informações referentes às características construtivas da válvula não eram esperadas, devido a este fato, foi necessário um procedimento adicional para identificar o ganho de vazão da válvula.

A partir da Equação 4.2, reescrita com o termo  $K_d$  expandido, tem-se que a vazão através da válvula é  $J = C_d L X_v \sqrt{2/\rho} \sqrt{p_\Delta}$ , onde o produto  $C_d L X_v$  se refere às características construtivas da válvula. Como nenhum desses termos é conhecido individualmente, substitui-se este produto por uma variável única, que pode ser interpretada como uma medida indireta da área de passagem  $A_o$  para uma determinada abertura da válvula. A fim de se modelar a variação dessa área em função do deslocamento do carretel, essa variável pode ser reescrita em termos de um valor percentual  $A_{rel}$ , de modo que a área de passagem efetiva é  $A_{máx} A_{rel}$ . Desta forma, a equação que representa a vazão em função da área percentual de passagem é:

$$J = C_d A_{máx} A_{rel} \sqrt{2/\rho} \sqrt{p_\Delta} \quad (4.11)$$

Usando-se esta definição e acumulando todos os parâmetros constantes em um termo único  $K_A$ , obtém-se:

$$J = K_A A_{rel} \sqrt{p_\Delta} \quad (4.12)$$

Comparando-se as Equações 4.2 e 4.12, verifica-se que o termo  $K_A A_{rel}$  é equivalente ao produto  $K_d X_v$ . Deste modo, a expressão linearizada que descreve a vazão através da válvula (Equação 4.3) pode ser reescrita como:

$$J = K_{qA} A_{rel} \quad (4.13)$$

onde já foi utilizado o fato de que  $K_C = 0$  (ver o último parágrafo da Seção 4.2.2). O termo  $K_{qA}$  é o ganho de vazão da válvula em função da área percentual de passagem do fluido, definido pela seguinte equação:

$$K_{qA} = K_A \sqrt{(p_s - p_\Delta^*)/2} \quad (4.14)$$

Para determinar  $K_A$ , uma coleta referente aos dados de vazão e perda de pressão na válvula do *Automation Studio* foi realizada. Foram coletados dados em função do tempo, para uma abertura percentual do carretel a cada 10%. O valor de  $K_A$  foi calculado ponto a ponto a partir dos dados de vazão e pressão, para cada área percentual de abertura, por meio da equação 4.12. A Figura 4.4 ilustra os resultados obtidos para  $K_A$  para três aberturas diferentes: 10%, 50% e 100%. O modelo utilizado no *Automation Studio* para a coleta dos dados e a tabela sobre os dados referentes aos testes realizados para cada abertura percentual podem ser visualizados nos Apêndices IV e V, respectivamente.



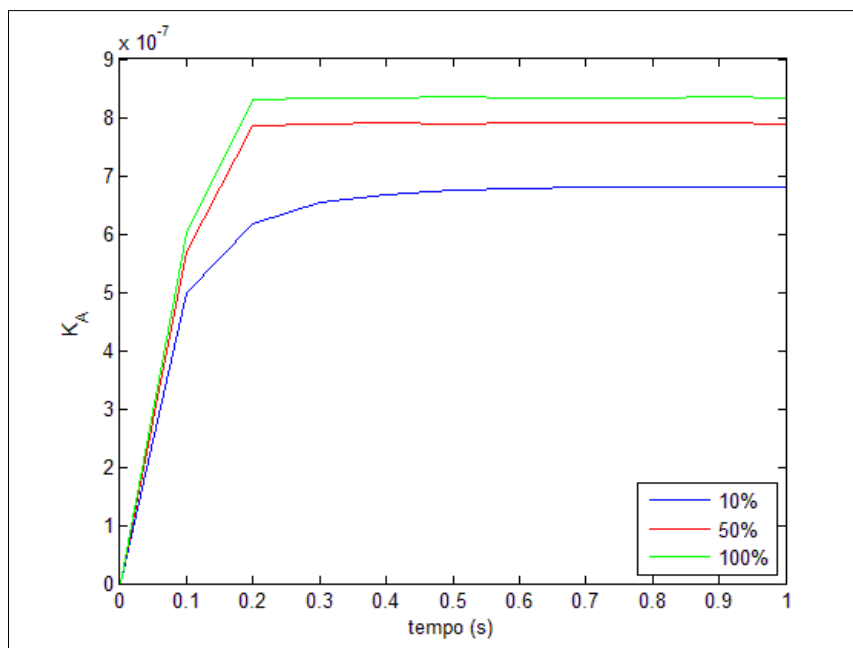


Figura 4.4 – Valores de  $K_A$  para diferentes aberturas da válvula.

Na Figura 4.4, pode-se verificar que os valores de  $K_A$  apresentam efeitos transientes no comportamento da válvula (período entre 0 e 0,2 s), o que difere do modelo matemático utilizado como referência neste trabalho (ver a Equação 4.2), onde esta relação é estática. Além disso, o valor de  $K_A$  encontrado nos testes varia com a abertura da válvula, enquanto o modelo teórico utilizado assume que esta quantidade é constante. Desta forma, é possível afirmar que o modelo matemático usado pelo *Automation Studio* para simular o comportamento da válvula proporcional não é o mesmo utilizado neste trabalho, que tem por base uma aproximação linear freqüentemente encontrada na literatura especializada. Essa circunstância já permite antever que os resultados das simulações fornecidos pelos dois modelos deverão apresentar diferenças perceptíveis. O valor de  $K_A$  assumido para as simulações comparativas (que serão discutidas na Seção 5) foi tomado como a média aritmética simples entre os valores obtidos após a estabilização, para as aberturas de 10% a 100%, obtendo-se um valor de  $K_A$  igual a  $7,73 \cdot 10^{-7} [m^{7/2} / kg^{1/2}]$ . A partir da Equação 4.14, determina-se que o ganho de vazão da válvula em função da área de passagem do fluido é igual a  $1,35 \cdot 10^{-3} [m^3 / s]$ . Como o ganho de vazão se refere a uma abertura relativa do carretel da válvula, a sua unidade é  $[m^3 / s]$ .

#### 4.5.3 – Determinação do ganho proporcional e coeficiente de amortecimento

Conforme será observado a seguir, a definição dos valores do  $G_p$  e  $C$  tem influência direta sobre a estabilidade do sistema considerado. Por esta razão, o procedimento de escolha dos mesmos foi feito através da análise de Routh-Hurwitz para sistemas de 3ª ordem, que estabelece o seguinte critério para a estabilidade do sistema:  $a_2 a_1 > a_3 a_0 > 0, (\forall a_i > 0)$  [Perondi, 2010]. Para o modelo em questão, a aplicação deste critério resulta:

$$G_p < \frac{AC}{MK_{qA}} \quad (4.15)$$

Com base na Equação 4.15, adota-se um critério para o cálculo do  $G_p$ :

$$G_p = 0,6 \frac{AC}{MK_{qA}} \quad (4.16)$$

O valor do coeficiente de amortecimento viscoso foi escolhido igual a  $30 [Nsm^{-1}]$ . Além do amortecimento no êmbolo, o *Automation Studio* permite modelar o efeito de perda de carga referente ao movimento do fluido dentro das tubulações. No entanto, não há informações diretas a respeito dos parâmetros que modelam essa perda. Por essa razão, tal função foi desabilitada, e as simulações consideram que todo o amortecimento presente no sistema se deve aos efeitos de atrito viscoso entre o êmbolo e o cilindro atuador. Deste modo, substituindo-se na equação 4.16 o valor escolhido para  $C$  combinado com os demais parâmetros determinados anteriormente, encontra-se  $G_p = 0,98 [m^{-1}]$ . Deste modo, conjunto completo de parâmetros necessários à simulação dos dois modelos utilizados neste trabalho é apresentado na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Parâmetros dos modelos simulados.

Parâmetro	Valor
$A$	$1,47 \cdot 10^{-3} [m^2]$
$V_t$	$7,35 \cdot 10^{-4} [m^3]$
$C$	$30 [Nsm^{-1}]$
$M$	$20 [kg]$
$\beta$	$1400 [MPa]$
$p_s$	$6,07 [MPa]$
$K_{qA}$	$1,35 \cdot 10^{-3} [m^2 s^{-1}]$
$G_p$	$0,98 [m^{-1}]$

Após a escolha/determinação de todos os parâmetros do sistema, podem ser analisadas as características da resposta do modelo matemático, representado pela equação 4.10. Os pólos encontrados são:  $-3 \cdot 10^{-1} + 9,06 \cdot 10^2 j$ ;  $-3 \cdot 10^{-1} - 9,06 \cdot 10^2 j$ ;  $-9 \cdot 10^{-1}$ , onde  $j = \sqrt{-1}$ . A partir destes pólos, é possível antever que a resposta do sistema simulado deverá apresentar uma componente exponencial com constante de tempo ligeiramente superior a um segundo, de modo que seu efeito desaparecerá em cerca de cinco segundos, e uma componente oscilatória com frequência em torno de  $900 [rad/s]$ , pouco amortecida, com efeitos perceptíveis por cerca de 13 segundos.

O sistema simulado no *Simulink* após as alterações referentes ao ganho de vazão e o ganho proporcional pode ser visualizado a seguir:

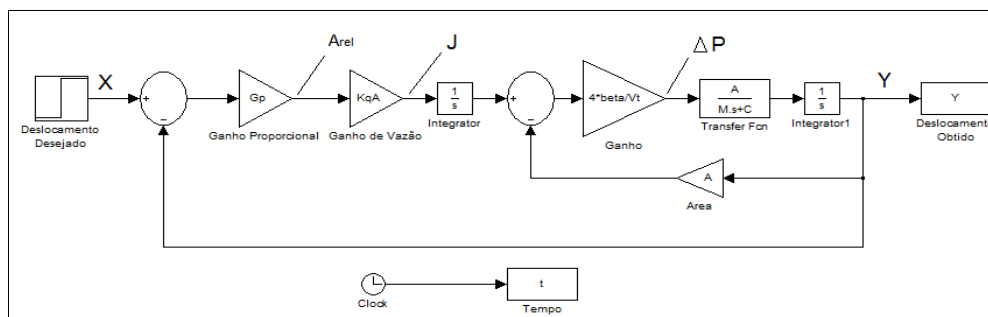


Figura 4.5 – Modelo teórico implementado no *Simulink* após as modificações.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a compatibilização entre os modelos, os dois sistemas foram simulados para fins de comparação entre as suas respostas a uma mesma solicitação. A simulação consiste em posicionar o êmbolo a 20 cm da sua origem, situada no centro do cilindro atuador.

### 5.1 – Comparação dos Resultados das Simulações

Durante simulações anteriores, o programa *Automation Studio* apresentava flutuações entre os resultados. Por isso, decidiu-se realizar cinco testes seguidos do modelo em ambos os programas, para análise das flutuações entre as respostas obtidas em cada simulação. O modelo simulado no *Simulink* não apresentou diferenças entre os cinco testes, apresentando resposta coerente com a previsão teórica. Porém, o modelo do *Automation Studio* continuou apresentando problemas durante as simulações. Dos cinco testes realizados, todos apresentaram respostas incoerentes tanto entre si como em relação à previsão teórica. Dentre os problemas que foram identificados, pode-se citar a pressão de suprimento, que, para alguns testes, não estabilizou no valor desejado dentro do tempo esperado, resultando num movimento do êmbolo sem a pressão ideal para o teste. Os gráficos dos 5 testes realizados com o *Automation Studio* podem ser visualizados no Apêndice VI.

A Figura 5.1 ilustra o gráfico do teste que apresentou a resposta mais coerente, quando comparada com o modelo do *Simulink*. A fim de facilitar a comparação entre os resultados, o período de estabilização da pressão de suprimento (35 segundos) que antecede o instante da abertura da válvula no *Automation Studio* foi omitido. Percebe-se que o modelo do *Automation Studio* apresenta um claro atraso entre o momento de aplicação do sinal de controle e a reação do sistema. Também é observada uma diferença significativa entre os comportamentos transientes das duas respostas. Essas diferenças são coerentes com a observação feita ao final da Seção 4.5.2, no que diz respeito aos modelos utilizados em cada simulação. Por outro lado, a diferença entre os modelos das válvulas não explica os problemas referentes ao comportamento inconstante da pressão de suprimento, que pode ser observado nas figuras do Apêndice VI. Deste modo, é possível concluir que existem mais efeitos cuja origem ainda não foi identificada influenciando o comportamento do modelo do *Automation Studio*, o que aumenta a dificuldade em se realizarem testes controlados acerca do grau de validade das simulações realizadas por meio deste pacote computacional.

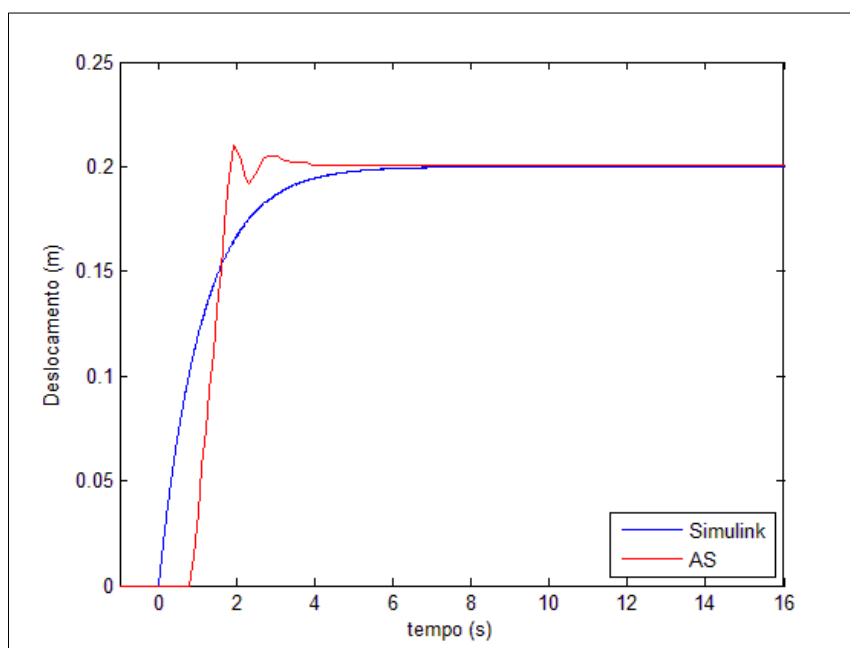


Figura 5.1 – Gráfico entre os deslocamentos obtidos no *Automation Studio* e *Simulink*.

Além dos problemas referentes à resposta do sistema de uma forma geral, também foram detectadas dificuldades que podem estar relacionadas ao algoritmo de integração (*solver*) utilizado na realização das simulações. Primeiramente, a escala do gráfico utilizado para definir a excitação da válvula tem intervalo mínimo fixo de  $10^{-1}$  [s], não sendo possível definir valores intermediários separados por um período inferior a este valor. Adicionalmente, os dados de simulação exportados pelo programa para manipulação em outros aplicativos também são fornecidos com base neste mesmo período, e não foram encontrados menus que permitissem alterar o seu valor. Também não foram encontradas informações relativas ao método de integração utilizado. Esta situação apresenta um contraste significativo com a de outros aplicativos de simulação, como o *Matlab*, onde é possível escolher um método específico de integração dentre diversas opções diferentes, configurando-se parâmetros como o passo de integração e a tolerância relativa do resultado calculado. Por esta razão, um conjunto adicional de simulações foi realizado com o pacote *Matlab-Simulink*, a fim de avaliar se o sistema de teste em questão apresenta características dinâmicas que requeiram uma seleção mais cuidadosa dos algoritmos e passos de integração a serem utilizados.

## 5.2 – Simulações adicionais

Tendo-se em vista as dificuldades constatadas na seção anterior, que podem estar relacionadas ao algoritmo e ao passo de integração utilizados pelo *Automation Studio*, as simulações do modelo em *Simulink* foram repetidas para diversas condições de teste. Em cada caso, foi mudado o algoritmo de integração (*Euler* ou *Runge-Kutta*) e o tamanho do passo fixo utilizado (entre  $10^{-1}$  [s] e  $10^{-4}$  [s], com intervalos de  $10^{-1}$  [s]). Para todos os testes com o método de *Euler*, e para os testes com o método de *Runge-Kutta* com passo de integração de  $10^{-1}$  [s] e  $10^{-2}$  [s], os modelos simulados resultaram instáveis, o que contradiz a previsão teórica feita na Seção 4.5.3. Na figura 5.2, apresentam-se os resultados obtidos com o método de *Runge-Kutta* com passo de integração de  $10^{-3}$  [s] e  $10^{-4}$  [s]. Neste caso, ambos resultaram estáveis. Porém, somente o resultado relativo ao passo de  $10^{-4}$  [s] apresentou o comportamento oscilatório e pouco amortecido que era esperado teoricamente. No caso das simulações com o *Automation Studio*, este comportamento oscilatório também não ocorre.

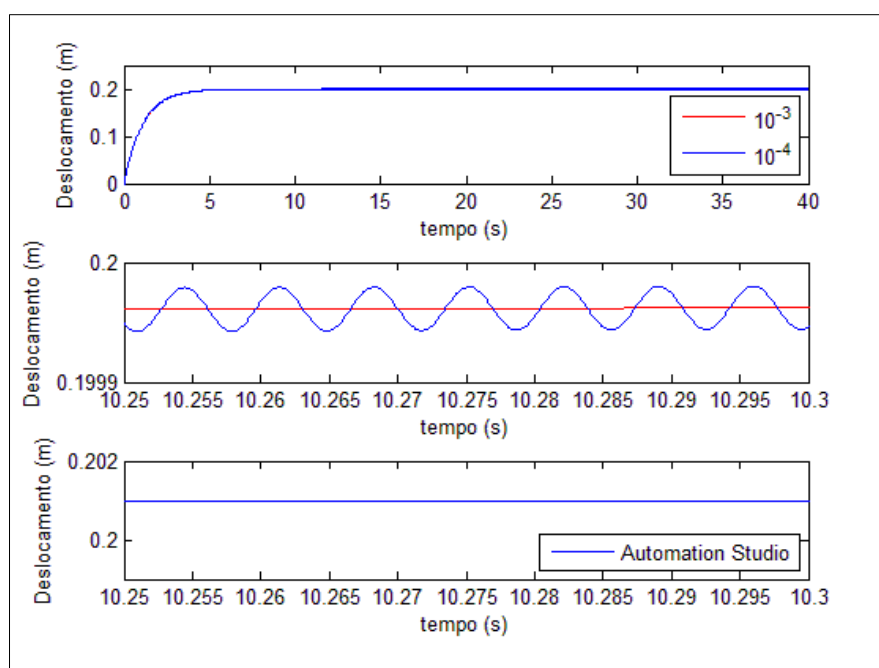


Figura 5.2 – Detalhe das diferenças de resultados entre as simulações com o *Simulink* (com dois passos de integração diferentes) e com o *Automation Studio*.

Com base nos resultados obtidos nestas simulações, é possível concluir que a escolha de um método e um passo de integração adequados são de grande relevância para a representação correta do comportamento do sistema utilizado para realizar os testes relativos a este trabalho. No caso do *Automation Studio*, o algoritmo especificamente utilizado não é informado ao usuário, e as ferramentas de interface disponíveis sugerem que o passo de integração correspondente pode ser excessivamente grande para simular o sistema desejado de forma adequada. Se confirmadas, estas são limitações significativas para a aplicação do *Automation Studio* à simulação de sistemas servoposicionadores, visto que os resultados obtidos podem apresentar problemas de estabilidade e/ou representação fidedigna de todos os efeitos dinâmicos presentes nestes sistemas.

## 6. CONCLUSÃO

Neste trabalho, foi proposta uma análise sobre as respostas de um pacote computacional comercial, no posicionamento de um cilindro através de uma válvula proporcional direcional. As respostas foram comparadas com um modelo teórico conhecido com condições de teste específicas.

O *Automation Studio* possui uma biblioteca completa referente a equipamentos de sistemas hidráulicos industriais, permitindo a criação de diversos tipos de sistemas. O aplicativo também apresenta uma interface amigável e de fácil compreensão, especialmente quando seus componentes são utilizados em suas configurações originais. Por outro lado, quando se deseja acessar e/ou editar informações mais específicas de operação, grandes dificuldades podem ocorrer, por exemplo, a falta de acesso aos dados de interesse. Esta característica dificulta uma avaliação mais aprofundada acerca da validade das simulações efetuadas por meio deste pacote computacional, tornando tal análise restrita somente a considerações qualitativas.

Conforme apresentado anteriormente, concluiu-se que o modelo de válvula utilizada pelo *Automation Studio* não apresenta o comportamento linear do modelo matemático proposto. Não é possível afirmar qual modelo que a válvula utiliza. Quando se tentou simular um sistema cujas equações necessitavam de um solver com passo de integração muito pequeno, percebeu-se que o *Automation Studio* não apresenta respostas constantes. Desta forma, há indícios de que o algoritmo de simulação utilizado pelo programa pode apresentar restrições numéricas importantes. No caso da simulação de sistemas servoposicionadores, que apresentam exigências maiores quanto a tempos de resposta e precisão de posicionamento, esta pode ser uma limitação muito significativa para a obtenção de resultados fidedignos.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Azevedo, A. F. M, **“A Utilização de Software Comercial no Ensino Universitário”**, VI Congresso Nacional de Mecânica Aplicado e Computacional, 2000.

Bolton, W.; **“Pneumatic and Hydraulic Systems”**, Editora Butterworth-Heinemann, 1997.

Bressan, R. F.; **“Metodologia de Ajuste dos Parametros de um Controlador PID Aplicado ao Controle de Posição de um Atuador Hidráulico”**, Projeto de Fim de Curso, UFSC, 2003.

Chapman, S. J.; **“Programação em MATLAB® para Engenheiros”**. Thomson Learning, São Paulo – SP, 2003.

Carregari, A. L.; **“Estudo do Escoamento de Ar sobre a Carroceria de um Onibus usando um Programa de CFD e Comparação com Dados Experimentais”**, 2006.

Cócaro, H; Lopes, M. A.; Campos, F. C. A.; **“Qualidade em Software Agropecuário: Um Estudo de Caso”**, Ciênc. Agrotec., Lavras, v.29, n.5, p.1075-1082, 2005.

Fox, R. W. & McDonald, A. T. **“Introdução à Mecânica dos Fluidos”**, Editora Guanabara Dois S. A.,1981.

Furst, F. L.; **“Sistematização do Projeto Preliminar de Circuitos Hidráulicos com Controle de Posição”**, UFSC, 2001.

Krishnamurthy, K.; Maheswari, C.; Udayarani, R.; Gowtham, V.; **“Design and Fabrication of Coir Pith Prequetting Machine”**, World Applied Science Journal 7 (4) 552-558, 2009.

Mehl, E. L.; **“Simulação de Circuitos Eletrônicos em Computadores”**, UFPR, 2010.

Merrit, H. E.; **“Hydraulic Control Systems”**, John Wiley & Sons Inc, USA, 1967.

Leonard, N.E., Levine, W. S.; **“Using MATLAB to Analyze and Design Control Systems”**, Editora The Benjamin/Cummings Company, Inc., 1995.

Ogata, K.; **“Engenharia de Controle Moderno”**, Prentice Hall, Brasil, 4ª edição, 2003.

Ogata, K.; **“Solução de Problemas de Engenharia de Controle com Matlab”**, Ed. Prentice-Hall do Brasil, Rio de Janeiro – RJ, 1997.

Ong, C.M.; **“Dynamic simulation of electric machinery: using Matlab/Simulink”**, Ed. Prentice Hall PTR, New Jersey, USA, 1998.

Palm III, W.J.; **“Modeling, Analysis and Control of Dynamic Systems”**, 2ª Edição, John wiley & Sons, USA, 2000.

Pequeno, D. A. C.; **“Simula – Um Software Educativo de Simulação de Circuitos Pneumáticos com Aplicações de Lógica Fuzzy”**, UECE, CEFET-CE, 2004.

Pereira, B. A.; Kuehne, H. T.; Mendes, L.L, Panaro, J. S.; **“Uma Abordagem Educacional para o Estudo de OFDM”**, 3rd International Conference of Engineering and Computer Education, 2003.

Perondi, E. A.; **“Introdução ao Controle de Sistemas Mecânicos”**, Caderno Técnico de Engenharia Mecânica, 3ª Edição, DEMEC, UFRGS, 2010.

Sobczyk M. R.; **“Controle em Cascata e a Estrutura Variável com Adaptação de Parâmetros e Compensação de Atrito de um Servoposicionador Pneumático”**, UFRGS, 2009.

Souto, W.; Belo, F.A.; Nascimento, E. J.; Camboim, W.L.; **“Integração de CLP’s com Circuitos Eletropneumáticos em Plantas Industriais Automatizadas”**, II CONNEPI 2007.

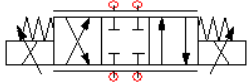
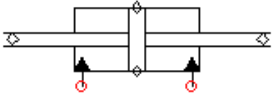
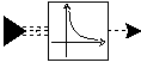

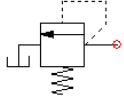






Souza, A. D.; **“Projeto do Sistema de Controle de uma Bancada Didática para Posicionadores Eletro-Hidráulicos Proporcionais”**, Projeto de Fim de Curso, UFSC, 2003.

Terpák, J.; Dorcák, L.; Maduda, V.; **“Combustion Process Modelling and Control”**, Acta Montanistica Slovaca, Rocnit 12, cislo 3, 238-242, 2007.

Villani, E.; Góes, L. C. S.; **“Análise Comparativa de Softwares para Simulação de Sistemas Aeronáuticos”**, IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2006.

## APÊNDICES.

Apêndice I – Significado dos símbolos utilizados no modelo do *Automation Studio*.Tabela 1 - Significado dos símbolos do sistema hidráulico no *Automation Studio*.

Componente	Descrição
	Válvula Proporcional Direcional
	Cilindro de Duplo Efeito com Haste Passante
	Controle PID
	Gerador de Gráfico Variável
	Válvula de Alívio
	Manômetro de Pressão Diferencial
	Manômetro
	Fluxômetro
	Fonte de Pressão Hidráulica
	Reservatório atmosférico
	Acumulador com separador



Apêndice II – Tempo necessário para estabilizar a pressão de suprimento do sistema.

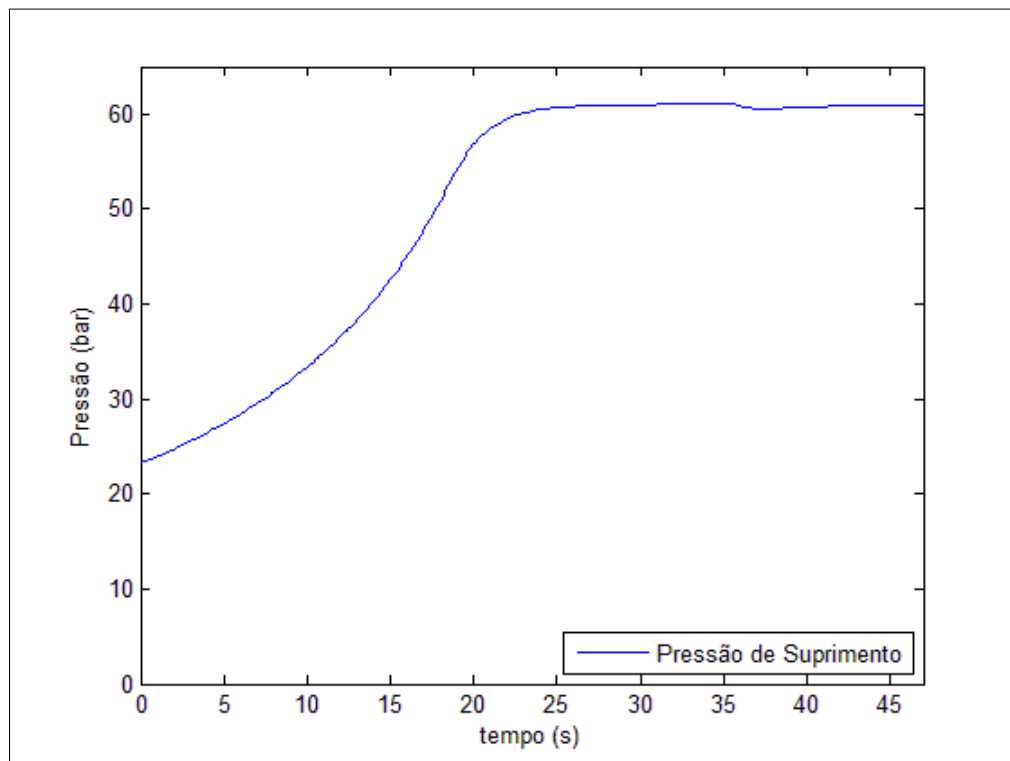


Figura 1 – Pressão de suprimento *versus* tempo de simulação.

Através do gráfico da Figura 1, é possível visualizar o tempo necessário para a pressão do sistema estabilizar (aproximadamente 30 segundos) e a pequena variação de pressão que ocorre quando o êmbolo se desloca.

Apêndice III – Gráfico relacionando a vazão *versus* a abertura do carretel em porcentagem.

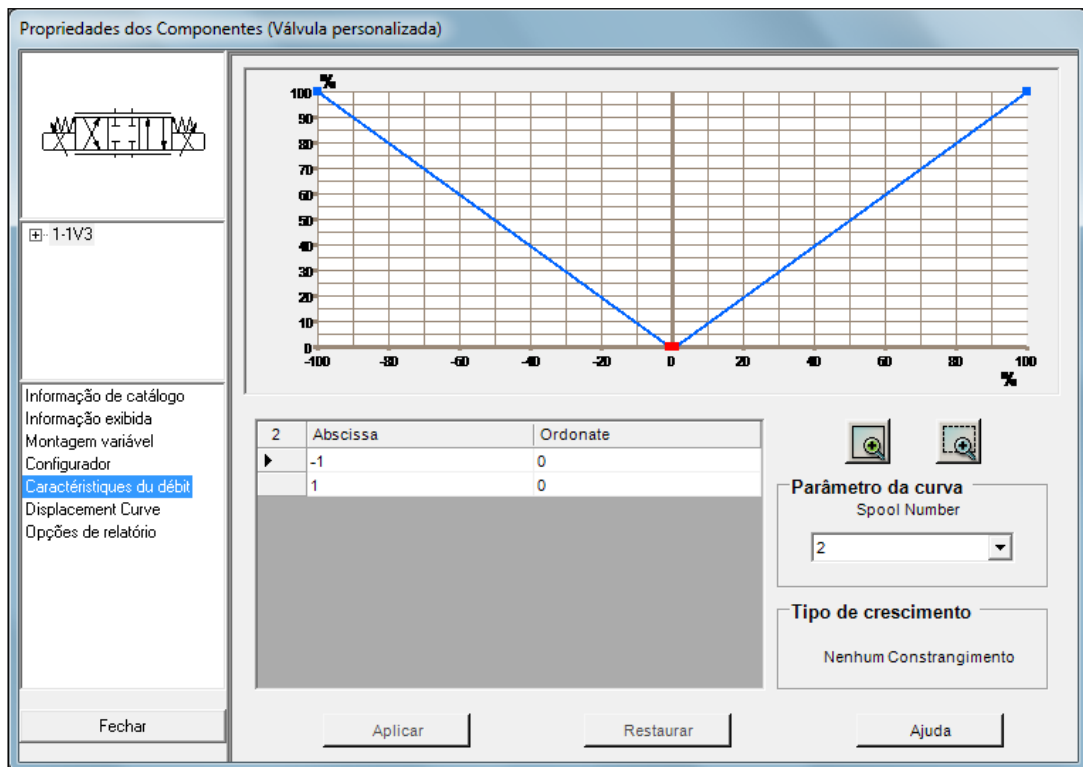


Figura 1 - Vazão *versus* abertura do carretel em porcentagem.

Apêndice IV – Modelo utilizado para o teste de vazão *versus* pressão.

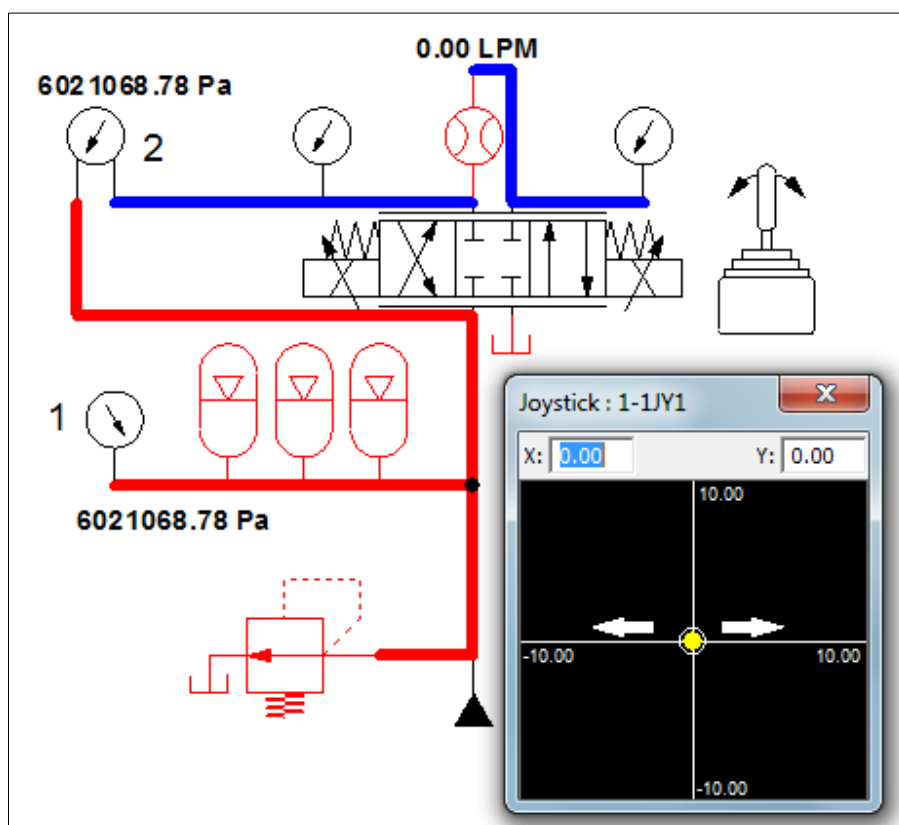


Figura 1 - Modelo utilizado para determinar  $K_A$ .

Para coletar os dados referentes à vazão e pressão diferencial na válvula, foi criado um modelo aonde fosse possível controlar o deslocamento do carretel. Este deslocamento é controlado por um *Joystick*, inserindo-se o valor desejado no eixo X do seu controlador, onde o valor 0 na escala do *Joystick* equivale a 0% no deslocamento do carretel e 10 equivale a um deslocamento de 100%. O manômetro 1 controla a pressão de suprimento do sistema e o manômetro 2 controla a pressão diferencial da válvula. O comando para o deslocamento do carretel só foi realizado após o sistema alcançar a estabilidade de pressão de suprimento.

Apêndice V – Valores de vazão e pressão coletados, em função do deslocamento percentual do carretel através do *Joystick*.

Tabela 1 - Valores de vazão e pressão encontrados para três deslocamentos do carretel.

Deslocamento Percentual do Carretel:	Xv=1 (10%)			Xv=5 (50%)			Xv = 10 (100%)		
	Vazão (m³/s)	$P_{\Delta}$ (MPa)	Ka	Vazão (m³/s)	$P_{\Delta}$ (MPa)	Ka	Vazão (m³/s)	$P_{\Delta}$ (MPa)	Ka
0	0	5,97	0	0	5,96	0	0	5,95	0
0,1	0,0001116	5,02	4,983E-07	0,0005833	4,18	5,706E-07	0,0011633	3,75	6,007E-07
0,2	0,00012	3,77	6,180E-07	0,0006833	3,02	7,864E-07	0,001425	2,94	8,310E-07
0,3	0,00012	3,35	6,55E-07	0,00068166	2,98	7,897E-07	0,0014216	2,91	8,333E-07
0,4	0,0001183	3,15	6,667E-07	0,00068166	2,97	7,910E-07	0,00142	2,91	8,324E-07
0,5	0,0001183	3,07	6,753E-07	0,00068	2,97	7,891E-07	0,00142	2,89	8,352E-07
0,6	0,0001183	3,04	6,786E-07	0,00068	2,96	7,904E-07	0,0014166	2,89	8,333E-07
0,7	0,0001183	3,02	6,809E-07	0,00068	2,96	7,904E-07	0,001415	2,88	8,337E-07
0,8	0,0001183	3,02	6,809E-07	0,00068	2,96	7,904E-07	0,0014133	2,88	8,328E-07
0,9	0,0001183	3,02	6,809E-07	0,00068	2,95	7,918E-07	0,0014133	2,86	8,357E-07
1	0,0001183	3,02	6,809E-07	0,0006783	2,95	7,898E-07	0,00141	2,86	8,337E-07

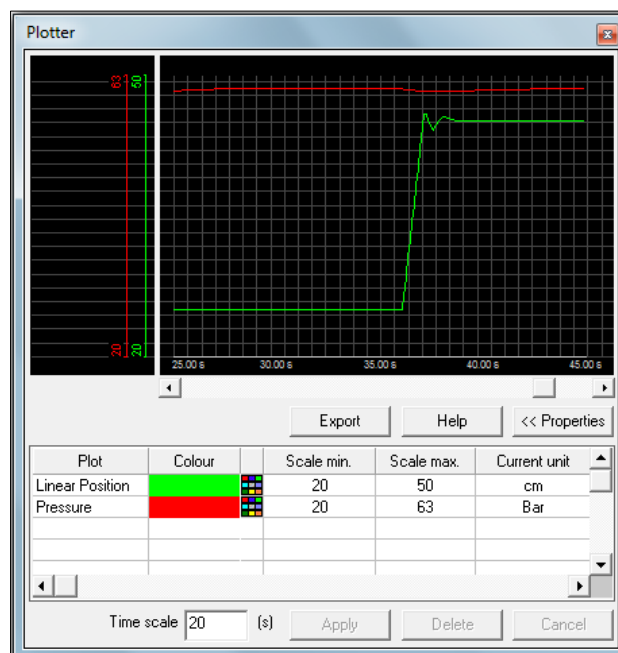
Apêndice VI – Gráficos dos testes realizados em sequência no modelo do *Automation Studio*.

Figura 1 – 1º Teste.

Neste primeiro teste a pressão estabilizou conforme o esperado e o êmbolo se deslocou, apresentado um *overshoot*, este resultado é coerente com o esperado. Por essa razão, este foi o teste utilizado para comparar com a resposta fornecida pelo modelo matemático.

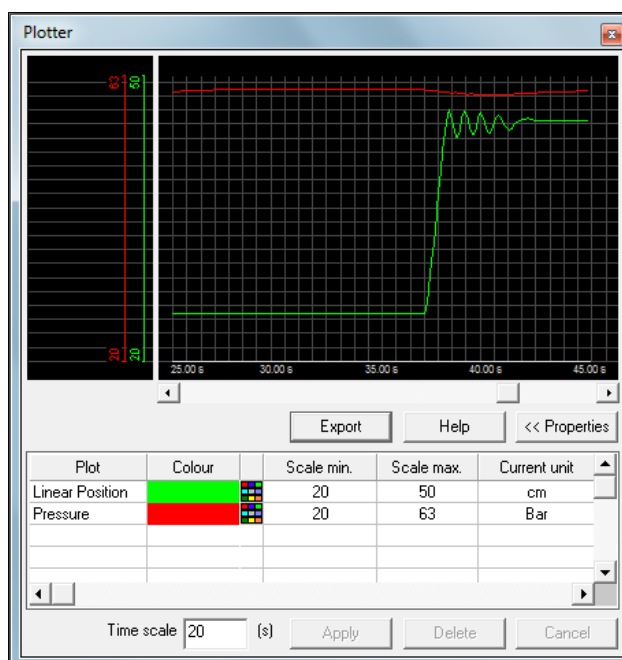


Figura 2 – 2º Teste.

A pressão de suprimento estabilizou, e o êmbolo se deslocou, apresentando uma resposta com maior oscilação em relação ao primeiro teste.

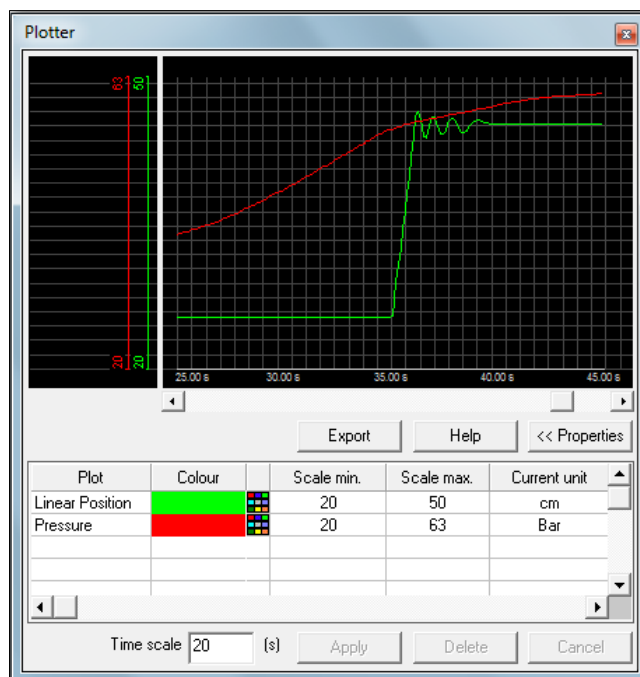


Figura 3 – 3º Teste.

A pressão de suprimento não estabilizou conforme o esperado, o que invalida os resultados referentes ao deslocamento do êmbolo.

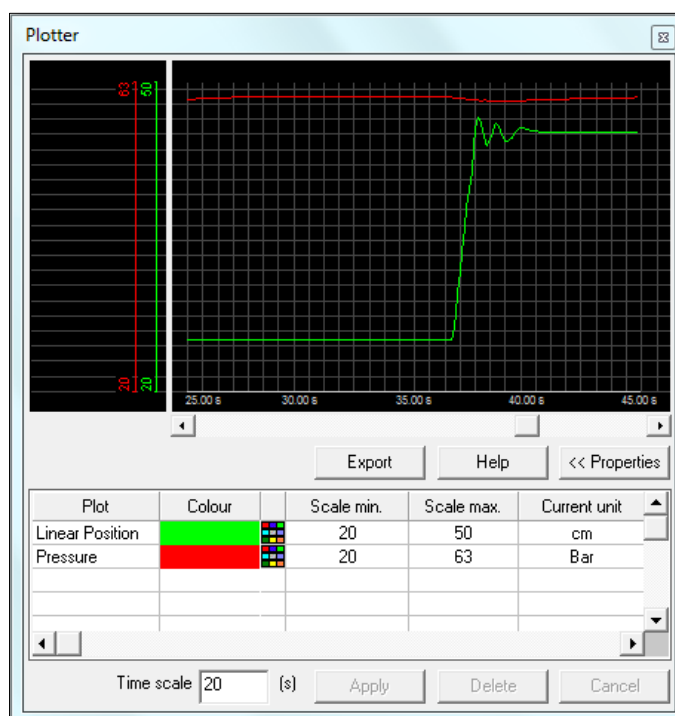


Figura 4 - 4º Teste.

A pressão de suprimento estabilizou, e o êmbolo apresentou resposta com características semelhantes ao 1º e 2º teste.

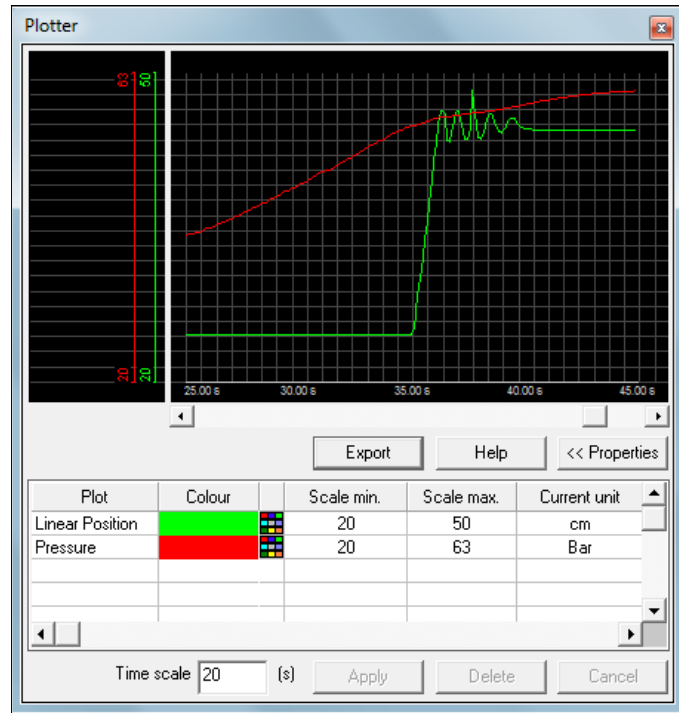


Figura 5 - 5º Teste.

A pressão de suprimento não estabilizou conforme o esperado, invalidando novamente os resultados.