



Marília Maurell Assad

**Caracterização do Comportamento Dinâmico de
Componentes de um Sistema Pneumático de Atuação para
Controle de Sistemas Mecânicos em Escala**

Dissertação de Mestrado

Dissertação apresentada como requisito parcial
para obtenção do título de Mestre pelo Progra-
ma de Pós-Graduação do Departamento de En-
genharia Mecânica da PUC-Rio.

Orientador: Prof. Marco Antônio Meggiolaro

Rio de Janeiro

Maio de 2013



Marília Maurell Assad

**Caracterização do Comportamento Dinâmico de Componentes de um
Sistema Pneumático de Atuação para Controle de Sistemas
Mecânicos em Escala**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do título de Mestre pelo Programa de Pós-Graduação do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Técnico Científico da PUC-Rio. Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo assinada.

Prof. Marco Antônio Meggiolaro

Orientador

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Prof. Mauro Speranza Neto

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Prof. Jaime Tupiassú Pinho de Castro

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Prof. Fernando Ribeiro da Silva

Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca

Prof. José Eugênio Leal

Coordenador Setorial do Centro Técnico Científico

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

Rio de Janeiro, 8 de maio de 2013

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, da autora e do orientador.

Marília Maurell Assad

É formada em Engenharia de Controle e Automação pela Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (2010). Já realizou estudos sobre a cinemática de mecanismos articulados para reprodução de movimentos. Atualmente atua em pesquisa sobre sistemas pneumáticos de atuação.

Ficha Catalográfica

Assad, Marília Maurell

Caracterização do Comportamento Dinâmico de Componentes de um Sistema Pneumático de Atuação para Controle de Sistemas Mecânicos em escala/ Marília Maurell Assad; Orientador: Marco Antonio Meggiolaro. – 2013.

141 f.; il. (color), 30cm

Dissertação de Mestrado – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2013.

Inclui referências bibliográficas.

1. Engenharia mecânica – Teses. 2. Sistema pneumático de atuação. 3. Modelagem experimental. 4. Válvula de controle não convencional. 5. Controle de posição. 6. Controle de amplitude para sinais senoidais. I. Meggiolaro, Marco Antônio. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 621

Agradecimentos

Gostaria de agradecer aos professores Marco Antônio Meggiolaro e Mauro Speranza Neto pela orientação e suporte fornecidos para o desenvolvimento desta dissertação.

Meus agradecimentos aos colegas do Laboratório de Desenvolvimento de Controle, especialmente Allan Nogueira Albuquerque e Guilherme Mourão, pela ajuda indispensável na construção e utilização do aparato experimental.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro e ao Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da PUC-Rio pelo apoio institucional.

Por fim, agradeço aos amigos e familiares que me apoiaram durante todo esse processo.

Resumo

Assad, Marília Maurell; Meggiolaro, Marco Antônio. *Caracterização do Comportamento Dinâmico de Componentes de um Sistema Pneumático de Atuação para Controle de Sistemas Mecânicos em Escala*. Rio de Janeiro, 2013. 141p. Dissertação de Mestrado - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Sistemas pneumáticos são equipamentos leves, baratos, limpos e de baixo risco, sendo apropriados para aplicações que necessitem de força e rapidez de resposta. Por outro lado, esse tipo de sistema apresenta restrições devido à principal característica do ar: sua compressibilidade confere efeitos não lineares ao sistema, desde um escoamento turbulento pelas válvulas de controle até sua atuação dentro do cilindro – a qual inclui alta sensibilidade ao atrito e volumes inativos durante o curso do pistão. Essas características particulares dificultam seu controle e posicionamento preciso e limitam sua aplicação, principalmente considerando seu emprego em um mecanismo tipo Plataforma de Stewart em escala reduzida. No presente trabalho apresenta-se a modelagem, simulação computacional e análise experimental do comportamento dinâmico de um sistema de atuação pneumático que inclui uma válvula de controle de vazão não convencional, composta de quatro válvulas proporcionais, e um atuador com haste simples de dupla ação. O objetivo deste trabalho é, baseado nos resultados experimentais, determinar as características desses componentes para desenvolver estratégias de controle em tempo real capazes de minimizar os efeitos das não linearidades típicas, visando sua utilização no mecanismo anteriormente mencionado.

Palavras-chave

Sistema pneumático de atuação; Modelagem experimental; Válvula de controle não convencional; Controle de posição; Controle de amplitude para sinais senoidais.

Abstract

Assad, Marília Maurell; Meggiolaro, Marco Antônio (Advisor). *Characterization of Components Dynamic Behavior in a Pneumatic Actuation System for Control Applications on Reduced Scale Mechanical Systems*. Rio de Janeiro, 2013. 141p. MSc. Dissertation - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Pneumatic equipment is lightweight, cheap, clean and low-risk, being suitable for applications that require strength and high responsiveness. Nevertheless, this type of system has some limitations due to the air main feature: its compressibility results in nonlinear effects in the system, from the turbulent flow control valves to its performance inside the cylinder - which includes high sensitivity to friction and dead volumes during the stroke piston. These particular characteristics make its control and precise positioning difficult, limiting its application, especially when considered its use in a mechanism such as a Stewart Platform in a reduced scale. The present paper presents the modeling, computational simulation and experimental analysis of the dynamic behavior of a pneumatic actuation system that includes an unconventional flow control valve, consisting of four proportional valves, and a double acting single rod actuator. The final goal of this work is to, based on experimental results, determine the characteristics of these components in order to develop real-time control strategies which can minimize the effects of those typical nonlinearities for their use in the mechanism mentioned above.

Keywords

Pneumatic actuation systems; Experimental modeling; Unconventional control valve; Position control; Amplitude control for sinusoidal signals.

Sumário

1. Introdução	16
1.1. Objetivos	16
1.2. Motivação	16
1.3. Descrição do sistema físico	18
1.4. Revisão bibliográfica	20
1.5. Organização do trabalho	23
2. Descrição do Sistema de Atuação	24
2.1. Descrição geral do sistema	24
2.2. Componentes do sistema pneumático	28
2.2.1. Ar comprimido	28
2.2.2. Compressor	29
2.2.3. Filtro e válvula reguladora de pressão	29
2.2.4. Mangueira	29
2.2.5. Válvula de controle	30
2.2.6. Cilindro pneumático	33
2.3. Transdutores	33
2.3.1. Transdutor de deslocamento linear	33
2.3.2. Transdutores de pressão	34
2.3.3. Transdutores de vazão	34
2.4. Sistema de aquisição de dados e controle	35
3. Modelagem do Sistema de Atuação	37
3.1. Modelo do cilindro pneumático	38
3.1.1. Dinâmica das pressões nas câmaras do atuador	38
3.1.2. Movimentação da carga	41
3.1.3. Modelo do atrito	41
3.2. Modelo da válvula de controle	43
3.3. Linearização do modelo	44
3.4. Simulação computacional do modelo linearizado	47
3.4.1. Comportamento do sistema em malha aberta	51

3.4.2. Controle de posição	58
4. Caracterização dos componentes	65
4.1. Atuador pneumático	65
4.1.1. Força de atrito	65
4.1.2. Capacitância	69
4.2. Válvula proporcional	82
4.3. Linha fluida	86
4.4. Simulação computacional do modelo não linear	89
4.4.1. Comportamento do sistema em malha aberta	90
4.4.2. Controle de posição	98
5. Caracterização do sistema	102
5.1. Resposta ao degrau – Câmara 1	103
5.2. Resposta ao degrau – Câmara 2	107
5.3. Resposta ao pulso	113
5.4. Resposta a sinais senoidais	117
5.5. Análise da influência dos transdutores	128
6. Conclusões	129
6.1. Conclusões do trabalho	129
6.2. Etapas futuras	130
Referências Bibliográficas	131
Apêndice A - Calibração dos Transdutores	134

Lista de figuras

Figura 1.1 – Plataforma de Stewart com seis graus de liberdade.	17
Figura 1.2 – Simulador de voo do Centro de Treinamento de Operações da Varig, Rio de Janeiro.	17
Figura 1.3 – Princípio de funcionamento do sistema de atuação pneumático.	18
Figura 2.1 – Desenho tridimensional esquemático da bancada experimental	24
Figura 2.2 – Configuração inicial da bancada de testes.	25
Figura 2.3 – Configuração final da bancada de testes e seus principais elementos.	26
Figura 2.4 – Esquema da bancada experimental.	28
Figura 2.5 – Comparação entre a válvula bidirecional e a combinação proposta de válvulas proporcionais.	31
Figura 2.6 – Curva de vazão característica da válvula proporcional.	32
Figura 2.7 – Esquema do circuito amplificador de corrente.	35
Figura 2.8 – Relação entre sinal de comando e corrente na válvula.	36
Figura 2.9 – Curva de vazão da válvula proporcional com tensão como entrada.	36
Figura 3.1 – Esquema do sistema de atuação pneumático.	37
Figura 3.2 – Gráfico da força de atrito em relação à velocidade.	42
Figura 3.3 – Vazão mássica teórica.	43
Figura 3.4 – Linearização da vazão em função do sinal de comando e da pressão na câmara de atuação.	49
Figura 3.5 - Diagrama para simulação linear do sistema de atuação.	51
Figura 3.6 – Simulação linearizada da resposta ao degrau de amplitude máxima.	53
Figura 3.7 – Simulação linearizada da resposta à onda quadrada com 20% de amplitude e 1,1Hz de frequência.	55
Figura 3.8 – Detalhe da simulação linearizada da resposta à onda quadrada com 20% de amplitude e 1,1Hz de frequência.	56
Figura 3.9 – Simulação linearizada da resposta à senóide de amplitude máxima e 2,3Hz de frequência.	57

Figura 3.10 – Malha de controle.	58
Figura 3.11 – Malha de controle proporcional.	59
Figura 3.12 – Simulação linearizada com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 0,027Hz de frequência.	61
Figura 3.13 – Simulação linearizada com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 0,27Hz de frequência.	62
Figura 3.14 – Simulação linearizada com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 1,3Hz de frequência.	64
Figura 4.1 – Configuração da bancada para determinação da força de atrito.	66
Figura 4.2 – Resultados experimentais do atrito para o avanço do pistão com velocidade máxima.	67
Figura 4.3 – Resultados experimentais do atrito para o recuo do pistão com velocidade máxima.	67
Figura 4.4 – Gráfico da força de atrito em relação à velocidade com dados experimentais e a curva de ajuste do modelo.	68
Figura 4.5 – Configuração do teste de capacitância.	70
Figura 4.6 – Simulação da capacitância.	71
Figura 4.7 – Resultados dos experimentos e simulações linear e não linear para o teste de compressibilidade com condição inicial mínima e diferentes cargas.	76
Figura 4.8 – Resultados dos experimentos e simulações linear e não linear para o teste de compressibilidade com condição inicial máxima e diferentes cargas.	81
Figura 4.9 – Configuração da bancada para caracterização da válvula proporcional.	82
Figura 4.10 – Comparação do comportamento de duas válvulas proporcionais.	83
Figura 4.11 – Curva experimental de vazão das válvulas proporcionais.	84
Figura 4.12 – Comparação entre vazão experimental e modelo.	85
Figura 4.13 - Configuração da bancada para análise da linha fluida.	86

Figura 4.14 – Resultado da perda de pressão ao longo da linha fluida para diversos comprimentos e vazões.	87
Figura 4.15 – Resultado da atenuação e atraso de vazão da válvula proporcional ao longo da linha fluida para diversos comprimentos.	88
Figura 4.16 – Comparação entre vazão experimental e modelo de atraso do fluxo.	89
Figura 4.17 – Diagrama para a simulação não linear do sistema de atuação.	90
Figura 4.18 – Simulação não linear da resposta ao degrau com amplitude máxima.	91
Figura 4.19 – Análise de sensibilidade do coeficiente de atrito viscoso.	92
Figura 4.20 – Simulação não linear com novo coeficiente de atrito da resposta ao degrau com amplitude máxima.	94
Figura 4.21 – Simulação não linear da resposta à onda quadrada com 20% de amplitude e 1,1Hz de frequência.	96
Figura 4.22 – Simulação não linear da resposta à senóide de amplitude máxima e 1,3Hz de frequência.	98
Figura 4.23 – Simulação não linear com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 0,027Hz de frequência.	99
Figura 4.24 – Simulação não linear com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 0,27Hz de frequência.	100
Figura 4.25 – Simulação não linear com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 1,3Hz de frequência.	101
Figura 5.1 – Configuração do experimento 5.1.	103
Figura 5.2 – Deslocamento resultante da entrada degrau com amplitude dentro da faixa de sinais de comando.	104
Figura 5.3 – Análise da precisão da derivada primeira e segunda do deslocamento.	104
Figura 5.4 – Resposta ao degrau com amplitude máxima no sentido positivo.	106
Figura 5.5 – Configuração do experimento 5.2.	107

Figura 5.6 – Resposta ao degrau com amplitude máxima no sentido negativo.	109
Figura 5.7 – Novo gráfico da força de atrito em relação à velocidade com dados experimentais e a curva de ajuste do modelo.	110
Figura 5.8 – Comparação entre simulações e resultados experimentais.	112
Figura 5.9 – Resposta ao pulso de amplitude e duração variáveis.	114
Figura 5.10 – Resposta à onda quadrada com 20% da amplitude máxima e 1,1Hz de frequência.	115
Figura 5.11 – Resposta à onda quadrada com amplitude máxima e 1,3Hz de frequência.	116
Figura 5.12 – Resposta à senóide com amplitude máxima e diferentes frequências, sentido negativo.	120
Figura 5.13 – Resposta à senóide com amplitude máxima e diferentes frequências, sentido positivo.	122
Figura 5.14 – Seguimento de trajetória senoidal de diferentes frequências com controlador proporcional.	126
Figura 5.15 – Malha de controle proporcional integral derivativo.	127
Figura 5.16 – Seguimento de trajetória senoidal com controlador proporcional integral derivativo.	127
Figura 5.17 – Análise do desempenho do sistema com e sem transdutores.	128
Figura A.1 – Curva de calibração do transdutor de deslocamento.	135
Figura A.2 – Curva de calibração do transdutor de pressão PSE560-02.01.	138
Figura A.3 – Curva de calibração do transdutor de pressão PSE560-02.02.	138
Figura A.4 – Curva de calibração do transdutor de pressão PX2.	138
Figura A.5 – Curva de calibração dos transdutores de vazão.	140
Figura A.6 – Curva da perda de pressão dos transdutores de vazão.	141

Lista de tabelas

Tabela 2.1 – Características do ar comprimido.	28
Tabela 2.2 – Características técnicas do compressor.	29
Tabela 2.3 – Características técnicas da válvula reguladora de pressão.	29
Tabela 2.4 – Características técnicas da mangueira.	30
Tabela 2.5 – Características técnicas da válvula proporcional.	31
Tabela 2.6 – Características técnicas da válvula direcional.	32
Tabela 2.7 – Características técnicas do cilindro pneumático.	33
Tabela 2.8 – Características técnicas do transdutor de deslocamento linear.	33
Tabela 2.9 – Características técnicas dos transdutores de pressão.	34
Tabela 2.10 – Características técnicas do transdutor de vazão.	34
Tabela 3.1 – Parâmetros conhecidos da simulação linearizada.	47
Tabela 3.2 – Parâmetros estimados da simulação linearizada.	48
Tabela 4.1 – Coeficientes do modelo de atrito.	68
Tabela 4.2 – Coeficientes do modelo da válvula proporcional.	85
Tabela 5.1 – Coeficientes do novo modelo de atrito.	110
Tabela A.1 – Tabela da curva de calibração do transdutor de deslocamento.	134
Tabela A.2 – Incertezas de medição do transdutor de deslocamento.	135
Tabela A.3 – Tabela de calibração do transdutor de pressão PSE560-02.01.	136
Tabela A.4 – Tabela de calibração do transdutor de pressão PSE560-02.02.	137
Tabela A.5 – Tabela de calibração do transdutor de pressão PX2.	137
Tabela A.6 – Incertezas de medição do transdutor de pressão PSE560-02.01.	139
Tabela A.7 – Incertezas de medição do transdutor de pressão PSE560-02.02.	139
Tabela A.8 – Incertezas de medição do transdutor de pressão PX2.	140

Simbologia

Lista de símbolos

A	Área útil, m ²
A_o	Área transversal de passagem de gás em um orifício, m ²
b	Atrito viscoso, N.s/m
C_d	Coefficiente de descarga
c_p	Calor específico do ar a pressão constante, J/(kg.K)
c_v	Calor específico do ar a volume constante, J/(kg.K)
F_{at}	Força de atrito, N
F_D	Força de atrito dinâmico, N
F_s	Força de atrito estático, N
g	Aceleração da gravidade, m/s ²
k	Relação de calores específicos, adimensional
k_P	Ganho proporcional do controlador
k_D	Ganho derivativo do controlador
k_I	Ganho integral do controlador
L	Curso do pistão, m
M	Massa, kg
P_{atm}	Pressão atmosférica, Pa
P_f	Pressão de alimentação, Pa
P_j	Pressão à jusante, Pa
P_m	Pressão à montante, Pa
Q	Vazão mássica, kg/s
R	Constante universal dos gases, J kg/K
T	Temperatura, K
x	Deslocamento do atuador, m
\dot{x}_s	Velocidade de Stribeck, m/s
x_v	Tensão de controle, Volts

Subscrito

1	Referente à câmara 1
2	Referente à câmara 2
h	Referente à haste do atuador

Sobrescrito

$(\dot{ })$	Derivada primeira
$(\ddot{ })$	Derivada segunda

Símbolos gregos

ρ	Massa específica, kg/m ³
--------	-------------------------------------

1. Introdução

1.1. Objetivos

O objetivo final deste trabalho é modelar detalhadamente o sistema de atuação e suas não linearidades características, quais sejam: a compressibilidade e atrito nas câmaras do atuador; a compressibilidade, flexibilidade e perda de carga na linha de transmissão e a perda de carga na válvula de controle.

Esse modelo pode ser utilizado posteriormente para calibrar corretamente as estratégias de controle em tempo real que irão compensar as não linearidades do mesmo e, conseqüentemente, conseguirão aproximar o comportamento real do sistema de atuação pneumático de um sistema ideal.

Por fim, realizaram-se simulações e experimentos que comprovassem a validade do modelo teórico e da estratégia de controle proposta.

1.2. Motivação

Este trabalho surgiu como continuidade e complemento de pesquisas anteriores sobre o tema: Albuquerque (2009) construiu uma plataforma de Stewart composta por seis atuadores pneumáticos; o equipamento desenvolvido em escala reduzida está representado na Figura 1.1. Esse tipo de robô paralelo é um sistema mecatrônico que reproduz os três ângulos de atitude – arfagem, rolagem e guinada – e deslocamentos lineares – horizontal, vertical e lateral – de forma a imitar os principais movimentos associados a qualquer veículo. A plataforma de Stewart é comumente utilizada em simulações de voo, nas quais os seis graus de liberdade se tornam necessários para reproduzir com precisão o comportamento de uma aeronave. A Figura 1.2 apresenta essa aplicação prática para a plataforma: um simulador de voo, utilizado no Centro de Treinamento de Operações da Varig, Rio de Janeiro.

Embora a influência da compressibilidade do ar na dinâmica e controle da plataforma de Stewart não tenha sido analisada nos trabalhos anteriores ela se

mostrou relevante, sendo necessário o estudo do sistema de atuação de maneira isolada. Os efeitos do gás no sistema consistem, principalmente, de escoamentos turbulentos e com perdas através dos orifícios das válvulas de controle, atraso e atenuação da vazão ao longo dos tubos de conexão do sistema – que em ambientes industriais costumam ser ainda mais significativos devido à distância maior entre os componentes do sistema de atuação – culminando em uma alta sensibilidade ao atrito e um efeito de capacitância do volume de ar nas câmaras, que pode comprimir-se ou expandir-se com o movimento da haste.

Dessa forma, esse trabalho se propõe a obter experimentalmente os parâmetros do modelo dinâmico do sistema de atuação para que esse possa ser utilizado para avaliações experimentais na plataforma e posteriormente, no aprimoramento do controle do sistema de atuação e, por consequência, do simulador de movimentos.



Figura 1.1 – Plataforma de Stewart com seis graus de liberdade.



Figura 1.2 – Simulador de voo do Centro de Treinamento de Operações da Varig, Rio de Janeiro.

1.3. Descrição do sistema físico

O simulador desenvolvido pode ser considerado um sistema de posicionamento dado que ele posiciona uma carga mecânica – no caso, a base móvel da plataforma – em uma determinada localização, que pode ser variável no tempo. O principal elemento desse sistema é o que aplica a força sobre a carga: o atuador.

Atuadores pneumáticos são aqueles que transformam a energia do ar comprimido em movimento. São uma escolha atraente para aplicações que necessitem de força, rapidez de resposta e precisão além de serem equipamentos leves, baratos, limpos – se comparados aos hidráulicos – e de baixo risco, visto que utilizam apenas ar comprimido em sua operação. Ademais, são aconselháveis para ambientes adversos, como os com riscos de explosão, e não necessitam de tratamento em sua linha de retorno, podendo ser apenas despejados na atmosfera.

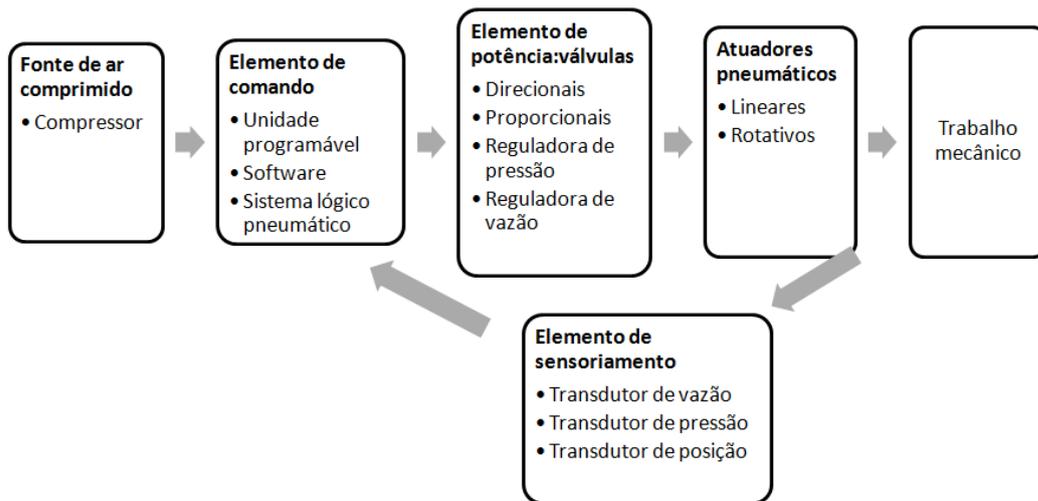


Figura 1.3 – Princípio de funcionamento do sistema de atuação pneumático.

O princípio de funcionamento dos atuadores pneumáticos está representado na Figura 1.3. Primeiramente é necessário um gerador do fluido de trabalho desse tipo de sistema: o ar comprimido. Os compressores são equipamentos responsáveis por aumentar a pressão do gás, o que pode ser realizado de duas maneiras: reduzindo-se o volume do gás, como é o princípio de funcionamento de compressores de êmbolo, ou diminuindo o fluxo do ar, lógica empregada em compressores centrífugos, por exemplo.

Os elementos de comando são os responsáveis por controlar todo o sistema de atuação. Suas decisões são baseadas nas informações obtidas pelos componentes de sensoriamento, dispositivos capazes de mensurar algum tipo de energia, como campos magnéticos, pressão, fluxo, temperatura, movimento, entre outros. Antigamente, esse controle era feito através de sistemas lógicos eletropneumáticos, constituídos por contatos e bobinas magnéticas que ligavam ou desligavam os dispositivos elétricos do sistema de atuação, como as válvulas eletropneumáticas. Com o desenvolvimento dos controladores eletrônicos, o circuito lógico foi substituído por unidades programáveis tais como o controlador lógico programável (CLP), microcontroladores ou computadores dedicados com softwares específicos. A principal linguagem de programação utilizada nos CLP é a *Ladder*, na qual as funções lógicas e o modo de execução foram baseados na lógica horizontal de atuação dos antigos circuitos eletropneumáticos, com seus contatos e relés magnéticos.

Após sua geração no compressor, o ar comprimido passa pelos elementos de potência, que recebem os sinais enviados pelo sistema de comando e direcionam o ar com a pressão e vazão desejadas para os atuadores. Dentre os elementos de potência, as válvulas elétricas são as que se destacam, justamente por serem acionadas sem a necessidade de comandos físicos, ao contrário das que têm um acionamento mecânico ou pneumático. Existem muitos modelos distintos de válvulas eletropneumáticas, que variam principalmente em relação à geometria do orifício de passagem de ar, tipo de elemento regulador e número de entradas/saídas e percursos disponíveis. Levando em consideração essas características, as válvulas podem ser divididas em três grupos principais: válvulas solenóides do tipo *on/off*, válvulas proporcionais e servoválvulas. As primeiras permitem ou bloqueiam totalmente o fluxo de ar; as segundas possibilitam a passagem e controle da vazão e as últimas, além de regular a velocidade do escoamento do ar, comandam a direção de atuação do gás.

Ao chegar enfim aos atuadores pneumáticos, o ar comprimido causa um diferencial de pressão que resulta em movimento da haste ou pás do mesmo, proporcionando o trabalho mecânico capaz de movimentar a carga da forma desejada. As grandezas de pressão e vazão as quais agem sobre o atuador estão diretamente relacionadas com a força e velocidade com as quais esse trabalho é realizado.

No entanto, embora possuam certas vantagens sobre sistemas hidráulicos e elétricos, os sistemas pneumáticos apresentam restrições devido à principal característica de seu fluido: a compressibilidade do ar confere características não lineares ao sistema, desde seu escoamento turbulento pelas válvulas e mangueiras de conexão, até sua atuação dentro do cilindro – a qual inclui grande influência do atrito, vazamento entre as câmaras e volumes inativos durante o curso do pistão. Essas características particulares do sistema dificultam seu controle e posicionamento preciso, limitando sua aplicação a tarefas com pontos discretos de parada – situação que pode ser contornada somente por meio de uma correta estratégia de controle.

1.4. Revisão bibliográfica

Diversos trabalhos em modelagem e controle de sistemas pneumáticos têm sido desenvolvidos de forma a contornar os problemas inerentes às características do fluido de atuação. Com respeito à modelagem matemática do sistema, Fox *et al* (2006), bem como Beater (2007), apresentam as equações básicas da termodinâmica e sua aplicação para o caso do fluxo de fluidos compressíveis, caracterizando dessa maneira o escoamento turbulento que ocorre nos orifícios de área variável das válvulas de controle. Ning e Bone (2005), por sua vez, propõe um modelo experimental não linear ligeiramente diferente do tradicional, relacionando a vazão à raiz quadrada da diferença das pressões a jusante e montante. Em todos esses trabalhos são desprezados os vazamentos internos deste elemento, embora eles sejam considerados uma grande origem de ineficiência nos sistemas pneumáticos.

O modelo isoentrópico do processo termodinâmico nas câmaras do cilindro pneumático é o mais largamente utilizado. Neste, a relação de calores específicos é considerada constante e o processo, adiabático e reversível, como pode ser verificado nos trabalhos de Endler *et al* (2008), Krivts e Krejnin (2006) e Perondi (2002). O processo politrópico é considerado por poucos autores, tais como Beater (2007) e Richer e Hurmuzlu (2001), no qual a relação de calores específicos varia de um até o valor admitido no processo isoentrópico.

O atrito em atuadores pneumáticos é outro assunto frequentemente estudado devido à complexidade envolvida em seu comportamento. Graças à compressibilidade do ar, o atrito depende da velocidade de uma maneira extremamente não

linear, possuindo um comportamento viscoso durante o movimento da haste mas mudando suas características em momentos de parada ou alteração do sentido de velocidade. Além disso, os efeitos do atrito variam no tempo e podem depender da lubrificação, temperatura, materiais e vedação do cilindro.

O modelo mais simples para o atrito em sistemas de atuação pneumáticos é o proposto por Hamiti *et al* (1996) e Richer e Hurmuzlu (2001), que inclui o atrito viscoso – proporcional à velocidade – e o atrito de Coulomb, também conhecido como atrito seco, que pressupõe que existe uma força constante e contrária ao sentido de deslocamento relativo entre dois corpos. Nouri *et al* (2000) acrescentaram à esse modelo o efeito *Stribeck* de atenuação entre o modelo estático e o dinâmico da força de atrito; Andriguetto *et al* (2006) comprovam experimentalmente a validade desse modelo, considerado o mais realista dentre os clássicos. Por fim, Perondi (2002) utiliza o modelo LuGRE desenvolvido por Canudas de Wit, que além de reproduzir todos os fenômenos citados anteriormente, leva em consideração um comportamento elástico microscópico antes do deslizamento entre os materiais em contato. Embora tenha sido uma significativa contribuição para a modelagem do atrito, o modelo LuGRE acrescenta uma equação diferencial ao modelo dinâmico do atuador e possui parâmetros físicos não facilmente identificados.

A linha fluida é um elemento raramente modelado de maneira isolada nos sistemas pneumáticos, dado que seus efeitos só são claramente percebidos em linhas longas, isto é, com mais de um metro de comprimento. Os tubos são responsáveis pela perda de pressão em seu comprimento devido ao atrito com as paredes do mesmo e o escoamento compressível do ar comprimido resulta em uma propagação em onda, com a expansão e compressão do gás ao longo do processo. Essa característica irá resultar em uma latência na resposta da vazão na extremidade do tubo de transmissão e em uma atenuação da amplitude do fluxo. Beater (2007) demonstra alguns modelos, clássicos e empíricos, para o atrito em tubos compridos e atrasos e atenuações na vazão de acordo com a mudança das pressões e fluxo de entrada no tempo. Richer e Hurmuzlu (2001) propõe um modelo de vazão ao longo da linha fluida baseado em uma equação de onda em uma dimensão com termos dissipativos.

Com relação ao controle desse tipo de sistema, os trabalhos são divididos entre um controlador não linear ou a linearização dos modelos pneumáticos em

torno de um ponto de operação unido ao controle clássico. Scavarda *et al* (1999) compara o desempenho empírico de ambos os métodos, variando também o tipo de linearização empregada. Sua conclusão foi de que o modelo não linear teve desempenho melhor para o caso do controle de seguimento de trajetória, ao passo que a realimentação de estados com ajuste adaptativo dos ganhos apresentou resultados mais satisfatórios para o controle de posição.

Richer e Hurmuzlu (2001) também utilizaram o controle não linear baseado no controle por modo deslizante, técnica que altera a dinâmica do sistema através da aplicação de um sinal de controle descontínuo que força o mesmo a comutar entre um conjunto de funções das variáveis de estado da planta. Os autores desenvolveram um modelo de ordem reduzida desprezando a dinâmica da válvula e da linha fluida, resultando em um controle mais simples porém menos eficiente para frequências altas de movimento se comparado com o modelo completo.

A dificuldade do controle não linear é a complexidade de sua construção e seu processamento computacional. Tipicamente esse controlador exige as derivadas das variáveis do modelo que nem sempre estão disponíveis para a realimentação, havendo a necessidade de se criar observadores de estado para implementar o controle corretamente. Dessa maneira, a maioria dos autores prefere utilizar as técnicas de linearização aliadas ao controle linear de forma a contornar esses obstáculos em contrapartida de um controle com menor eficiência longe do ponto de operação.

Uma abordagem possível do controle linear é o clássico controle proporcional integral derivativo, aplicado empiricamente por Andriguetto *et al* (2004). Segundo o autor, esse controlador não é aconselhável em sistemas pneumáticos porque os ganhos constantes do mesmo são insuficientes para reduzir o erro em regime permanente, o *overshoot* e a oscilação do sinal. Para tarefas que exigem precisão e velocidade, uma saída possível seria unir ao controle proporcional integral derivativo – o PID – técnicas não lineares, como ajuste adaptativo dos ganhos, redes neurais ou lógica *fuzzy*.

Krivts e Krejnin (2006) propõe um controlador por realimentação de estado, no qual três sinais são usados como entrada para o sinal de controle: a posição, a velocidade e a aceleração. Esse método, também conhecido como controlador PVA, utiliza a informação de erro de trajetória para ajustar a rigidez do sistema e as outras duas variáveis para melhorar o amortecimento da resposta do atuador.

No entanto, obter o sinal de aceleração da haste incluiu algumas dificuldades como a necessidade de um sensor adicional ou erros numéricos embutidos na derivação do sinal de velocidade ou deslocamento. Por essa razão, é comum utilizar um controlador modificado, com o sinal de aceleração substituído pela diferença de pressão nas câmaras do atuador.

Perondi (2002), por sua vez, faz a divisão do sistema de atuação pneumático em dois subsistemas: um mecânico acionado por uma força gerada por um subsistema pneumático. Dessa forma o projeto de controle pode ser separado em duas fases: a primeira para, a partir de uma trajetória desejada, calcular a força que deve ser aplicada para manter esse deslocamento e a segunda fase para determinar o comando na válvula de controle para que o subsistema pneumático forneça essa força desejada. Visto que essas duas malhas de controle estão interligadas e são dependentes, esse tipo de controle é conhecido como controle em cascata. Essa arquitetura de controle facilita o projeto, pois permite a escolha de leis de controle mais adequadas às características de cada subsistema – a não linearidade inerente ao subsistema pneumático não aparece no subsistema mecânico, que aceita bem o controle clássico sem a necessidade de processos de linearização.

1.5. Organização do trabalho

No capítulo 2 são descritos os componentes da bancada experimental e o sistema de medição, cujas calibrações encontram-se no Apêndice A. No capítulo 3 estão as equações matemáticas utilizadas na modelagem de todos os elementos do sistema de atuação e simulações. No capítulo 4 são demonstrados os testes individuais para determinação experimental de parâmetros e, no capítulo 5, os experimentos realizados para caracterização do comportamento do sistema em conjunto. Finalmente, no capítulo 6 são apresentadas as sugestões para trabalhos futuros e as conclusões da dissertação.

2. Descrição do Sistema de Atuação

2.1. Descrição geral do sistema

A fim de verificar a validade dos modelos matemáticos e da estratégia de controle propostos, foi montada uma bancada de testes no Laboratório de Desenvolvimento de Controle (LDC), do Departamento de Controle e Automação da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. O equipamento foi construído de forma a reproduzir os movimentos típicos de um simulador, como a plataforma de Stewart. A bancada possui suportes mecânicos e conexões pneumáticas de fácil encaixe, o que permite diversas configurações de posição para seus elementos, visando o estudo isolado de cada não linearidade. A Figura 2.1 traz a imagem do desenho esquemático do aparato, bem como as distintas configurações no plano em que o atuador pode ser posicionado.

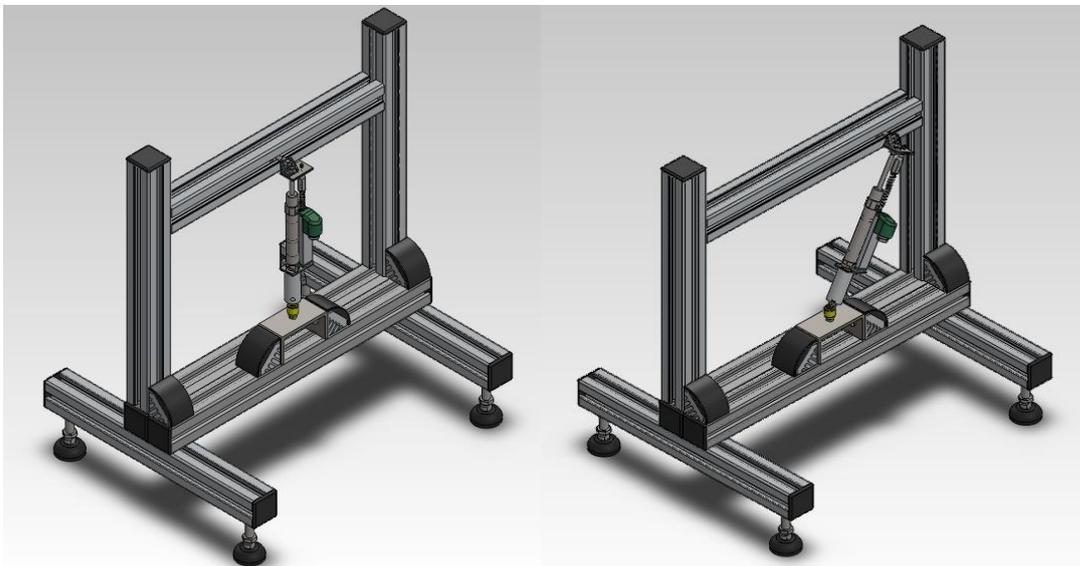


Figura 2.1 – Desenho tridimensional esquemático da bancada experimental

A bancada consiste de: um compressor e uma válvula reguladora de pressão que não estão representados na figura, dois transdutores de vazão, três transdutores de pressão, um transdutor de posição acoplado a um cilindro pneumático e um conjunto de válvulas eletropneumáticas. O sistema de aquisição de dados é com-

posto de duas placas analógicas da *National Instruments* conectadas em paralelo e em comunicação serial com um computador.

Inicialmente, a configuração do sistema incluía um acelerômetro e a atuação do mesmo era realizada por meio de uma válvula bidirecional conectada em série com outras duas válvulas proporcionais – uma para cada câmara do pistão pneumático. A Figura 2.2 demonstra como estavam dispostos os elementos do sistema nessa configuração.

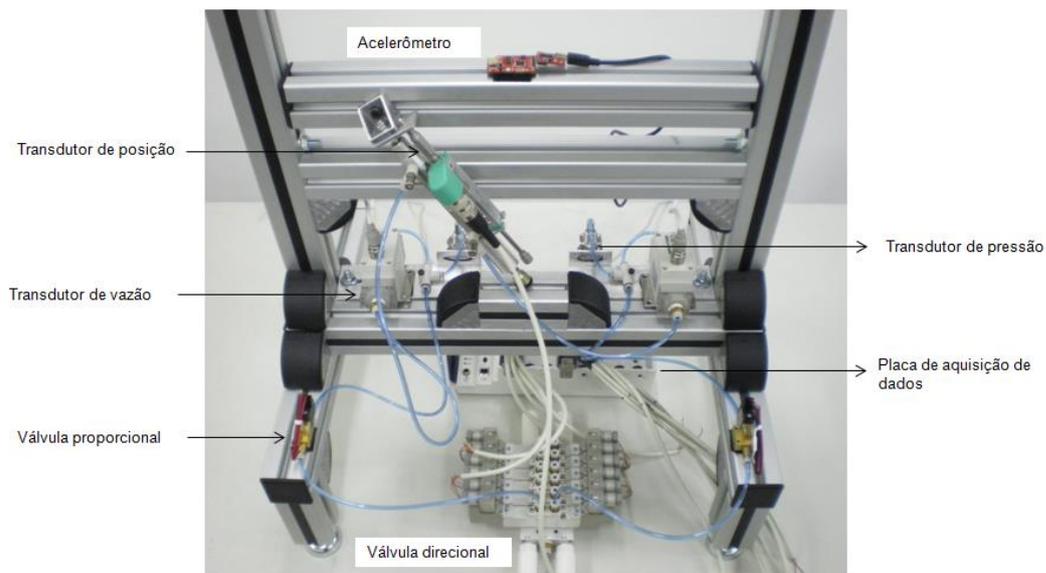


Figura 2.2 – Configuração inicial da bancada de testes.

Com relação ao acelerômetro, a ideia original era a de obter os dados de velocidade e deslocamento por meio da integração dos dados de aceleração da haste acoplada ao atuador. No entanto, devido à natureza capacitiva deste tipo de sensor, é necessário utilizar as informações de outros sensores – como um girômetro, por exemplo – para isolar com eficiência a gravidade das acelerações a serem medidas. Essa abordagem exige tratamentos de dados mais complexos ou estimadores de variáveis, tal como o filtro de Kalman. Além disso, a informação de posição obtida por esse método possui uma precisão muito inferior a do transdutor de posição pois está sujeita a erros acumulativos no processo de integração, o que torna esse método confiável apenas para pequenos intervalos de tempo. Dessa maneira, optou-se por utilizar apenas as medições do transdutor de deslocamento linear neste trabalho.

Com relação ao conjunto de válvulas eletropneumáticas, devido à falta no mercado de uma válvula bidirecional de controle de fluxo nas proporções e capacidade desejadas, optou-se por utilizar uma combinação de válvulas que, em conjunto, desempenhassem o papel daquela. Inicialmente, a configuração era composta por uma válvula direcional, responsável por direcionar o fluxo de ar, e duas válvulas proporcionais que controlavam a quantidade de vazão de cada câmara do atuador. Contudo essa configuração limitava o controle do sistema ao permitir apenas sinais de comando de mesmo módulo e sentidos opostos para os dois lados de atuação do cilindro.

Dessa forma, para otimizar a ação do controle no sistema, adotou-se uma nova configuração: para cada câmara do atuador, há uma dupla de válvulas que permite ou bloqueia a passagem de ar; visto que elas são válvulas proporcionais, também é possível controlar a quantidade de ar no tempo – vazão – despejado no mesmo. Em outras palavras, essas quatro válvulas têm a função de comandar a partida, a parada e o sentido de movimento do atuador ao passo em que também controlam a velocidade com que isso ocorre. A Figura 2.3 traz a disposição final dos elementos da bancada, bem como o arranjo do conjunto de válvulas proporcionais.

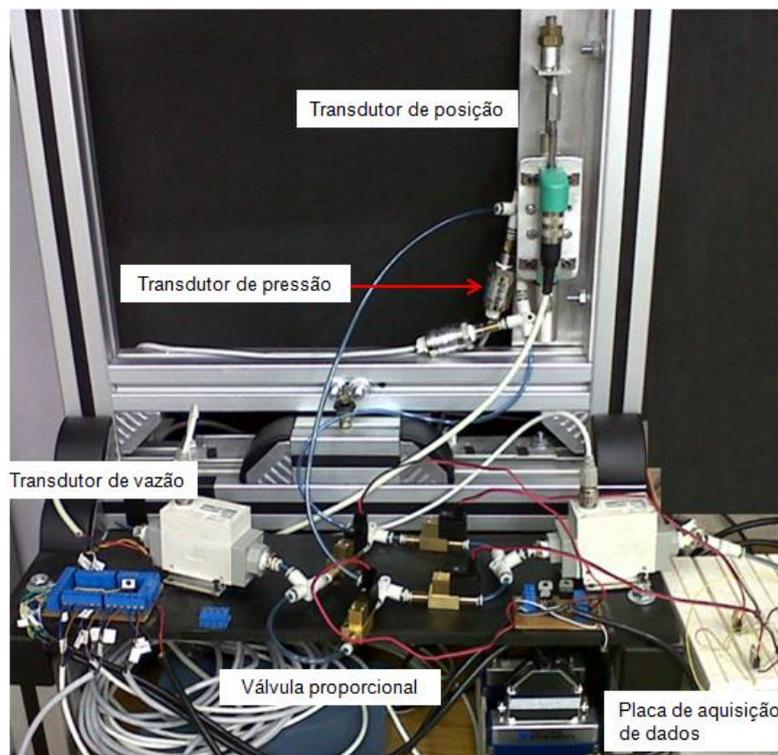


Figura 2.3 – Configuração final da bancada de testes e seus principais elementos.

Por fim, o posicionamento dos transdutores de vazão também teve de ser cuidadosamente arquitetado, uma vez que esses equipamentos são unidirecionais, ou seja, eles medem corretamente o fluxo de ar em apenas um sentido. Como só havia dois desses instrumentos disponíveis, foi necessário criar uma linha única de entrada de ar comprimido para o sistema, na qual se adicionou o transdutor de vazão de enchimento, que logo em seguida era dividida para cada câmara por uma conexão em 'T'. Para medir o fluxo de exaustão, uniu-se o escape das válvulas de exaustão em uma linha também conectada em 'T', que levava ao transdutor de vazão antes de liberar o ar na atmosfera. Essa configuração só mede o fluxo com eficácia para os casos em que as câmaras não estão sendo alimentadas ou esvaziadas simultaneamente.

Um diagrama esquemático da bancada em sua configuração final é apresentado na Figura 2.4 – as linhas cheias representam o percurso percorrido pelo ar nas mangueiras e as linhas pontilhadas, sinais elétricos que estão sendo enviados ou recebidos pela placa de aquisição, de acordo com o sentido de sua seta. O compressor é responsável por coletar o ar ambiente e aumentar sua pressão. Esse ar comprimido passa pela válvula reguladora que limita e estabiliza sua pressão, além de servir como filtro e garantir a qualidade do mesmo. A seguir, o fluido chega ao conjunto de válvulas proporcionais, que irá direcionar o fluxo entre as câmaras, o suprimento e a atmosfera ao mesmo tempo em que ajusta a proporção de ar que passa pelo sistema, tudo isso através de comandos vindos das placas de aquisição. Enquanto passa pela linha, o comportamento do gás é medido por um transdutor de vazão e outro de pressão tanto na mangueira de suprimento quanto na de retorno, fornecendo as informações de vazão de enchimento e de exaustão. Por fim, esse ar pressurizado irá aumentar ou diminuir a pressão dentro de uma das câmaras do pistão pneumático, acarretando em seu movimento, o qual será medido pelo transdutor de posição acoplado à haste do mesmo. A partir dessa informação de deslocamento, podem ser estimadas a velocidade e aceleração do atuador pneumático.

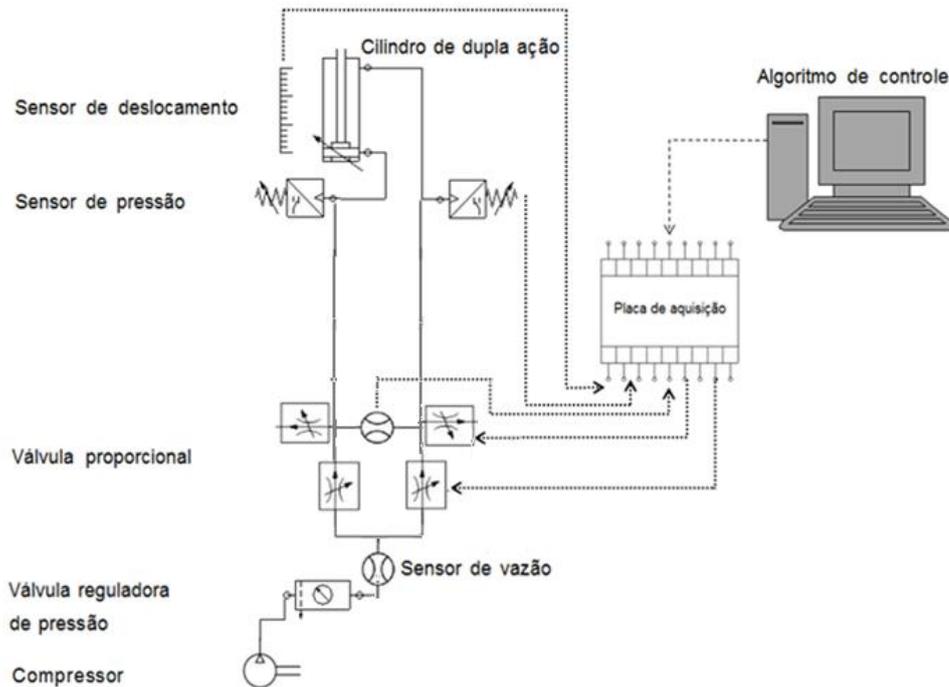


Figura 2.4 – Esquema da bancada experimental.

A seguir serão detalhados os componentes utilizados na bancada experimental, de acordo com os dados obtidos nos respectivos manuais técnicos. As curvas de calibração dos transdutores usados estão descritas no Apêndice A.

2.2. Componentes do sistema pneumático

2.2.1. Ar comprimido

O principal elemento do sistema pneumático é o próprio gás de trabalho. A Tabela 2.1 traz as características do ar comprimido nas condições experimentais consideradas, ou seja, um processo isotérmico com fornecimento de ar constante e ilimitado.

Tabela 2.1 – Características do ar comprimido.

Constante universal dos gases - R	287 [J kg/K]
Temperatura - T	293 [K]
Pressão de alimentação - P_f	$5 \cdot 10^5$ [Pa]
Pressão atmosférica - P_{atm}	$1 \cdot 10^5$ [Pa]
Massa específica - ρ	1,178 [kg/m ³]
Relação de calores específicos do ar - k	1,4

2.2.2. Compressor

A função do compressor é de pressurizar o ar ambiente para que ele seja utilizado no circuito pneumático. Seu princípio de funcionamento é rotativo, no qual o gás é comprimido por rotores que giram em sentidos contrários. O ar entra pela abertura de sucção e preenche os espaços entre os filetes dos rotores; à medida que as engrenagens se encaixam, o gás passa a ocupar áreas cada vez menores, provocando sua compressão. A Tabela 2.2 traz informações do modelo utilizado.

Tabela 2.2 – Características técnicas do compressor.

Modelo/Fabricante	CD TOP 10 FIAC
Vazão nominal	170 [l/min]
Pressão máxima de abastecimento	$8 \cdot 10^5$ [Pa]
Reservatório	10 [l]

2.2.3. Filtro e válvula reguladora de pressão

Visando proteger os componentes do sistema de impurezas e restringir a pressão de trabalho, acoplou-se ao compressor uma válvula reguladora de pressão adicionada de um filtro. O ajuste da válvula foi feito de forma a limitar a pressão de fornecimento em $5 \cdot 10^5$ Pa. A Tabela 2.3 mostra as principais características técnicas desse instrumento.

Tabela 2.3 – Características técnicas da válvula reguladora de pressão.

Modelo/Fabricante	AW20-F02BE SMC
Fluido de operação	Ar
Pressão de operação	$5 \cdot 10^4$ a $8,5 \cdot 10^5$ [Pa]
Temperatura de operação	-5 a 60 [°C]
Taxa nominal de filtragem	5 [μ m]

2.2.4. Mangueira

Os tubos que conectam todos os elementos do sistema pneumático causam dois principais efeitos em seu funcionamento: o primeiro diz respeito à queda de pressão ao longo de seu comprimento e o segundo, ao atraso e atenuação da vazão de um ponto a outro. Esses efeitos surgem devido à flexibilidade da mangueira e

ao escoamento compressível do ar. Foi utilizado em todo o sistema segmentos da mesma mangueira, com tamanhos distintos em função da distância mínima entre os componentes. A Tabela 2.4 discrimina as principais características da linha fluida.

Tabela 2.4 – Características técnicas da mangueira.

Modelo/Fabricante	TU0425 SMC
Fluido de operação	Ar/Água
Material	Poliuretano
Diâmetro externo	4 [mm]
Diâmetro interno	2,5 [mm]
Pressão máxima de operação	$8 \cdot 10^5$ [Pa]
Temperatura de operação	-20 a 60 [°C]

2.2.5. Válvula de controle

A grande vantagem formação proposta com relação à tradicional é a maior possibilidade de configurações da vazão no sistema. Válvulas bidirecionais só permitem três condições: nenhum dos lados recebe vazão, um enche enquanto o outro esvazia e vice-versa. Já o formato proposto permite atuar sob cada câmara de maneira autônoma, dado que os comandos das válvulas são totalmente independentes. Assim, é possível ter uma combinação das posições fechada, de enchimento e de exaustão para cada lado do atuador de maneira independente, totalizando nove configurações possíveis para a vazão no sistema.

A Figura 2.5 traz uma comparação entre a configuração tradicional e a proposta. O comando elétrico da válvula bidirecional é único e permite apenas um escoamento de vazão igual para os dois lados. O conjunto de proporcionais, por outro lado, recebe quatro sinais totalmente independentes, permitindo que os processos de enchimento e exaustão sejam feitos com fluxos distintos em cada lado.

Para facilitar a modelagem e o projeto de controle, os sinais elétricos das quatro válvulas proporcionais serão simplificados para dois comandos independentes, x_{v1} e x_{v2} . Dessa forma, um sinal positivo de controle para um lado da câmara significaria o enchimento da mesma e, portanto, o comando da válvula responsável pelo enchimento e o fechamento da responsável pela exaustão; da mesma maneira, um sinal negativo de x_{vi} é traduzido na prática pela atuação da válvula

vulva de exaustão da linha correspondente e o fechamento da válvula de enchimento da mesma.

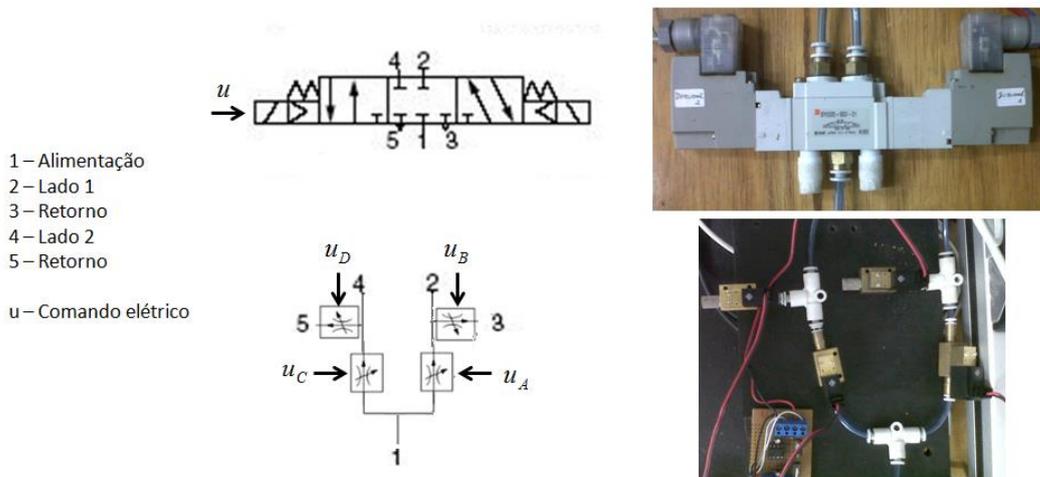


Figura 2.5 – Comparação entre a válvula bidirecional e a combinação proposta de válvulas proporcionais.

As válvulas proporcionais controlam a vazão pela variação da abertura de seu orifício através de um relé. Dentro das válvulas, encontra-se a armadura móvel que, em repouso, fecha completamente a passagem de ar; à medida em que se aplica uma tensão na válvula, sua bobina interna é proporcionalmente energizada, o que atrai a armadura. O deslocamento desta permite a passagem de ar. No modelo usado, o movimento da armadura é vertical. Estão detalhadas na Tabela 2.5 as principais características técnicas dessa válvula.

Tabela 2.5 – Características técnicas da válvula proporcional.

Modelo/Fabricante	PVQ13-6L-03-M5-A SMC
Temperatura do fluido	0 a 50 [°C]
Frequência máxima de operação	5 [Hz]
Diâmetro do orifício	0,3 [mm]
Pressão de operação	0 a 10 ⁶ [Pa]
Vazão máxima	5 [l/min]
Tensão de funcionamento	12 [V]

A principal não linearidade das válvulas é a perda de carga devido ao escoamento compressível e turbulento do ar pelos seus orifícios de área variável. Dessa forma, a curva desejada desse elemento é a de variação de vazão pela tensão

imposta ao sistema e a pressão atuante na entrada e saída de fluxo de ar. A relação entre tensão e vazão fornecida pelo fabricante encontra-se na Figura 2.6; a curva de interesse é a de variação de pressão igual a $5 \cdot 10^5$ Pa, a pressão de alimentação utilizada. Esse elemento será estudado com mais detalhes nos próximos capítulos.

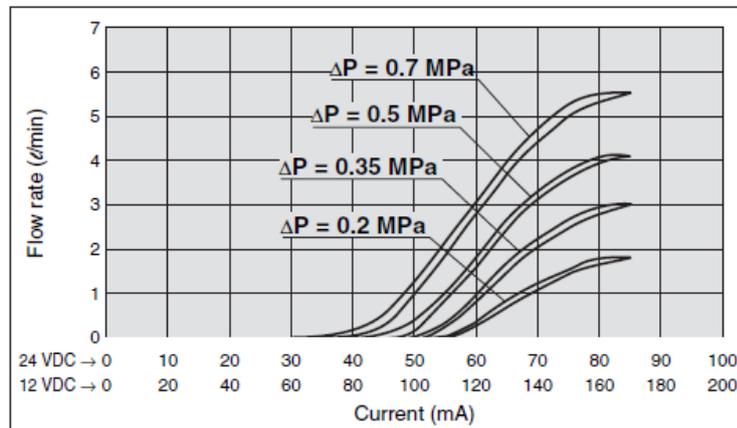


Figura 2.6 – Curva de vazão característica da válvula proporcional.

A válvula solenoide direcional, utilizada em alguns testes iniciais, consiste de um carretel atuado por duas molas cuja expansão ou retração são proporcionais à tensão fornecida. O deslocamento do carretel permite a conexão do lado atuado com a pressão de alimentação e o outro, com a atmosfera. O modelo utilizado é de centro fechado, o que significa que, em repouso ou ao serem acionados ambos os lados, a válvula fica na posição fechada, sem permitir nenhuma passagem de ar. A Tabela 2.6 mostra as principais características técnicas desse equipamento.

Tabela 2.6 – Características técnicas da válvula direcional.

Modelo/Fabricante	SY5320-5DZ-01 SMC
Tipo	5/3 vias de centro fechado
Temperatura do fluido	-10 a 50 [°C]
Frequência máxima de operação	3 [Hz]
Diâmetro do orifício	3 [mm]
Pressão de operação	0 a 10^6 [Pa]
Tempo de resposta	0,038 [s]
Vazão máxima	10 [l/min]
Tensão de funcionamento	24 [V]

2.2.6. Cilindro pneumático

Foi utilizado um cilindro pneumático de dupla ação, que pode ser acionado em ambas as câmaras, propriedade que aprimora a ação do controle na movimentação do êmbolo. A Tabela 2.7 contém as características do modelo utilizado.

Tabela 2.7 – Características técnicas do cilindro pneumático.

Modelo/Fabricante	C85N16-50 SMC
Diâmetro do êmbolo	16 [mm]
Diâmetro da haste	6 [mm]
Curso da haste	50 [mm]
Massa da haste	110 [g]
Pressão de serviço	$5 \cdot 10^4$ a 10^6 [Pa]
Temperatura ambiente	-20 a 80 [°C]
Velocidade da haste	0,05 a 1,5 [m/s]

2.3. Transdutores

2.3.1. Transdutor de deslocamento linear

O transdutor de deslocamento linear utilizado foi do tipo régua potenciométrica, cujo princípio de funcionamento é gerar um sinal elétrico proporcional à variação da resistência elétrica ocasionada pela alteração de posição do contato do cursor interno.

O transdutor foi posicionado de forma paralela ao cilindro pneumático e preso ao mesmo através de barras de alumínio, garantindo que sua medição representasse o deslocamento da haste do atuador. Suas principais características estão descritas na Tabela 2.8.

Tabela 2.8 – Características técnicas do transdutor de deslocamento linear.

Modelo/Fabricante	PY-2-C-050 Gefran
Curso de operação	50 [mm]
Velocidade máxima	10 [m/s]

2.3.2. Transdutores de pressão

Os três transdutores de pressão usados medem a pressão absoluta do sistema através de um diafragma de aço inoxidável: este é defletido quando sob pressão, o que altera a resistência elétrica do extensômetro acoplado ao mesmo. Esse efeito piezoresistivo é usado como parâmetro de saída do transdutor de pressão. A Tabela 2.9 contém as principais características dos transdutores usados.

Tabela 2.9 – Características técnicas dos transdutores de pressão.

Modelo/Fabricante	PSE560-02 SMC / PX2 Honeywell
Fluido de operação	Qualquer fluido ou gás
Faixa de Pressão de Operação	0 a 10^6 [Pa]
Temperatura de operação	-10 a 60 [°C] / -40 a 125 [°C]

2.3.3. Transdutores de vazão

Para medir a vazão volumétrica de ar pelas linhas e componentes do sistema, foram utilizados dois transdutores de vazão específicos para o gás. Seu método de funcionamento é térmico: um filamento aquecido fica exposto ao escoamento do fluido; se não há fluxo, a distribuição de temperatura é uniforme e a diferença de tensão entre as extremidades do fio é nula, por outro lado, a passagem de gás esfria um dos lados do fio, criando uma variação de tensão proporcional ao escoamento. As principais características técnicas desse transdutor estão na Tabela 2.10.

Tabela 2.10 – Características técnicas do transdutor de vazão.

Modelo/Fabricante	PF2A510-02-1 SMC
Fluido de operação	Ar ou Nitrogênio
Faixa de vazão de operação	1 a 10 [l/min]
Faixa de pressão de operação	$-5 \cdot 10^4$ a $5 \cdot 10^5$ [Pa]
Temperatura de operação	0 a 50 [°C]

2.4. Sistema de aquisição de dados e controle

Para o controle e aquisição de dados, foram utilizadas placas da *National Instruments* e o programa *Labview*; para análises e simulações, também foi usado o programa *Matlab/Simulink*. A taxa de aquisição dos dados foi estabelecida no valor máximo, em $5 \cdot 10^4$ Hz para todos os canais usados, resultando em um tempo de execução de 0,03 segundos para cada *loop* de controle.

Com relação às válvulas servopneumáticas, foi necessário construir quatro circuitos amplificadores de corrente uma vez que as placas de controle da *National Instruments* liberam um sinal máximo de tensão igual a 10 volts e eram necessários 12 volts para acionar as válvulas proporcionais. A Figura 2.7 mostra o esquema do circuito montado.

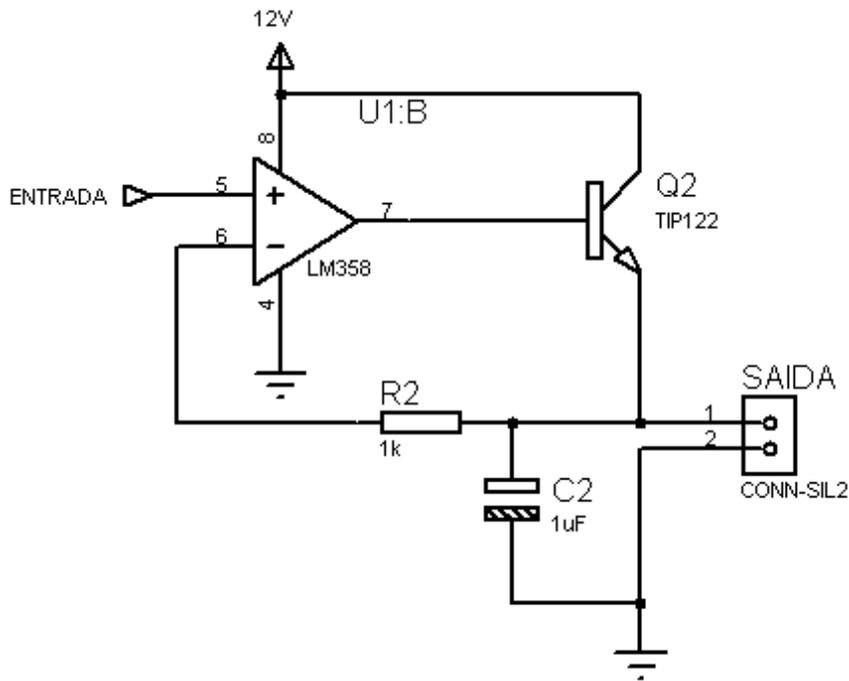


Figura 2.7 – Esquema do circuito amplificador de corrente.

Conforme se pode observar na Figura 2.6, a vazão liberada pela válvula proporcional é controlada pela corrente à qual esta é submetida. Como o programa e a placa de aquisição enviam sinais de tensão para o circuito, é necessário verificar a relação entre o sinal de comando enviado pelo software e a corrente aplicada na válvula.

A Figura 2.8 traz a relação entre o sinal de comando do *Labview* e a corrente na válvula, medida com um multímetro. Pela imagem, pode-se perceber que a

relação entre os dois é linear até os 9V; a inclinação desta reta é de 18 mA/V. Já a Figura 2.9 mostra uma aproximação da curva característica da válvula proporcional apresentada pelo fabricante – Figura 2.6 – usando o sinal de comando como entrada ao invés de corrente, baseada na relação determinada na figura anterior.

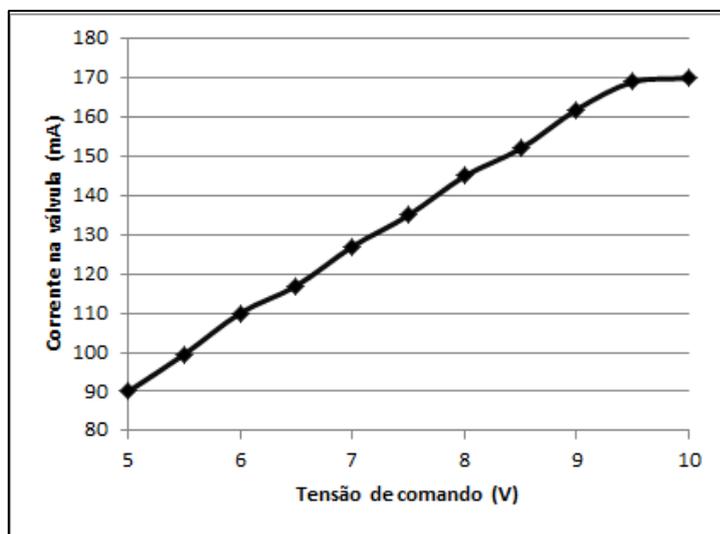


Figura 2.8 – Relação entre sinal de comando e corrente na válvula.

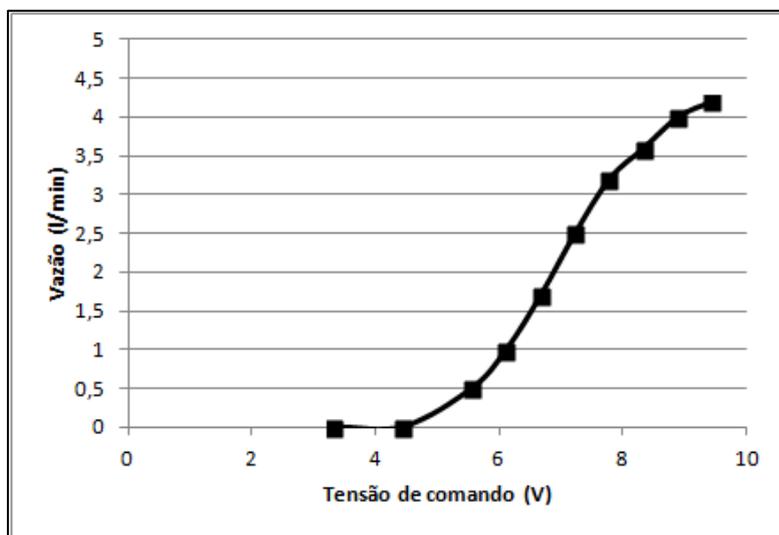


Figura 2.9 – Curva de vazão da válvula proporcional com tensão como entrada.

3. Modelagem do Sistema de Atuação

A modelagem matemática do sistema de atuação pneumático é necessária para realizar simulações condizentes com o comportamento real do mesmo e para identificar parâmetros que irão auxiliar a implementação de um sistema de controle eficiente.

Neste trabalho foi realizado o modelo de um sistema consistido de um atuador linear de dupla ação pneumático comandado por uma válvula de controle reguladora de fluxo. Este sistema relaciona as vazões de entrada nas câmaras do atuador com as pressões dentro destas e, conseqüentemente, as forças de saída no atuador, resultando em sua movimentação. Posteriormente, testes experimentais confirmaram a validade dos modelos propostos e forneceram variáveis empíricas para o ajuste do modelo teórico ao sistema representado. A Figura 3.1 traz um esquema simplificado do conjunto, com seus principais elementos.

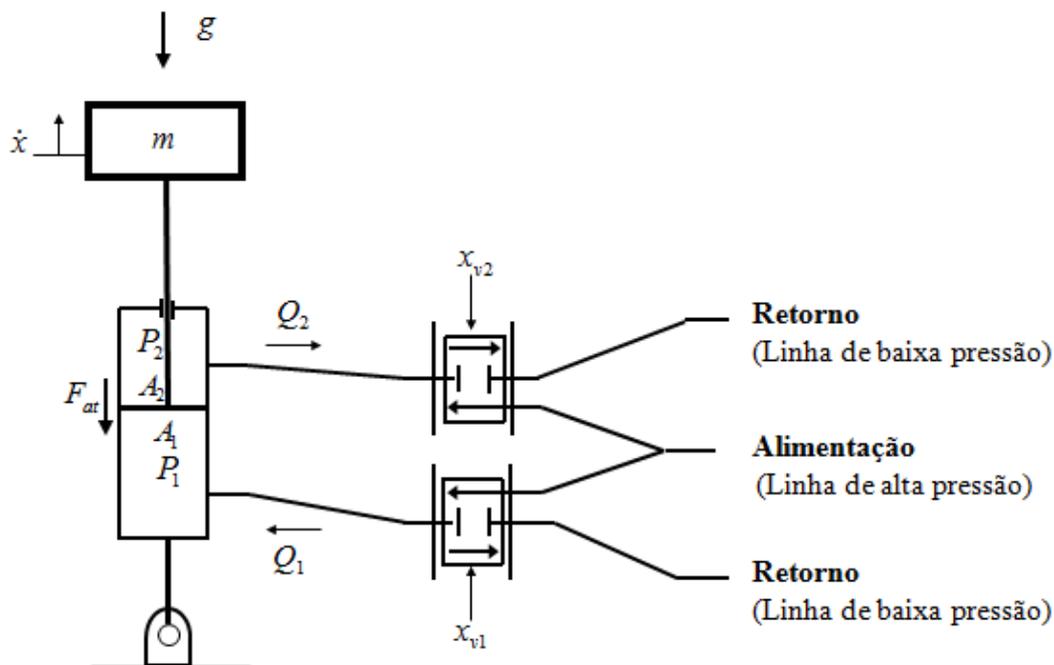


Figura 3.1 – Esquema do sistema de atuação pneumático.

Algumas considerações foram feitas para a simplificação do modelo, visando permitir sua simulação numérica e facilitar o projeto do controlador. São elas:

- a. O ar se comporta como um gás ideal.
- b. Todos os processos são adiabáticos, ou seja, sem transferência de calor entre os componentes e o ambiente.
- c. Os calores específicos a pressão e volume constante, respectivamente c_p e c_v , não se alteram durante os processos.
- d. É desprezada a energia cinética do gás e a influência da linha fluida na resposta do sistema.

A seguir são detalhados os procedimentos para a obtenção dos modelos matemáticos dos dois principais elementos do sistema: o atuador pneumático e a válvula de controle.

3.1. Modelo do cilindro pneumático

O modelo matemático que descreve a dinâmica do atuador compreende a equação de movimento para sua haste e as equações de mudança de pressão em suas câmaras. Para todos os processos é considerado que a pressão e temperatura dentro da câmara são homogêneas.

3.1.1. Dinâmica das pressões nas câmaras do atuador

As câmaras do atuador podem ser consideradas volumes de controle onde ocorrem passagem de fluido e compressão ou expansão devido ao deslocamento do pistão. Nesse caso, elas podem ser modeladas com base no princípio de conservação de massa.

Segundo Fox *et al* (2006), a taxa de acúmulo de massa no interior do volume de controle tem que ser igual à diferença entre a vazão mássica que entra e a que sai neste volume. Sendo essa diferença Q , pode-se escrever:

$$Q = \frac{\partial}{\partial t}(\rho V) = \rho \dot{V} + \dot{\rho} V \quad 3.1$$

Sendo ρ a massa específica e V o volume considerado. O primeiro termo da Equação 3.1 representa a taxa de acúmulo de massa devido ao fluxo de fluido no

volume de controle e o segundo, devido à compressibilidade do gás. Outra maneira de representar esse último fenômeno é:

$$\dot{P} = B \frac{(-\dot{V})}{V} \quad 3.2$$

Com B representando o módulo de compressibilidade do ar a temperatura constante. Para processos adiabáticos e reversíveis, isto é, isentrópicos, esse módulo pode ser descrito em função da relação de calores específicos a pressão e a volume constante, $k = c_p/c_v$, de forma que:

$$B = kP \quad 3.3$$

Além disso, para massa constante, tem-se que

$$\frac{\dot{V}}{V} = -\frac{\dot{\rho}}{\rho} \quad 3.4$$

Substituindo as Equações 3.3 e 3.4 em 3.2, resulta em:

$$\dot{\rho} = \frac{\rho}{kP} \dot{P} \quad 3.5$$

Com as hipóteses de que o processo nas câmaras é isentrópico e o ar se comporta como um gás perfeito tem-se que:

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad 3.6$$

Sendo R a constante universal dos gases e T a temperatura do processo. Substituindo as Equações 3.2 a 3.6 em 3.1, resulta em:

$$Q = \frac{P}{RT} \dot{V} + \frac{\dot{P}}{kRT} V \quad 3.7$$

Por fim, manipulando as variáveis da equação anterior, chega-se à equação da dinâmica das pressões em cada câmara:

$$\dot{P} = \frac{kRT}{V}Q - \frac{k}{V}P\dot{V} \quad 3.8$$

Considerando a origem do deslocamento da haste no meio do curso do pistão, o volume em cada câmara pode ser descrito como:

$$V_i = V_{0i} + A_i(L/2 \pm x) \quad 3.9$$

Sendo V_{0i} o volume inativo no final do curso, A_i a área útil da câmara, L o deslocamento máximo e x a posição do atuador. O sinal positivo da equação vale para a câmara 1, cujo volume aumenta no sentido positivo do deslocamento; o sinal negativo, para a câmara 2, cujo volume diminui na medida em que a posição avança no sentido positivo.

Substituindo a Equação 3.9 em 3.8, a variação de pressão nas câmaras do atuador pneumático fica:

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= \frac{kRT}{V_{01} + A_1(L/2 + x)}Q_1 - \frac{kA_1}{V_{01} + A_1(L/2 + x)}P_1\dot{x} \\ \dot{P}_2 &= \frac{kRT}{V_{02} + A_2(L/2 - x)}Q_2 + \frac{kA_2}{V_{02} + A_2(L/2 - x)}P_2\dot{x} \end{aligned} \quad 3.10$$

Novamente, o primeiro termo da Equação 3.10 modela o efeito da entrada ou saída de ar, representado pela vazão mássica Q_i , na pressão dentro das câmaras e o segundo termo considera o efeito da movimentação do pistão, que provoca compressão ou expansão do gás presente no atuador. O modelo leva em consideração a diferença de áreas nas câmaras devido à presença da haste; o vazamento entre as câmaras é considerado desprezível.

3.1.2. Movimentação da carga

A movimentação do conjunto composto pela haste do atuador e sua carga adicional pode ser descrita pela aplicação da segunda lei de Newton:

$$M\ddot{x} = P_1A_1 - P_2A_2 - P_{atm}A_h - F_{at} - Mg \quad 3.11$$

Sendo M a massa do conjunto da carga externa e da haste do pistão; F_{at} as forças de atrito entre o cilindro e o ar, que será detalhada no próximo item, P_1 e P_2 as pressões absolutas em cada câmara do atuador, P_{atm} a pressão ambiente absoluta, A_1 e A_2 as áreas efetivas em cada câmara e A_h a área transversal da haste.

A equação anterior é empregada para os casos em que o atuador se encontra na posição vertical. Para a posição horizontal, basta retirar o último termo, relativo ao efeito gravitacional do conjunto haste e carga.

3.1.3. Modelo do atrito

A força de atrito também é uma importante característica do atuador pneumático: considerada a não linearidade mais complexa de ser corretamente modelada, ela dificulta o controle de posição por causar erros de trajetória e fenômenos do tipo *stick-slip*. Esse último é característico em sistemas pneumáticos, nos quais o cilindro alterna entre deslizar ao vencer o atrito estático com o gás e ser brusca-mente freado, uma vez que o atrito dinâmico costuma ter um valor inferior. Isso significa que a cada parada ou em cada mudança de sentido de movimento, ocorre uma força de atrito diferenciada que não pode ser desprezada. A longo prazo, essa distorção limita os ciclos limites em torno de uma posição desejada e resulta em erros de regime permanente.

Há dois modelos conhecidos que, em conjunto, podem representar o atrito nesse sistema: o de Coulomb e o viscoso. O primeiro pode ser dividido entre uma força estática quando a velocidade do corpo é nula, e a força dinâmica, constante e de menor magnitude, que se opõe ao movimento. Já o segundo é proporcional à velocidade por uma constante conhecida como coeficiente de atrito viscoso. As Equações 3.12 e 3.14 trazem, respectivamente, as definições desses modelos:

$$F_{Coulomb} = \begin{cases} F_S & \text{se } \dot{x} = 0 \\ F_D \text{ sinal}(\dot{x}) & \text{se } \dot{x} \neq 0 \end{cases} \quad 3.12$$

$$\text{sinal}(\dot{x}) = \begin{cases} -1 & \text{se } \dot{x} \leq -1 \\ 0 & \text{se } \dot{x} = 0 \\ 1 & \text{se } \dot{x} \geq 1 \end{cases} \quad 3.13$$

$$F_{Viscoso} = b\dot{x} \quad 3.14$$

A união desses dois modelos causa uma descontinuidade na transição entre o modelo estático para o dinâmico. Nesse momento, entra em evidência um efeito conhecido como atrito de Stribeck: a força decai suavemente com o aumento da velocidade até alcançar uma velocidade limite a partir da qual o sistema entra no regime dinâmico.

Neste trabalho, o atrito foi modelado de acordo com Nouri *et al* (2000). O modelo leva em consideração os três atritos anteriormente definidos: o de Coulomb, o viscoso e o de Stribeck. A Equação 3.15 traz a junção desses elementos em uma função da força de atrito dependente da velocidade:

$$F_{at} = F_D + b\dot{x} + (F_S - F_D)e^{-(\dot{x}/\dot{x}_s)^2} \quad 3.15$$

Onde F_D é o atrito dinâmico, F_S o atrito estático, b o coeficiente de atrito viscoso, \dot{x} a velocidade da haste e \dot{x}_s a velocidade de Stribeck. A Figura 3.2 representa a relação entre a força de atrito modelada e a velocidade do atuador pneumático.

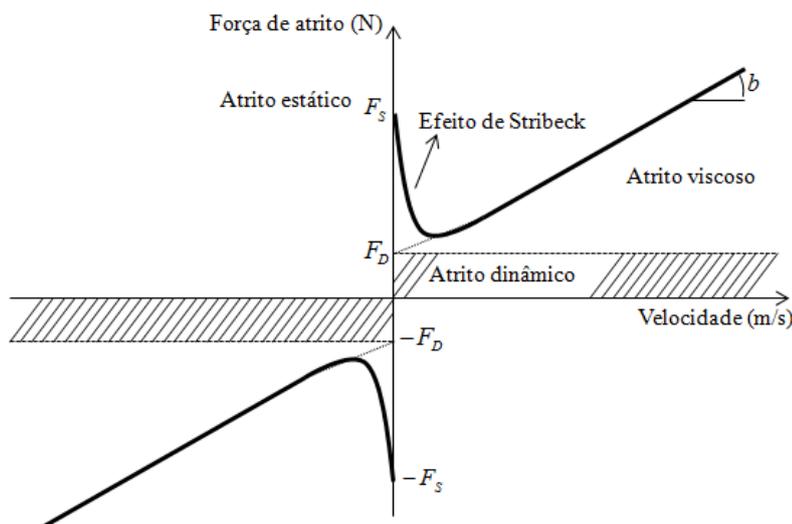


Figura 3.2 – Gráfico da força de atrito em relação à velocidade.

3.2. Modelo da válvula de controle

A válvula reguladora de vazão é o elemento de controle no sistema: através de sinais elétricos é possível variar a velocidade e o sentido da passagem de ar para o atuador. Contudo esse controle é realizado por meio da variação da área do orifício de escoamento, o que resulta em efeitos de perda de carga e estrangulamento devido à compressibilidade do gás.

Considerando que o escoamento é modificado apenas pela variação de área, não há transferência de calor, atrito nem choques na passagem do gás, caracterizando um fluxo reversível e adiabático, ou seja, isentrópico. Assume-se ainda que a velocidade é constante e o escoamento unidirecional.

Nessas condições, a vazão irá depender da razão entre as pressões a jusante e a montante – respectivamente, P_j e P_m – e pode ser subsônica ou sônica. Para o primeiro caso, a vazão irá depender diretamente da relação entre as duas pressões. Já para o segundo, a partir de uma razão adimensional conhecida como pressão crítica, a vazão atinge uma condição de escoamento bloqueado, no qual ela torna-se insensível à condição da pressão jusante, ou seja, permanece constante. A Figura 3.3 traduz essas condições em um gráfico da razão das pressões pela vazão mássica teórica.

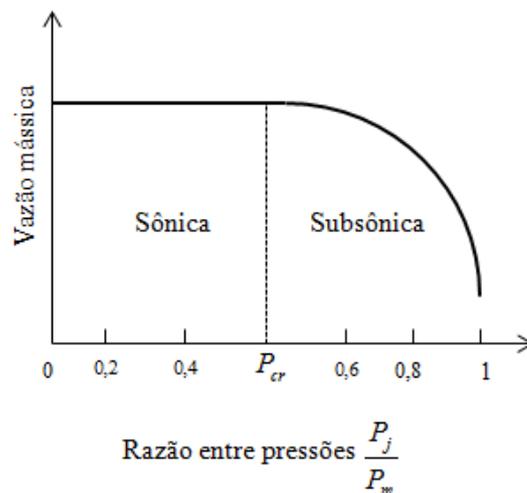


Figura 3.3 – Vazão mássica teórica.

Dessa maneira, de acordo com Fox *et al* (2006), a vazão turbulenta de fluidos compressíveis através de orifícios pode ser descrita como:

$$Q = \begin{cases} C_d A_o C_1 \frac{P_m}{\sqrt{T}} & \text{se } \frac{P_j}{P_m} \leq P_{cr} \\ C_d A_o C_2 \frac{P_m}{\sqrt{T}} \left(\frac{P_j}{P_m}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_j}{P_m}\right)^{\frac{k-1}{k}}} & \text{se } \frac{P_j}{P_m} > P_{cr} \end{cases} \quad 3.16$$

Sendo Q a vazão mássica através do orifício considerado, C_d o coeficiente de descarga, uma variável adimensional, A_o a área de seção reta do orifício, variável de acordo com o comando elétrico x_v fornecido à válvula de controle, e P_j e P_m , respectivamente, as pressões à jusante e à montante do ponto de escoamento. Além disso, tem-se que:

$$C_1 = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad C_2 = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}} \quad P_{cr} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 3.17$$

Para o ar, a relação de calores específicos (k) é igual a 1,4, resultando em $C_1=0,0404$, $C_2=0,1562$ e $P_{cr}=0,528$.

O modelo também leva em consideração o sentido do escoamento: se ocorre o enchimento da câmara analisada, a pressão à montante é a de alimentação, vinda do compressor, e a pressão à jusante é a do próprio compartimento; no caso de um processo de exaustão, a pressão à montante passa a ser a da câmara e a pressão atmosférica é a pressão à jusante.

3.3. Linearização do modelo

A linearização de um sistema visa encontrar uma aproximação linear para uma função em torno de um ponto de operação. O processo é feito segundo Perondi (2002), através da expansão e truncamento da série de Taylor das funções não lineares que descrevem o sistema de atuação.

Primeiramente, é necessário linearizar a vazão mássica na válvula de controle. Pode-se reescrever a Equação 3.16 para ambas as câmaras como sendo a rela-

ção entre duas funções independentes: uma dependente da tensão aplicada à válvula e outra das pressões a jusante e a montante da mesma. Dado que os sinais de comando para cada câmara são independentes, tem-se:

$$Q_i = f_{xv}(x_{vi}) \cdot f_P(P_m, P_j) \quad 3.18$$

A expansão em série de Taylor da equação anterior com truncamento no termo de primeira ordem resulta em:

$$\Delta Q_i = \underbrace{\frac{\partial Q_i}{\partial x_v} \Big|_{\substack{P_{oi} \\ x_{voi} \\ T_{oi}}}}_{T_{oi}} \Delta x_v + \underbrace{\frac{\partial Q_i}{\partial P_i} \Big|_{\substack{P_{oi} \\ x_{voi} \\ T_{oi}}}}_{T_{oi}} \Delta P_i$$

$$Q_i = k_{vi} x_{vi} + k_{pi} P_i \quad 3.19$$

O primeiro termo representa o ganho de vazão na válvula e o segundo, a relação entre a vazão e a pressão. As constantes P_{oi} , x_{voi} e T_{oi} são, respectivamente, a pressão, o sinal de controle e a temperatura no ponto de operação no qual é feita a linearização.

Outra relação não linear importante da vazão e pressão ocorre dentro do cilindro pneumático. Reescrevendo a Equação 3.10 em função da vazão, tem-se:

$$Q_1 = \frac{V_{01} + A_1(L/2 \pm x)}{kRT} \dot{P}_1 + \frac{A_1}{RT} P_1 \dot{x}$$

$$Q_2 = \frac{V_{02} + A_2(L/2 \pm x)}{kRT} \dot{P}_2 - \frac{A_2}{RT} P_2 \dot{x} \quad 3.20$$

Para o ponto de operação escolhido – o pistão no meio do curso – pode-se considerar que, ao longo do tempo, a variação da pressão e velocidade do atuador são nulas, resultando em $\dot{P}_{oi} = \dot{x}_o = 0$. Além disso, a temperatura nas câmaras são supostas constantes e iguais à ambiente. Levando em conta as considerações anteriores, a expansão de Taylor da Equação 3.20 fica:

$$\Delta Q_i = \left. \frac{\partial Q_i}{\partial \dot{P}_i} \right|_{\substack{P_{oi} \\ T_o \\ x_o}} \Delta \dot{P}_i + \left. \frac{\partial Q_i}{\partial x} \right|_{\substack{P_{oi} \\ T_o \\ x_o}} \Delta x + \left. \frac{\partial Q_i}{\partial P_i} \right|_{\substack{P_{oi} \\ T_o \\ x_o}} \Delta P_i + \left. \frac{\partial Q_i}{\partial \dot{x}} \right|_{\substack{P_{oi} \\ T_o \\ x_o}} \Delta \dot{x} \quad 3.21$$

Retirando os termos supostos nulos, a equação anterior se reduz a:

$$Q_1 = \frac{A_1 L/2}{kRT} \dot{P}_1 + \frac{A_1 P_{o1}}{RT} \dot{x} = c_{p1} \dot{P}_1 + c_{v1} \dot{x} \quad 3.22$$

$$Q_2 = \frac{A_2 L/2}{kRT} \dot{P}_2 - \frac{A_2 P_{o2}}{RT} \dot{x} = c_{p2} \dot{P}_2 - c_{v2} \dot{x}$$

Sendo P_{oi} a pressão no ponto de operação escolhido: o meio do curso do pistão.

Supondo que as vazões no cilindro são as mesmas da válvula, as Equações 3.19 e 3.22 podem ser igualadas, resultando em:

$$\dot{P}_1 = \frac{k_{p1}}{c_{p1}} P_1 - \frac{c_{v1}}{c_{p1}} \dot{x} + \frac{k_{v1}}{c_{p1}} x_{v1} \quad 3.23$$

$$\dot{P}_2 = \frac{k_{p2}}{c_{p2}} P_2 + \frac{c_{v2}}{c_{p2}} \dot{x} + \frac{k_{v2}}{c_{p2}} x_{v2}$$

A última função a ser linearizada é a de equilíbrio de forças no atuador. Nesse caso, basta considerar que o atrito é composto apenas pela parcela viscosa:

$$M\ddot{x} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - P_{atm} A_h - b\dot{x} - Mg \quad 3.24$$

Com as Equações 3.23 e 3.24, tem-se todas as informações necessárias para escrever o modelo linearizado na forma de equações de estado. O resultado segue na Equação 3.25.

$$\begin{bmatrix} \dot{P}_1 \\ \dot{P}_2 \\ \dot{x} \\ \ddot{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_{p1}}{c_{p1}} & 0 & -\frac{c_{v1}}{c_{p1}} & 0 \\ 0 & \frac{k_{p2}}{c_{p2}} & \frac{c_{v2}}{c_{p2}} & 0 \\ \frac{A_1}{M} & -\frac{A_2}{M} & -\frac{b}{M} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \dot{x} \\ x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{M} & -\frac{A_h}{M} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Mg \\ P_{atm} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{k_{v1}}{c_{p1}} & 0 \\ 0 & \frac{k_{v2}}{c_{p2}} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{v1} \\ x_{v2} \end{bmatrix} \quad 3.25$$

3.4. Simulação computacional do modelo linearizado

De forma a verificar a validade do modelo linearizado proposto, foram feitas algumas simulações da resposta do sistema a distintos sinais de entrada no *Matlab*. Essas simulações também têm por objetivo analisar a resposta do sistema a diferentes tipos de entrada e com base nessas informações, propor uma estratégia de controle adequada.

A Tabela 3.1 agrupa todos os parâmetros já conhecidos do sistema, pois foram fornecidos pelos fabricantes, ao passo que a Tabela 3.2 traz os parâmetros estimados da linearização do modelo. Em seguida é descrito como esses últimos foram determinados.

Tabela 3.1 – Parâmetros conhecidos da simulação linearizada.

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valor
Sinal de comando	x_{vi}	V	$\pm 1,0$
Pressão de alimentação	P_f	Pa	$5,0 \cdot 10^5$
Pressão atmosférica	P_{atm}	Pa	$1,0 \cdot 10^5$
Aceleração da gravidade	g	m/s^2	9,81
Massa da haste e carga	M	kg	0,15
Deslocamento do pistão	x	m	$\pm 0,025$
Área da haste	A_h	m^2	$2,83 \cdot 10^{-5}$
Área da câmara 1	A_1	m^2	$2,01 \cdot 10^{-4}$
Área da câmara 2	A_2	m^2	$1,73 \cdot 10^{-4}$
Volume máximo da câmara 1	V_1	m^3	$1,01 \cdot 10^{-5}$
Volume máximo da câmara 2	V_2	m^3	$8,65 \cdot 10^{-6}$
Volume inativo da câmara 1	V_{01}	m^3	$1,01 \cdot 10^{-7}$
Volume inativo da câmara 2	V_{02}	m^3	$8,65 \cdot 10^{-8}$

Tabela 3.2 – Parâmetros estimados da simulação linearizada.

Parâmetro	Símbolo	Valor
Atrito viscoso	b	50
Coefficiente do ganho de vazão na válvula para a câmara 1	k_{v1}	$1,25 \cdot 10^{-4}$ ou $0,25 \cdot 10^{-4}$
Coefficiente do ganho de vazão na válvula para a câmara 2	k_{v2}	$1,25 \cdot 10^{-4}$ ou $0,25 \cdot 10^{-4}$
Coefficiente da relação entre vazão e pressão na válvula para a câmara 1	k_{p1}	$-2,50 \cdot 10^{-10} \cdot x_{v1} $
Coefficiente da relação entre vazão e pressão na válvula para a câmara 2	k_{p2}	$-2,50 \cdot 10^{-10} \cdot x_{v2} $
Coefficiente da relação entre vazão e velocidade no atuador para a câmara 1	c_{v1}	$3,57 \cdot 10^{-4}$
Coefficiente da relação entre vazão e velocidade no atuador para a câmara 2	c_{v2}	$3,07 \cdot 10^{-4}$
Coefficiente da relação entre vazão e variação da pressão no atuador para a câmara 1	c_{p1}	$4,25 \cdot 10^{-11}$
Coefficiente da relação entre vazão e variação da pressão no atuador para a câmara 2	c_{p2}	$3,66 \cdot 10^{-11}$

Os parâmetros de linearização da vazão em relação à derivada da pressão e velocidade, k_{vi} e k_{pi} , estão determinados pela Equação 3.22; a Tabela 2.1 tem as informações sobre as condições do ar comprimido, a Tabela 3.1 exprime os valores das áreas e percurso do atuador e testes comprovam que a pressão em ambas as câmaras na condição do ponto de operação escolhido – o meio do curso do pistão – é igual a $1,5 \cdot 10^5$ Pa. Com todas essas informações, é possível determinar numericamente esses quatro coeficientes de linearização.

Por outro lado, os parâmetros de linearização da Equação 3.19 dependem das características de escoamento da válvula de controle e de outra função não linear relativa às pressões nas câmaras, de alimentação e atmosférica. Dessa forma, é preciso analisar essas duas funções para estimar os ganhos da linearização. A Figura 2.9 mostra a curva de vazão característica das válvulas proporcionais segundo a tensão de entrada e a Figura 3.3 traz a curva do modelo teórico de va-

ção turbulenta em um orifício de área variável. A Figura 3.4 apresenta as funções anteriores e as respectivas curvas de linearização em linhas tracejadas.

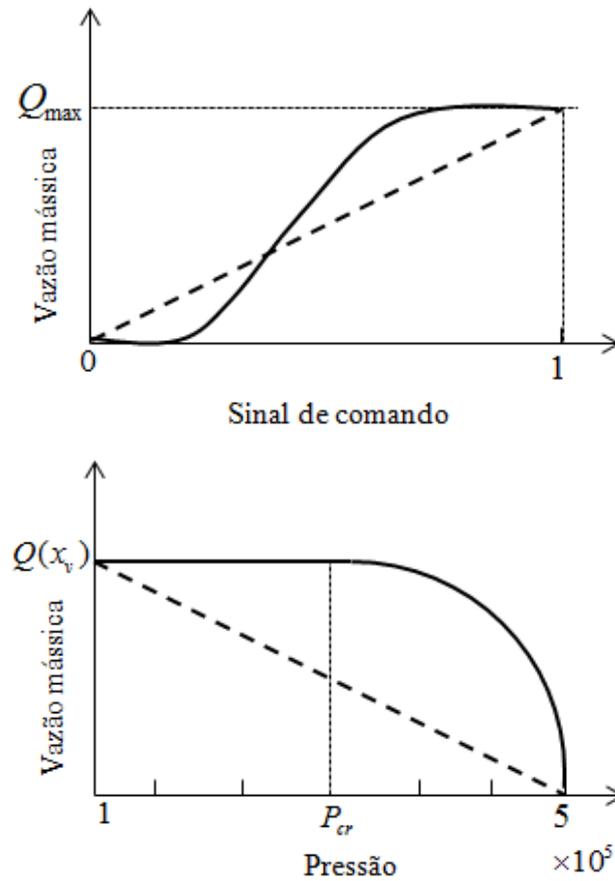


Figura 3.4 – Linearização da vazão em função do sinal de comando e da pressão na câmara de atuação.

Com relação à curva de linearização do sinal de comando: segundo a Tabela 2.5, a vazão máxima permitida pela válvula proporcional é de 5 l/min; para converter esse valor para vazão mássica, basta multiplicar o fluxo pela massa específica do gás, dada na Tabela 2.1, e acertar a relação de tempo e de litro ao sistema internacional de unidade, o que resulta em uma vazão máxima de $1 \cdot 10^{-4}$ kg/s.

Uma vez determinada a vazão máxima do sistema, pode-se analisar a curva de linearização em relação à pressão das câmaras. Para cada sinal de comando, a vazão será constante e igual ao valor máximo que o sinal permite – determinado pela linearização da curva de vazão por sinal de comando – desde a pressão limite até a razão de pressão crítica, a partir da qual ela tende a zero. A Figura 3.4 demonstra o caso de enchimento da câmara, no qual a pressão limite é a atmosférica; para o caso de exaustão, a vazão é máxima e negativa entre a pressão limite de

alimentação – igual a $5 \cdot 10^5$ Pa – até a razão de pressão crítica, a partir da qual o fluxo passa a tender a zero enquanto a pressão segue para o valor atmosférico de $1 \cdot 10^5$ Pa. Com isso cria-se um sistema no qual é possível determinar os ganhos da linearização:

$$Q_i = k_{vi}x_{vi} + k_{pi}P_i$$

Enchimento

$$\begin{cases} Q_{max} \cdot x_{vi} = k_{pi} \cdot 1 \cdot 10^5 + k_{vi}x_{vi} \\ 0 = k_{pi} \cdot 5 \cdot 10^5 + k_{vi}x_{vi} \end{cases}$$

Exaustão

$$\begin{cases} Q_{max} \cdot x_{vi} = k_{pi} \cdot 5 \cdot 10^5 + k_{vi}x_{vi} \\ 0 = k_{pi} \cdot 1 \cdot 10^5 + k_{vi}x_{vi} \end{cases}$$

$$\begin{cases} k_{pi} = \frac{-Q_{max}x_{vi}}{4 \cdot 10^5} = -2,5 \cdot 10^{-10} |x_{vi}| \\ k_{vi} = \frac{5 \cdot Q_{max}}{4} = 1,25 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad \begin{cases} k_{pi} = \frac{Q_{max}x_{vi}}{4 \cdot 10^5} = -2,5 \cdot 10^{-10} |x_{vi}| \\ k_{vi} = \frac{Q_{max}}{4} = 0,25 \cdot 10^{-4} \end{cases} \quad 3.26$$

Por fim, o coeficiente de atrito viscoso foi estimado de forma a ser condizente com as dimensões do atuador pneumático. Segundo a Tabela 2.7, a velocidade máxima desenvolvida pelo atuador pneumático é de 1,5 m/s; supondo que o deslocamento é linear, a velocidade é constante e a aceleração, nula. Com isso, através da Equação 3.11, é possível isolar o coeficiente da força de atrito:

$$b = \frac{P_1 A_1 - P_2 A_2 - P_{atm} A_h - Mg}{\dot{x}} \quad 3.27$$

Para determinar o coeficiente de atrito, fez-se mais uma hipótese: para o atuador estar submetido à velocidade máxima de deslocamento é necessário que a diferença entre as pressões das câmaras seja máxima. Dessa forma, uma pressão é igual à de alimentação e a outra, à atmosférica. Usando os dados da Tabela 3.1, chegou-se à conclusão de que o coeficiente de atrito é igual a 52 quando a pressão da câmara 1 é máxima e 47 para o caso da câmara 2 com a pressão de alimentação, resultando em um valor médio estimado de 50 para esse termo.

3.4.1. Comportamento do sistema em malha aberta

Para garantir que o modelo linear estimado está condizente com o comportamento esperado do sistema de atuação, foram feitas simulações numéricas, inicialmente em malha aberta e, posteriormente, com controle com realimentação. Dado que o ponto de operação de linearização escolhido foi o meio do curso do pistão, todas as simulações foram feitas usando essa configuração como condição inicial, ou seja, o deslocamento é nulo e as pressões em ambas as câmaras são iguais a $1,5 \cdot 10^5$ Pa.

As simulações em malha aberta não possuem realimentação de informação, ou seja, o sinal de saída de interesse – no caso, a posição do atuador – não é usado como parâmetro de determinação do valor do sinal de entrada. No entanto, tomou-se o cuidado de utilizar sinais de entrada que respeitassem o fim de curso do sistema real, uma vez que nas simulações o batente mecânico é representado apenas por uma saturação na variável de deslocamento, sem as outras implicações físicas – como velocidade, aceleração e vazões nulas quando esse ponto é atingido.

A Figura 3.5 traz um esquema do diagrama de malha aberta montado para o sistema linearizado. Optou-se por fazer as simulações com as equações linearizadas ao invés da matriz de estado para se poder observar todas as variáveis de interesse – vazões, pressões, aceleração, velocidade e posição – de forma isolada.

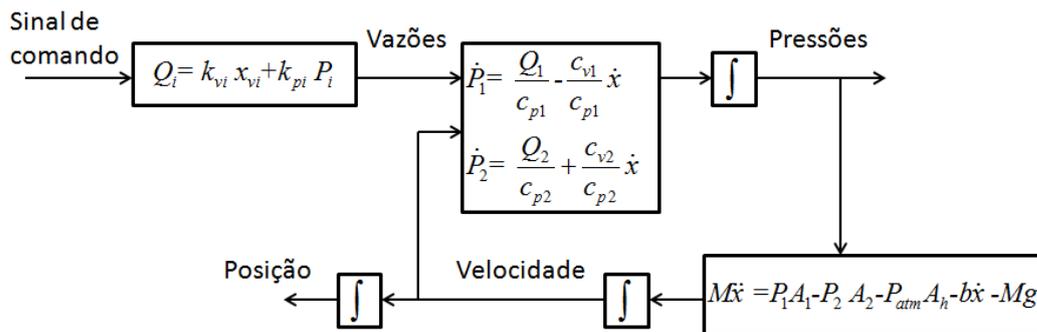
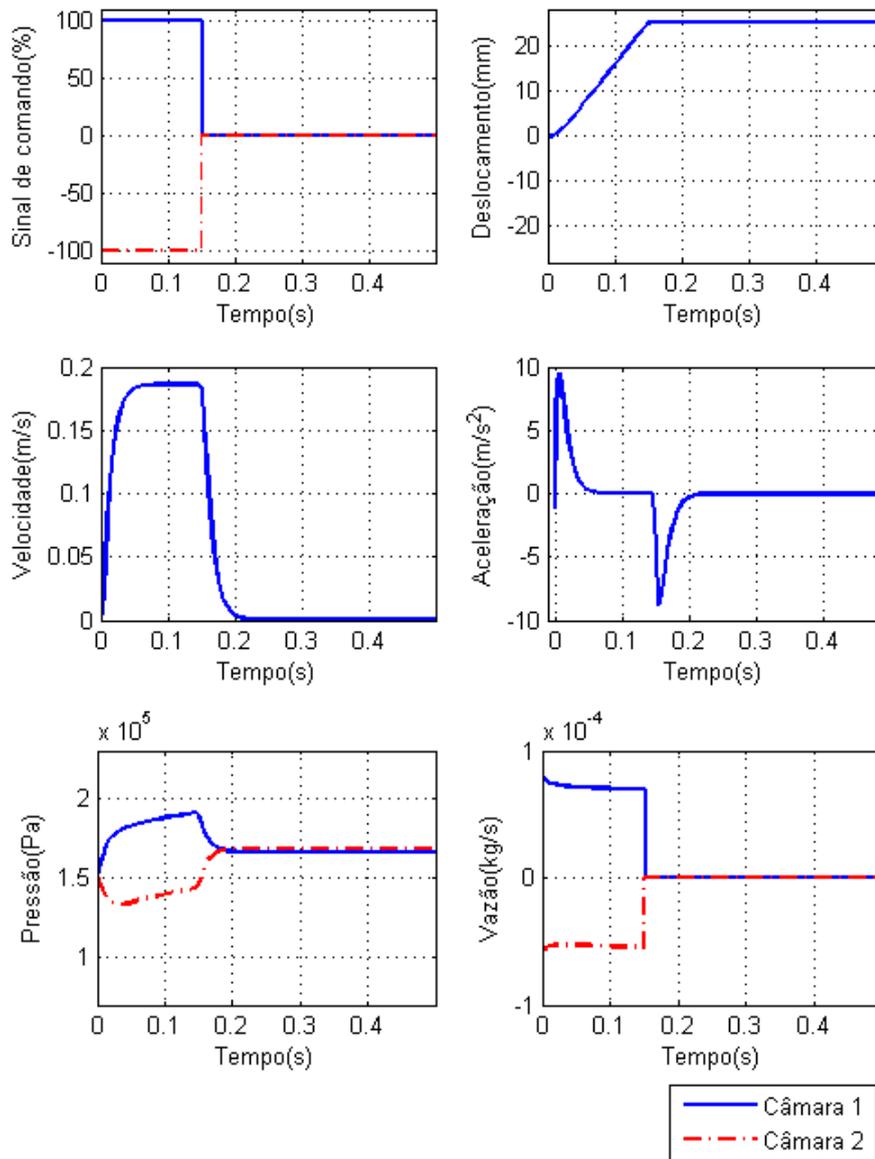
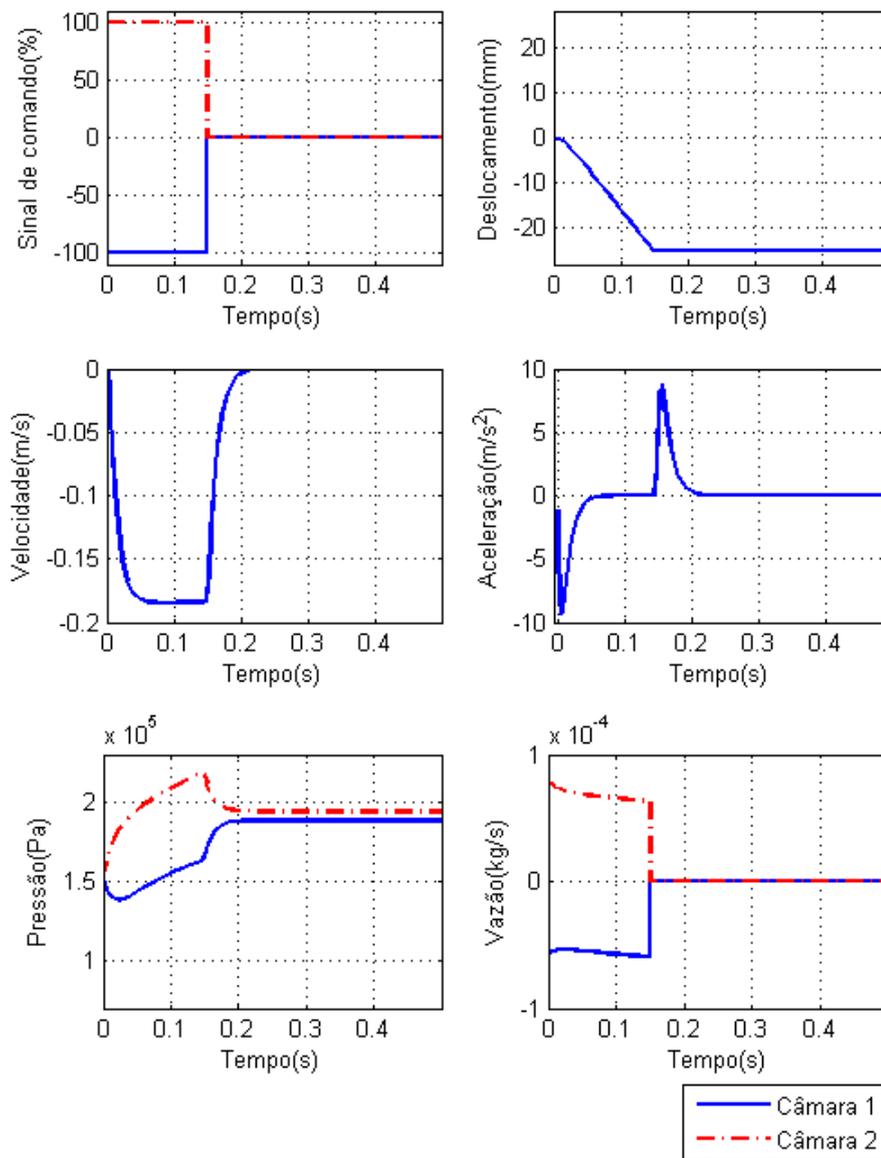


Figura 3.5 - Diagrama para simulação linear do sistema de atuação.

A primeira simulação foi da resposta do sistema a um sinal de entrada do tipo degrau. Para as condições do teste, o comportamento esperado era de um aumento na pressão da câmara que recebe o fluxo de ar acompanhado de uma queda até a pressão atmosférica da pressão na outra câmara. A Figura 3.6 mostra o resultado para entradas do tipo degrau positivo e negativo com amplitude máxima.



(a) Degrau positivo



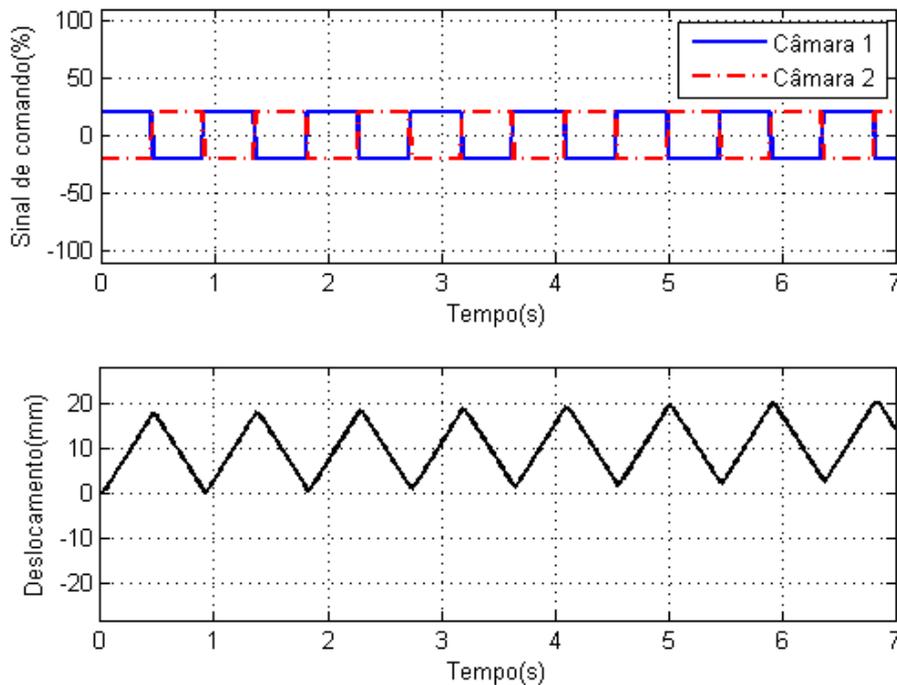
(b) Degrau negativo

Figura 3.6 – Simulação linearizada da resposta ao degrau de amplitude máxima.

As simulações comprovam que inicialmente ocorre uma queda na pressão da câmara com vazão negativa, mas como o pistão se desloca no sentido da mesma, a compressão do gás ainda no compartimento faz com que a pressão aumente com o tempo, até atingir um patamar estável com o fim do sinal de entrada. Pode-se concluir que a vazão máxima permitida pela válvula proporcional não é alta o suficiente para escoar o ar das câmaras com uma velocidade igual ou superior ao efeito de compressão causado pelo deslocamento do atuador.

A segunda simulação realizada foi com uma entrada do tipo onda quadrada, na qual pulsos de sentidos opostos se alteram com uma certa frequência. Esse tipo de entrada causa um deslocamento no formato de onda triangular. A frequência da onda de entrada foi ajustada de forma que, para a amplitude escolhida para o sinal de comando, o pistão não alcançasse o fim de curso ao longo de seu movimento.

A Figura 3.7 mostra os resultados obtidos para um sinal de entrada com 20% da amplitude máxima e 1,1Hz de frequência, com um deslocamento no sentido positivo em relação à origem do posicionamento do atuador. É possível perceber uma tendência de subida do atuador em direção ao batente superior, o que pode ser interpretado como um efeito integral, ou seja, a presença de um pólo na origem da função de transferência que descreve o sistema. A Figura 3.8 detalha esse efeito para essa mesma simulação ao longo de um tempo maior de execução.



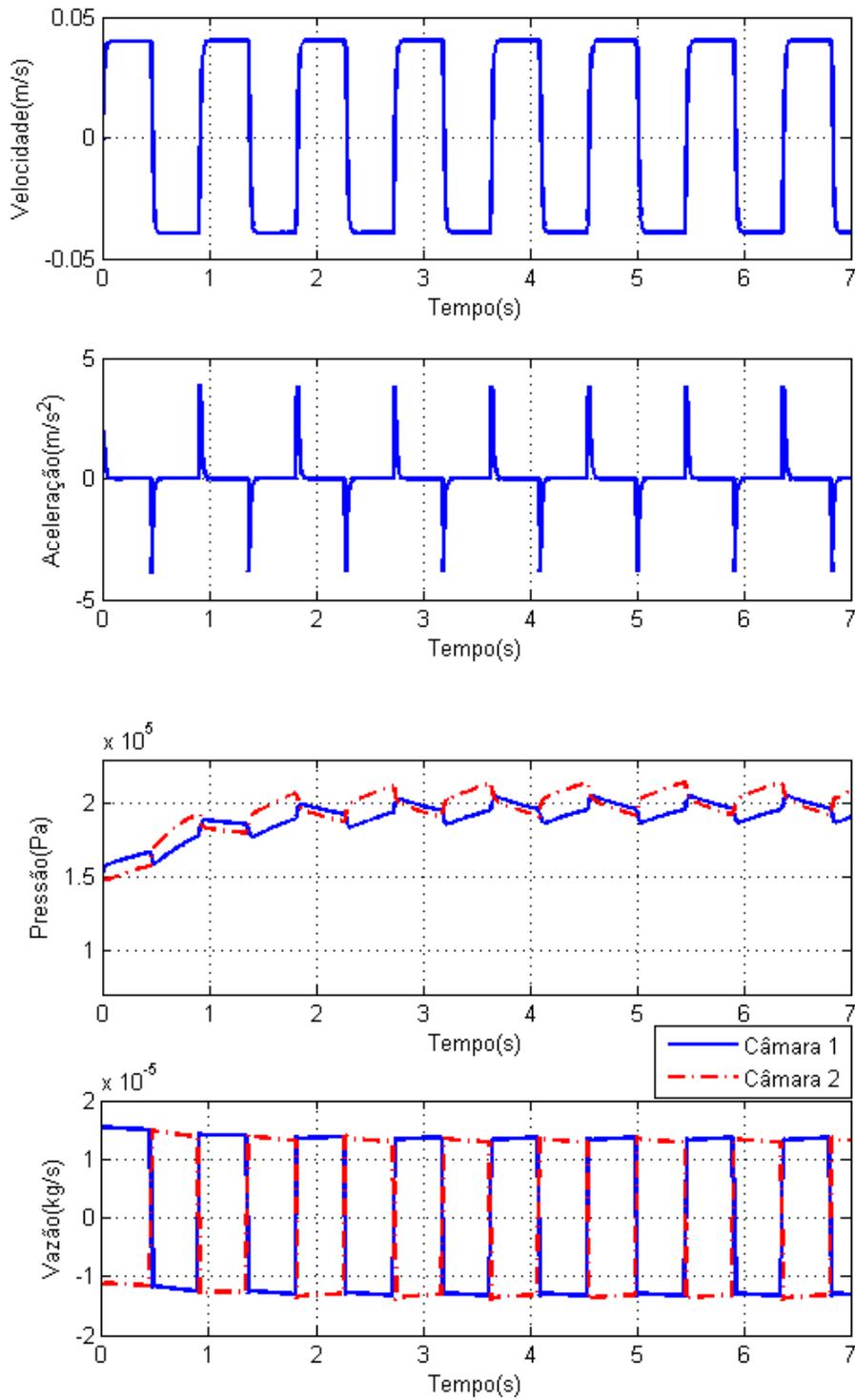


Figura 3.7 – Simulação linearizada da resposta à onda quadrada com 20% de amplitude e 1,1Hz de frequência.

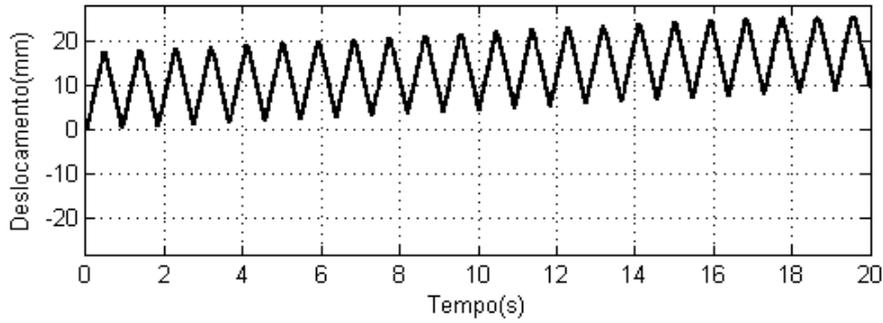
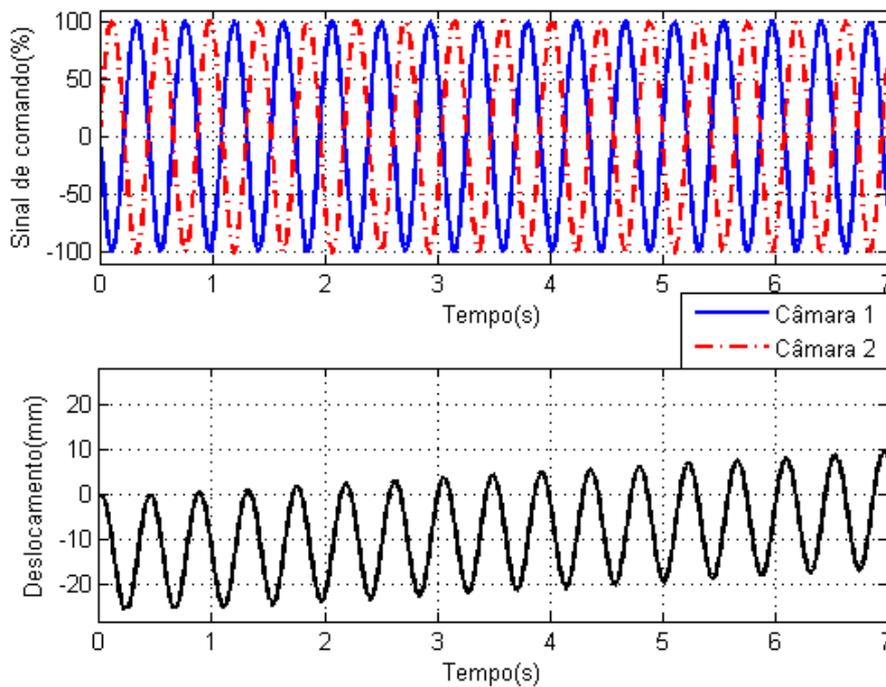


Figura 3.8 – Detalhe da simulação linearizada da resposta à onda quadrada com 20% de amplitude e 1,1Hz de frequência.

A terceira simulação realizada com o sistema linearizado foi a de resposta à entrada senoidal. Para um sinal com amplitude máxima, a menor frequência que evitou o fim de curso foi a de 2,3Hz. Conforme se pode verificar na Figura 3.9, novamente surge a tendência de subida do pistão, embora o sinal tenha sido dado na direção negativa do deslocamento do atuador.

Esse tipo de resposta para sinais de entrada em malha aberta corrobora a hipótese de que este é um sistema parcialmente instável. A principal característica desse tipo de sistema é que para entradas limitadas ele não apresenta um sinal de saída restrito. No modelo estudado fica claro que se não houvesse as limitações da saturação, ele tenderia a um comportamento indefinidamente crescente.



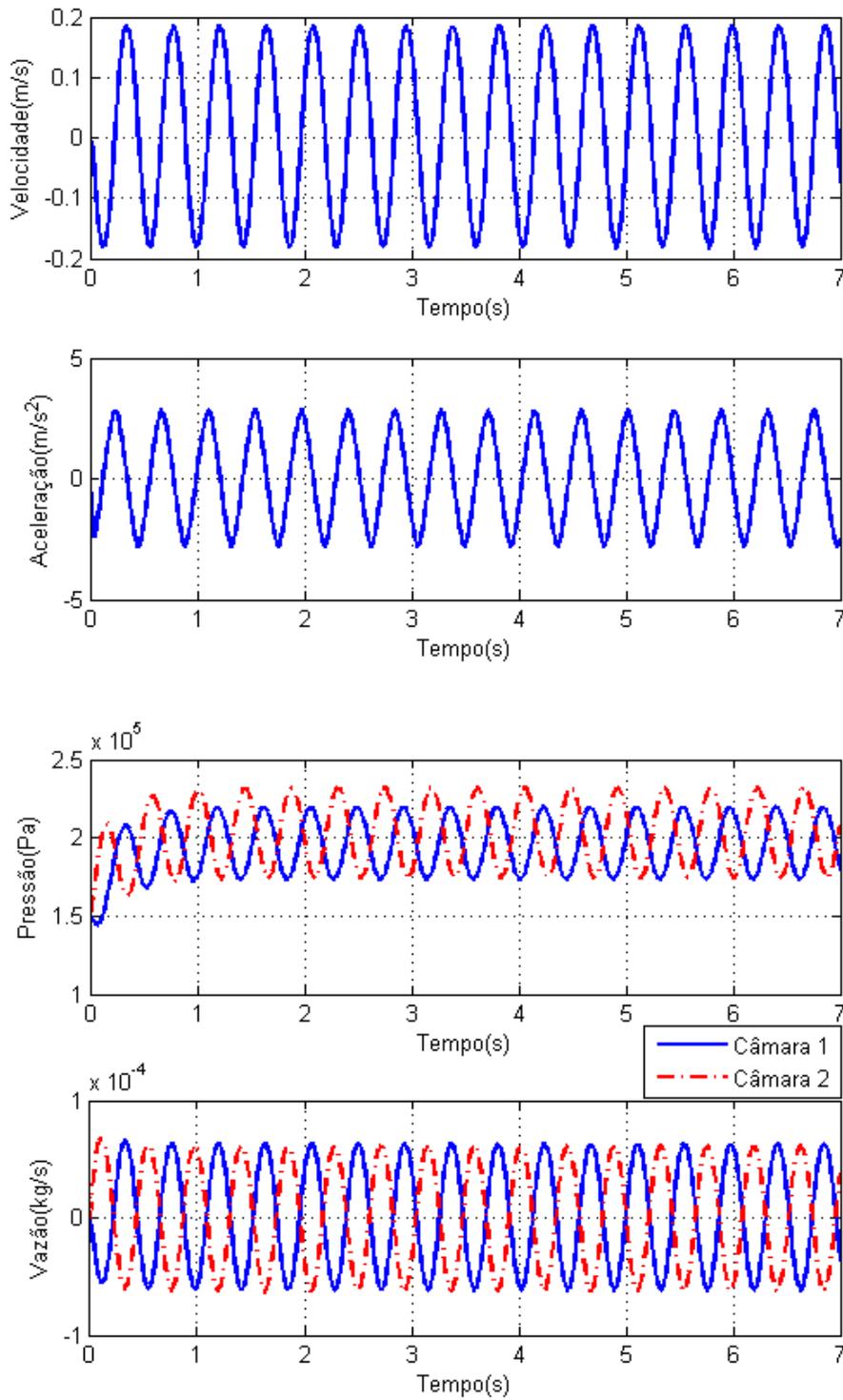


Figura 3.9 – Simulação linearizada da resposta à senóide de amplitude máxima e 2,3Hz de frequência.

3.4.2. Controle de posição

Uma vez que foi comprovado que o sistema de atuação analisado não é estável, fica claro que para garantir o seguimento de trajetória, é necessário um sinal de comando ajustado de acordo com o comportamento do deslocamento do pistão, isto é, um controlador com realimentação de posição. A Figura 3.10 traz um esquema de como funciona uma malha de controle genérica.

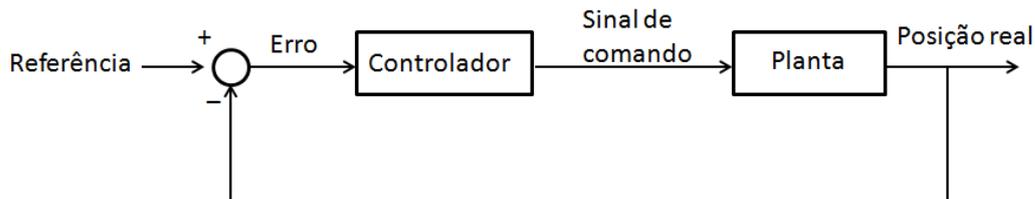


Figura 3.10 – Malha de controle.

O primeiro passo para o projeto do controlador é verificar a condição de instabilidade observada nas simulações. Para isso, tem-se que verificar os autovalores do mesmo e se há de fato a presença de um deles na origem. Segundo a teoria de controle clássico, apresentada em Ogata (2009), a estabilidade de um sistema pode ser determinada a partir da localização dos polos de malha fechada no plano s . Pólos no lado positivo do plano fazem a resposta transitória oscilar com amplitude crescente, causando instabilidade ao sistema; pólos na origem funcionam como integradores e acabam acrescentando uma constante à saída do sistema, conforme foi observado nas simulações, e pólos do lado negativo do plano produzem respostas amortecidas e limitadas.

É possível determinar os autovalores do sistema analisando apenas a matriz de estado do sistema. Para um conjunto de equações de estado iguais ao mostrado na Equação 3.28, os autovalores da matriz A são iguais aos pólos da função de transferência do sistema. O vetor U representa as entradas do sistema e o vetor Y , as saídas que se deseja observar.

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + BU \\ Y &= CX + DU \end{aligned} \tag{3.28}$$

Para o sistema de atuação apresentado, a matriz A está descrita na Equação 3.25; usando os valores apresentados na Tabela 3.1 e na Tabela 3.2, conclui-se

que os autovalores desse sistema são $\lambda_1 = 0$; $\lambda_2 = -245,5$; $\lambda_3 = -94,1$ e $\lambda_4 = -6,4$. De fato existe um autovalor na origem e todos os outros são negativos e, portanto, estáveis. Com isso confirma-se que o sistema em malha aberta – sem controle – é instável.

O segundo passo é simplificar o modelo descrito na Equação 3.25: embora a configuração de válvulas proporcionais permita dois comandos independentes, x_{v1} e x_{v2} , neste trabalho são usados sinais de controle de mesmo módulo e com sinais distintos, como na configuração clássica. Assim, a nova matriz de estado é:

$$\begin{bmatrix} \dot{P}_1 \\ \dot{P}_2 \\ \dot{x} \\ \dot{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{k_{p1}}{c_{p1}} & 0 & -\frac{c_{v1}}{c_{p1}} & 0 \\ 0 & \frac{k_{p2}}{c_{p2}} & \frac{c_{v2}}{c_{p2}} & 0 \\ \frac{A_1}{M} & -\frac{A_2}{M} & -\frac{b}{M} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \dot{x} \\ x \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{M} & -\frac{A_h}{M} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Mg \\ P_{atm} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{k_{v1}}{c_{p1}} \\ -\frac{k_{v2}}{c_{p2}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} [x_v] \quad 3.29$$

O último passo é projetar um controlador que seja capaz de cancelar o autovalor indesejado da origem. O controle mais simples é o proporcional, constituído por uma realimentação multiplicada por uma constante. A Figura 3.11 traz um esquema do diagrama de blocos desse tipo de controlador.

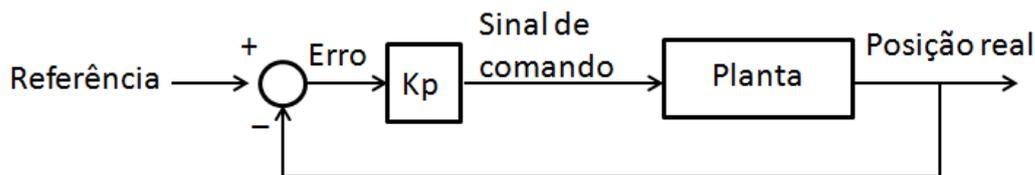
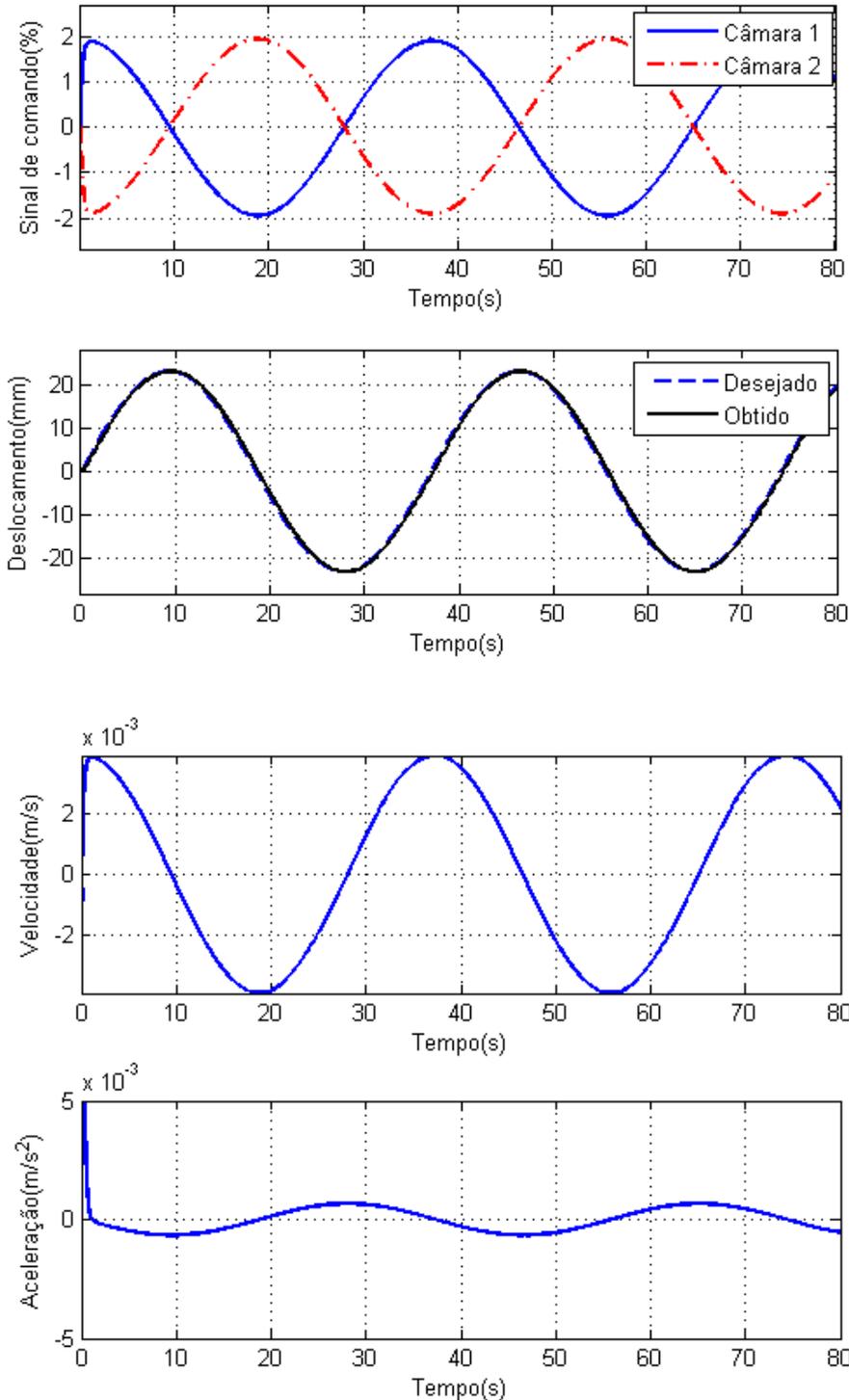


Figura 3.11 – Malha de controle proporcional.

Como pode ser observado na figura anterior, para esse tipo de controlador o sinal de comando será igual ao erro multiplicado pelo ganho. O valor do ganho proporcional foi determinado levando em conta que o maior erro de posição desse sistema é de 0,05m e que o sinal de comando é unitário, ou seja, varia de -1 a 1. O ganho proporcional foi ajustado para que, na presença do maior erro, a válvula seja acionada com o maior sinal de controle permitido, resultando no ganho $k_p = 20$.

Para verificar se o controle proposto resolve o problema de instabilidade do sistema para sinais periódicos, fizeram-se simulações nas quais o atuador tem que seguir uma trajetória do tipo senoidal com diferentes frequências, cujos resultados encontram-se na Figura 3.12 à Figura 3.14. Conclui-se que o controlador proporcional é satisfatório apenas para sinais de baixa frequência.



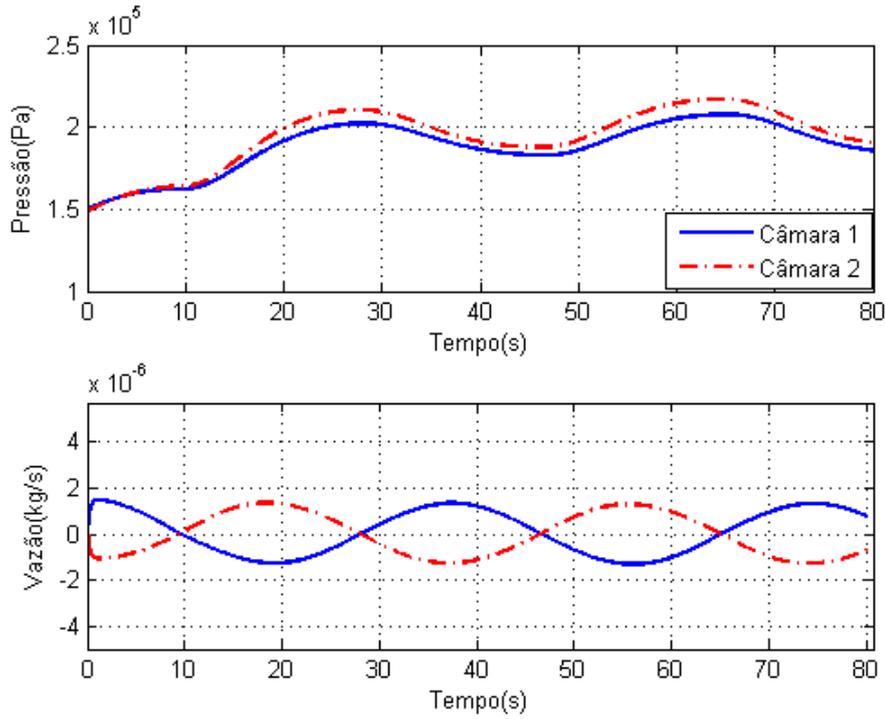
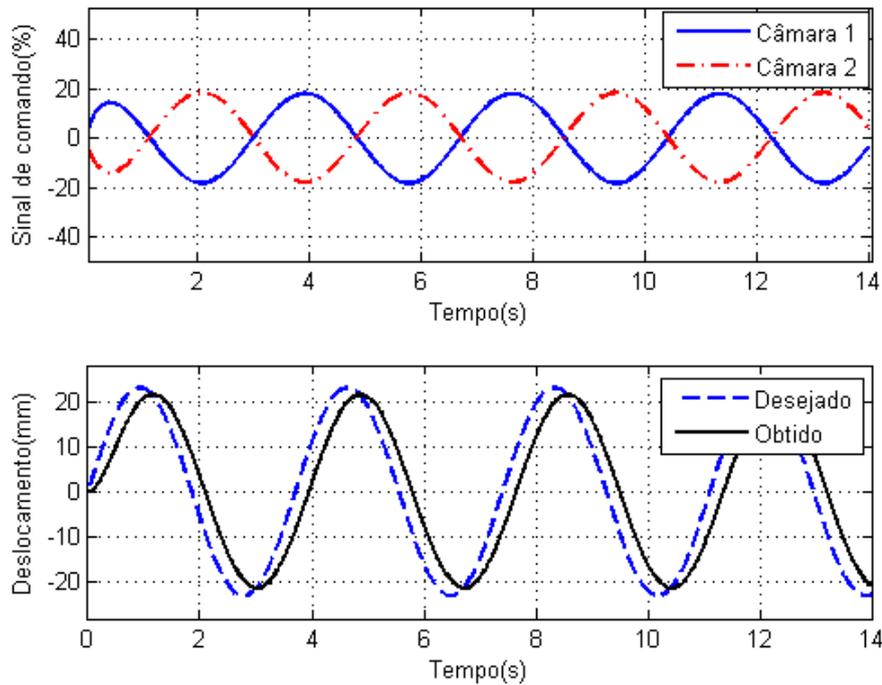


Figura 3.12 – Simulação linearizada com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 0,027Hz de frequência.



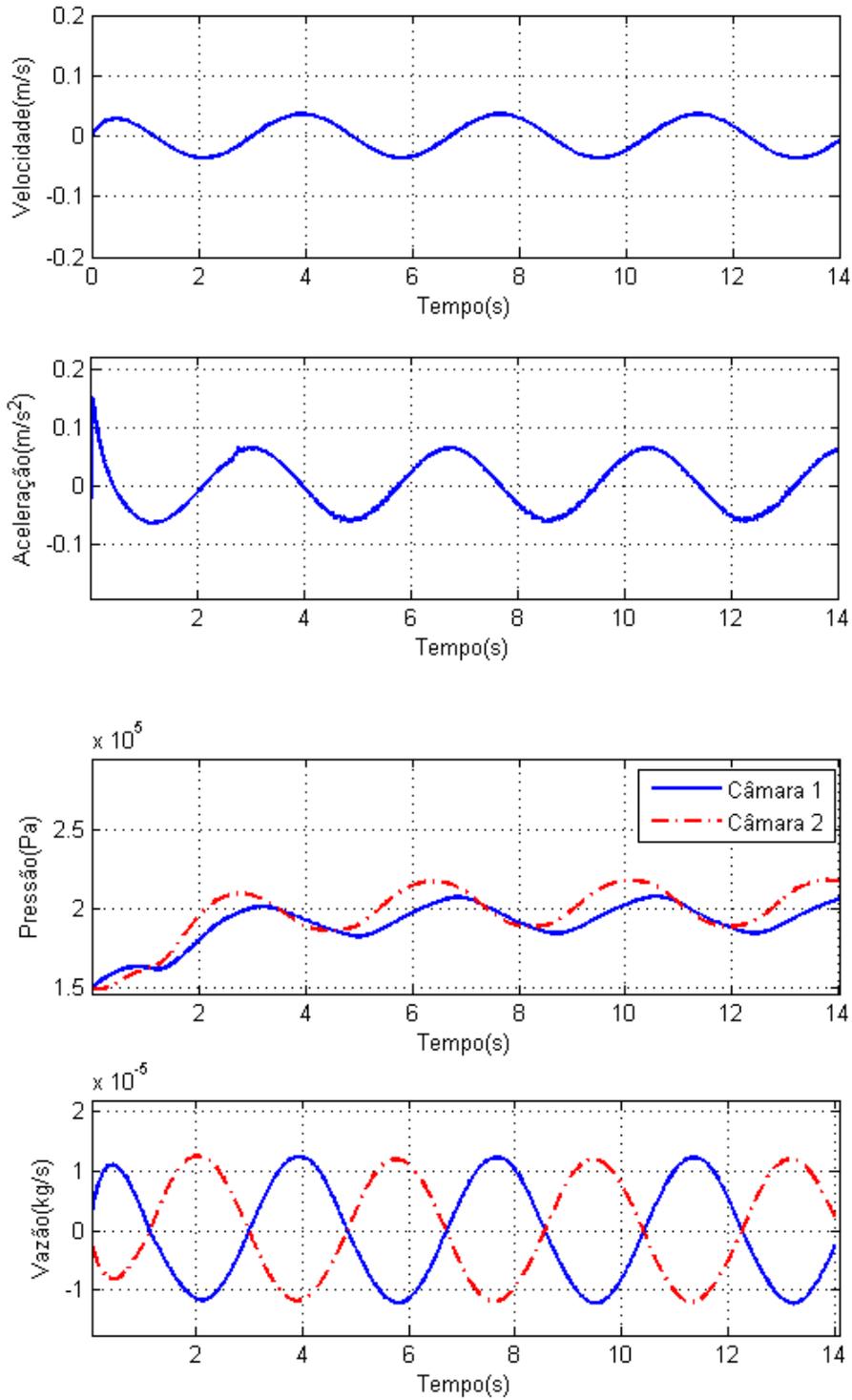
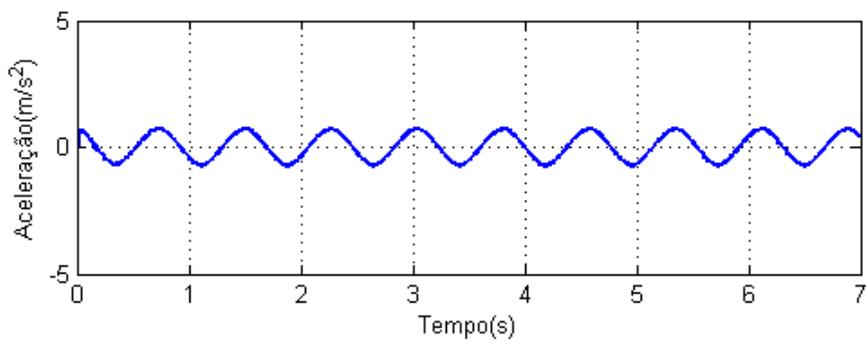
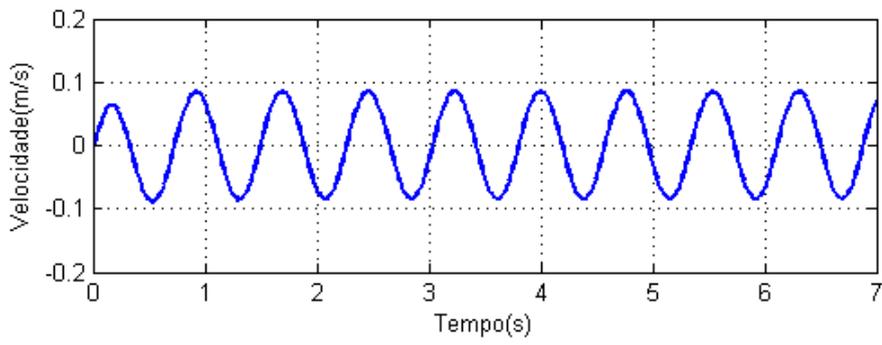
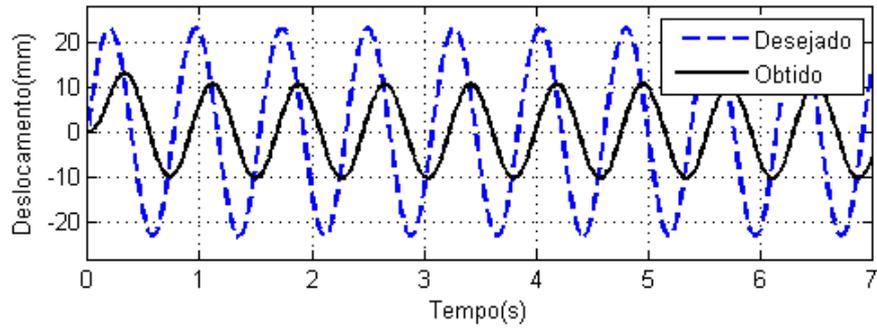
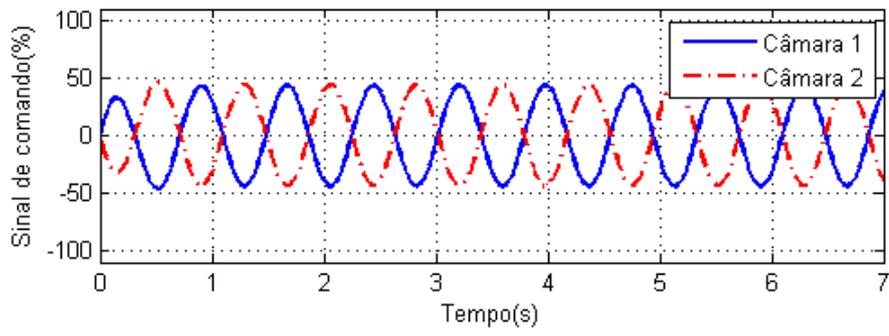


Figura 3.13 – Simulação linearizada com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 0,27Hz de frequência.



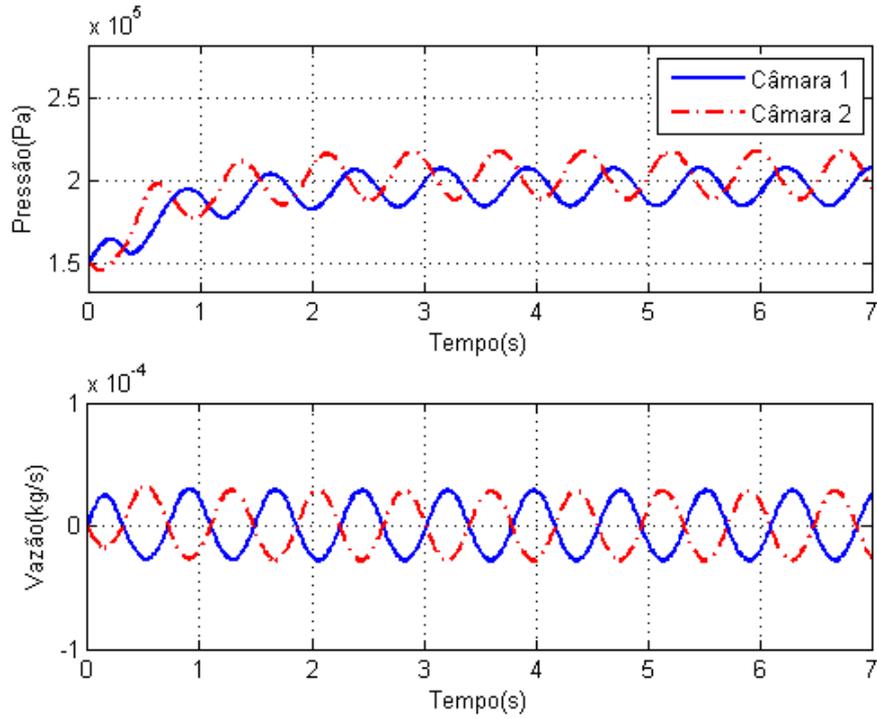


Figura 3.14 – Simulação linearizada com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 1,3Hz de frequência.

4. Caracterização dos componentes

As não linearidades apresentadas no capítulo anterior não são comumente detalhadas pelos fabricantes, o que torna indispensável a realização de experimentos para obter esses parâmetros essenciais na elaboração de um modelo condizente com o comportamento real do sistema.

Assim, os três principais elementos analisados são: o atuador pneumático, que possui efeitos de compressibilidade e perda de carga em suas câmaras, além do atrito dependente de forma não linear da velocidade da haste; as válvulas proporcionais, com perda de carga no escoamento de ar pelos orifícios e a linha fluida, com efeitos de perda de pressão, atraso e atenuação da vazão ao longo de seu comprimento.

4.1. Atuador pneumático

4.1.1. Força de atrito

Através da dinâmica da movimentação do pistão, Equação 3.11, pode-se determinar a força de atrito, conforme está explicitado na Equação 4.1. Para tanto, realizaram-se testes que consistiram em movimentar o pistão em seu curso total com distintas velocidades, ou seja, variando-se o sinal de comando das válvulas, e analisar as pressões dentro das câmaras, além do deslocamento, velocidade e aceleração da haste.

$$F_{at} = P_1 A_1 - P_2 A_2 - P_{atm} A_h - Mg - M\ddot{x} \quad 4.1$$

Os experimentos foram realizados com a bancada na configuração da Figura 4.1, também descrita pelo esquema; dado que o atuador encontra-se na horizontal, pode ser desprezado o efeito gravitacional de sua carga na equação anterior. As informações de velocidade e aceleração foram obtidas através da derivação dos dados do sensor de deslocamento, filtrados por uma média móvel de três elemen-

tos. Ao fim de cada experimento, foi possível determinar a força de atrito total no atuador por meio da Equação 4.1. A Figura 4.2 traz os gráficos com o comportamento das variáveis observadas para o avanço do pistão, no qual a velocidade é positiva, ao passo em que a Figura 4.3 retrata o recuo do pistão, no qual esta é negativa, ambos com a velocidade máxima permitida pela válvula proporcional.

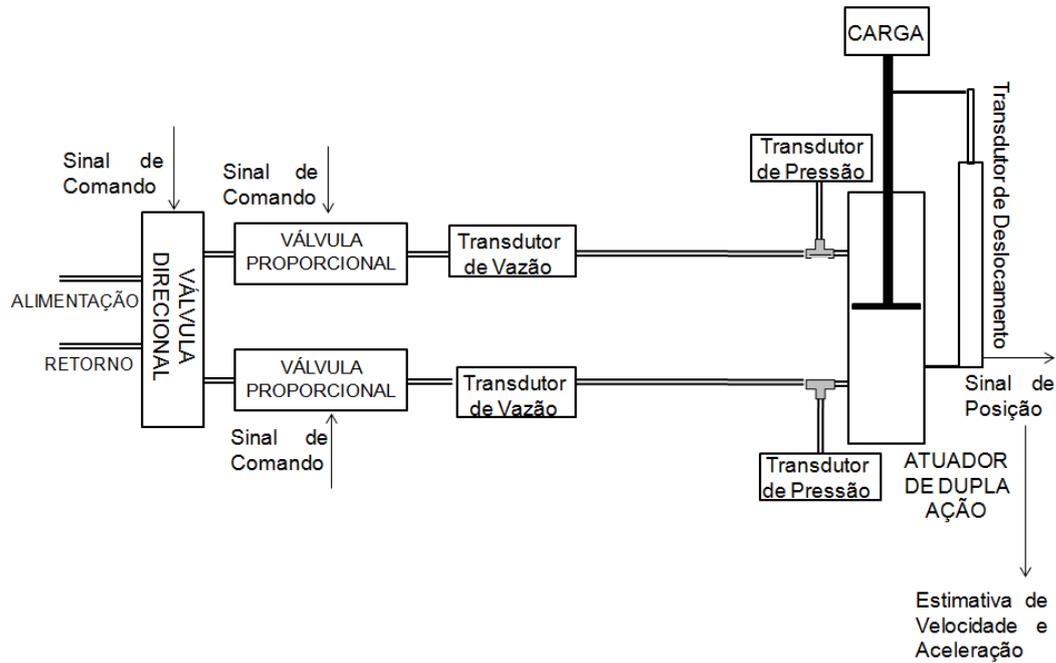
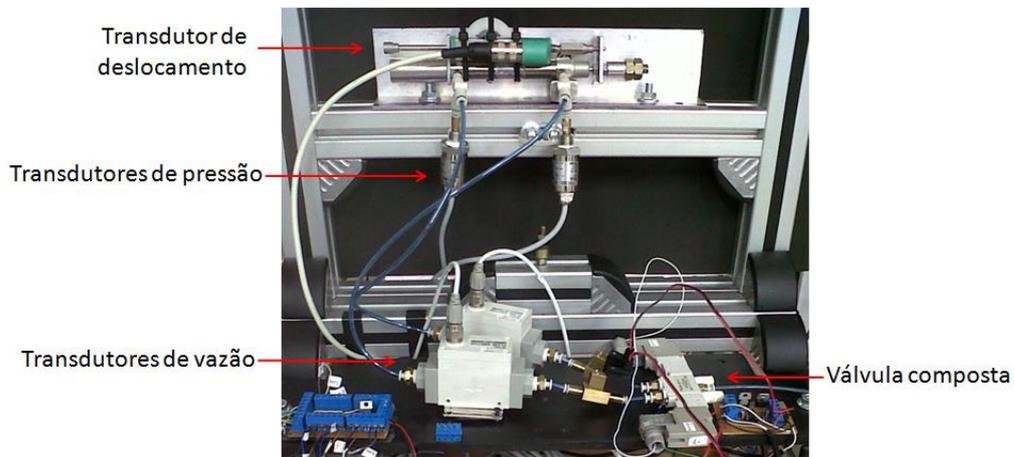


Figura 4.1 – Configuração da bancada para determinação da força de atrito.

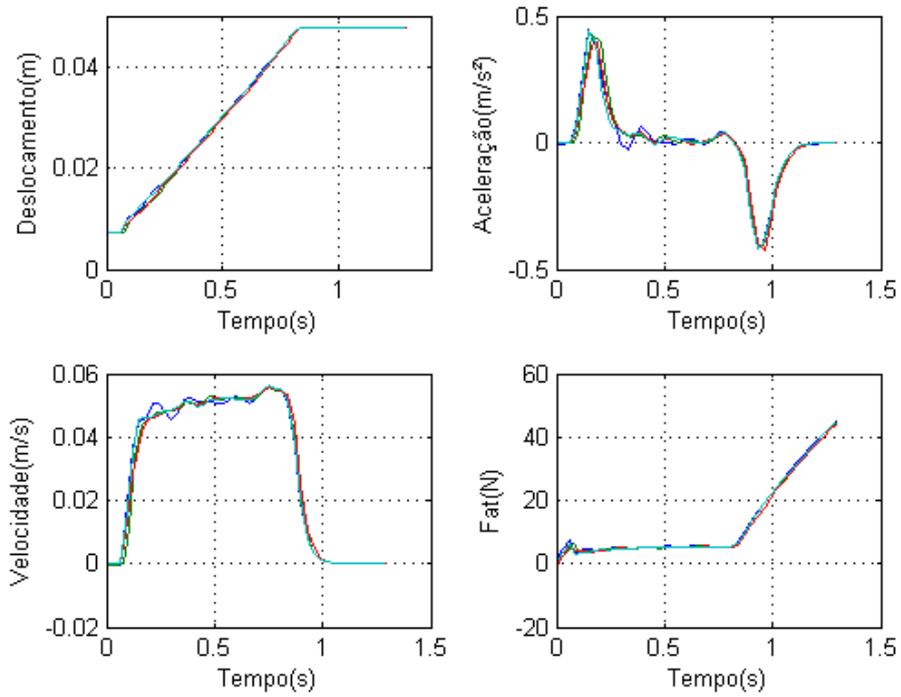


Figura 4.2 – Resultados experimentais do atrito para o avanço do pistão com velocidade máxima.

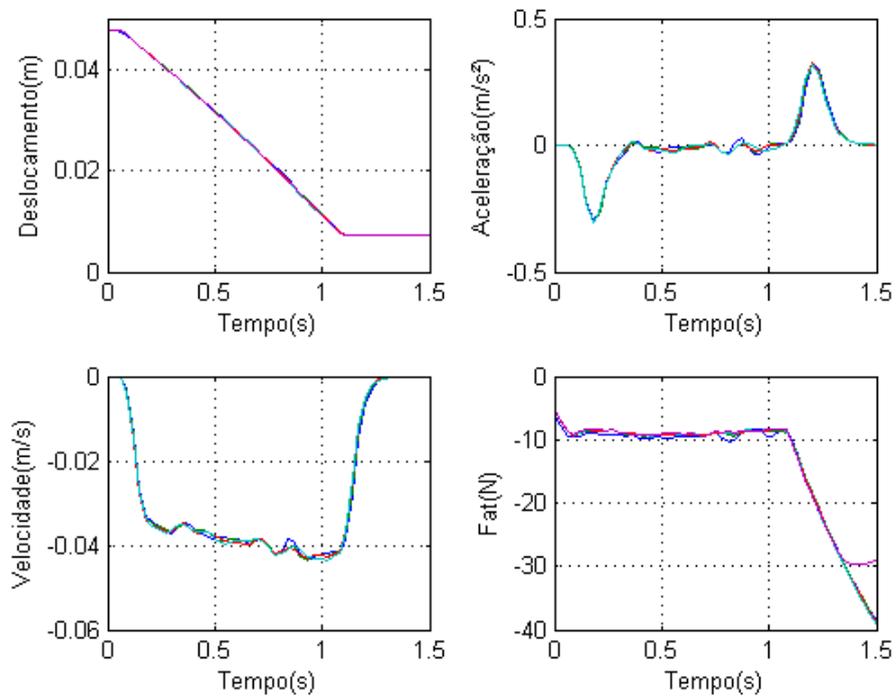


Figura 4.3 – Resultados experimentais do atrito para o recuo do pistão com velocidade máxima.

Nota-se um pico no somatório de forças logo antes do movimento se iniciar; essa força é o atrito estático, que logo após ser vencido permite o deslocamento do atuador. Para o cálculo do atrito dinâmico, foram desconsiderados os momentos iniciais de movimento do pistão, ou seja, analisaram-se somente os pontos nos quais o atuador realiza o deslocamento linear.

Com essas informações, é possível fazer uma correlação entre a força de atrito e a velocidade da haste, de forma a ajustar experimentalmente o modelo proposto pela Equação 3.15. O resultado dessa dependência está na Figura 4.4, juntamente com a curva do modelo proposto na Equação 3.15 ajustada aos dados experimentais.

Tabela 4.1 – Coeficientes do modelo de atrito.

Velocidade	F_s	F_D	b	\dot{x}_s
Positiva	8,0	0,5	6,0	0,01
Negativa	-8,1	-5,0	7,0	-0,01

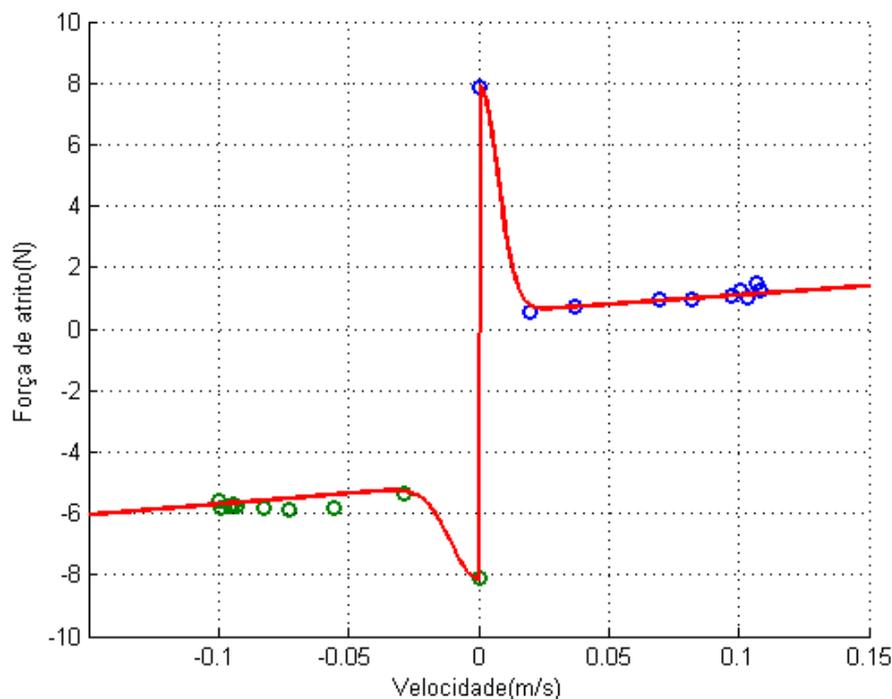


Figura 4.4 – Gráfico da força de atrito em relação à velocidade com dados experimentais e a curva de ajuste do modelo.

4.1.2. Capacitância

O segundo efeito no pistão é a compressibilidade do ar dentro das suas câmaras. Essa capacitância do gás pode ser descrita considerando-se o modelo da expansão e compressão do ar como linear. Dessa forma, a Equação 3.10 tem que ser reescrita como:

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= \frac{1}{C_1}(Q_1 - A_1\dot{x}) \\ \dot{P}_2 &= \frac{1}{C_2}(Q_2 + A_2\dot{x}) \end{aligned} \quad 4.2$$

Tendo como hipótese que ambas as câmaras estão fechadas, pode-se supor que não há nenhuma vazão no sistema – desconsiderando-se vazamentos internos. Dessa maneira, igualando-se as Equações 3.10 e 4.2, é possível determinar uma relação para a capacitância de cada câmara:

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= -\frac{kA_1}{V_{01} + A_1(L/2 + x)}P_1\dot{x} = -\frac{A_1\dot{x}}{C_1} & C_1 &= \frac{V_{01} + A_1(L/2 + x)}{kP_1} \\ \dot{P}_2 &= \frac{kA_2}{V_{02} + A_2(L/2 - x)}P_2\dot{x} = \frac{A_2\dot{x}}{C_2} \Rightarrow & C_2 &= \frac{V_{02} + A_2(L/2 - x)}{kP_2} \end{aligned} \quad 4.3$$

Outra maneira de descrever esse fenômeno seria por meio do modelo já linearizado. Reescrevendo a Equação 3.22 em função da derivada da pressão, obtém-se:

$$\begin{aligned} \dot{P}_1 &= -\frac{c_{v1}}{c_{p1}}\dot{x} = -\frac{kP_{o1}}{L/2}\dot{x} & C_1 &= \frac{A_1 L/2}{kP_{o1}} \\ \dot{P}_2 &= \frac{c_{v2}}{c_{p2}}\dot{x} = \frac{kP_{o2}}{L/2}\dot{x} & C_2 &= \frac{A_2 L/2}{kP_{o2}} \end{aligned} \quad 4.4$$

Os testes da compressibilidade consistiram em bloquear ambas as câmaras do atuador na pressão atmosférica usando como fecho os transdutores de pressão imediatamente na saída do cilindro, deslocar o pistão de sua posição de equilíbrio – o que causa a compressão do ar em uma das câmaras e expansão do gás na outra – e observar o efeito mola do volume de ar teoricamente inalterado nas câmaras.

Além disso, a carga externa adicionada ao atuador pode ser facilmente alterada, com o acréscimo ou diminuição da quantidade de discos no suporte do cilindro, resultando em um maior ou menor amortecimento da resposta do sistema. A Figura 4.5 representa as condições do experimento para o conjunto com peso máximo e traz um esquema simplificado da configuração dos elementos durante os testes.

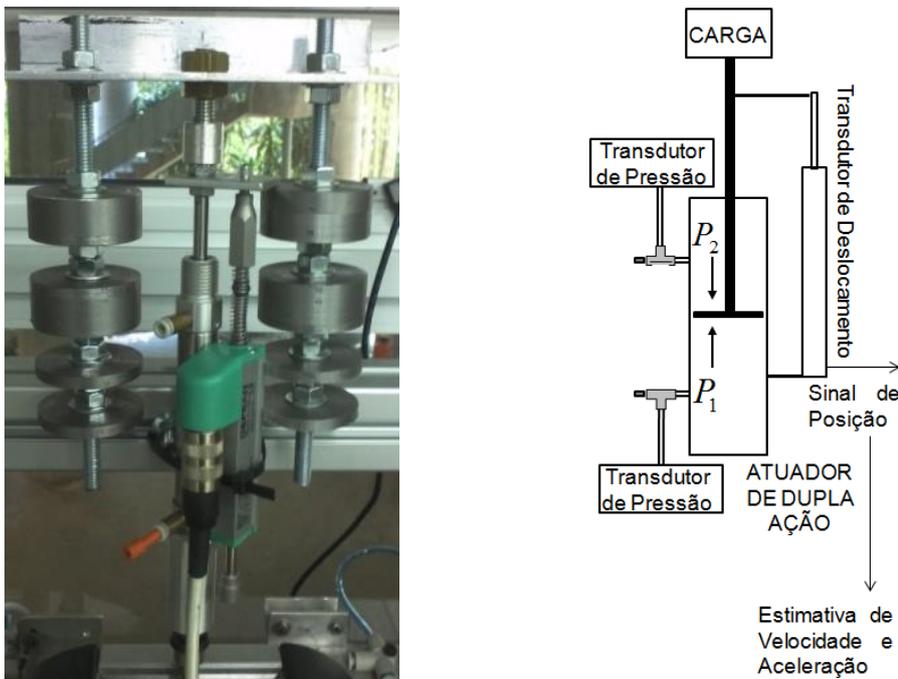


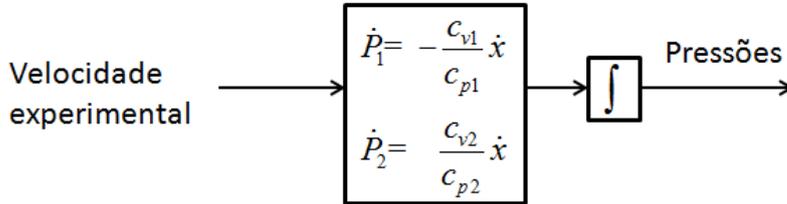
Figura 4.5 – Configuração do teste de capacitância.

Foram realizados testes com a combinação simétrica de discos de forma a somar uma massa adicional de 394,5g, 880,6g, 1381g, 1525,7g e 1672,2g. Além disso, variou-se a condição inicial do deslocamento entre uma posição mínima, igual a -20mm, e máxima, de 20mm. A informação de velocidade foi obtida através da derivação dos dados do sensor de deslocamento, filtrados por uma média móvel de três elementos. Todos os testes foram reproduzidos nas mesmas condições pelo menos cinco vezes para garantir a reprodutibilidade dos resultados obtidos.

Posteriormente, foram feitas simulações para comparar o desempenho dos modelos linearizado e não linear com o experimental. Dado que o objetivo dessas simulações é observar apenas o efeito de capacitância, foram usadas as informações experimentais de deslocamento e velocidade ao invés de simulá-las também, o que traria o efeito de outros componentes do sistema de atuação para os resulta-

dos. A Figura 4.6 retrata o esquema dos dois tipos de simulação realizados, determinados pelas Equações 4.3 e 4.4.

Modelo Linear



Modelo Não Linear

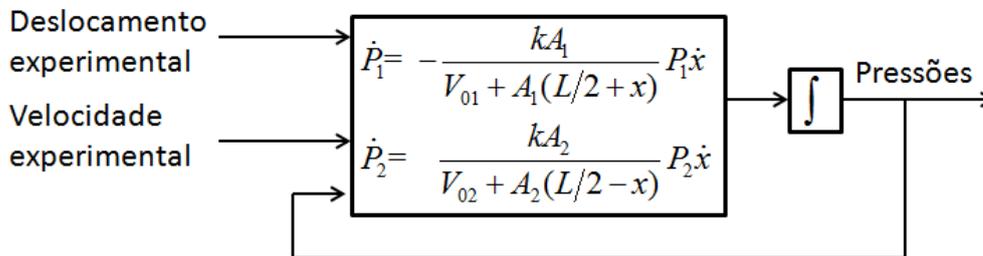
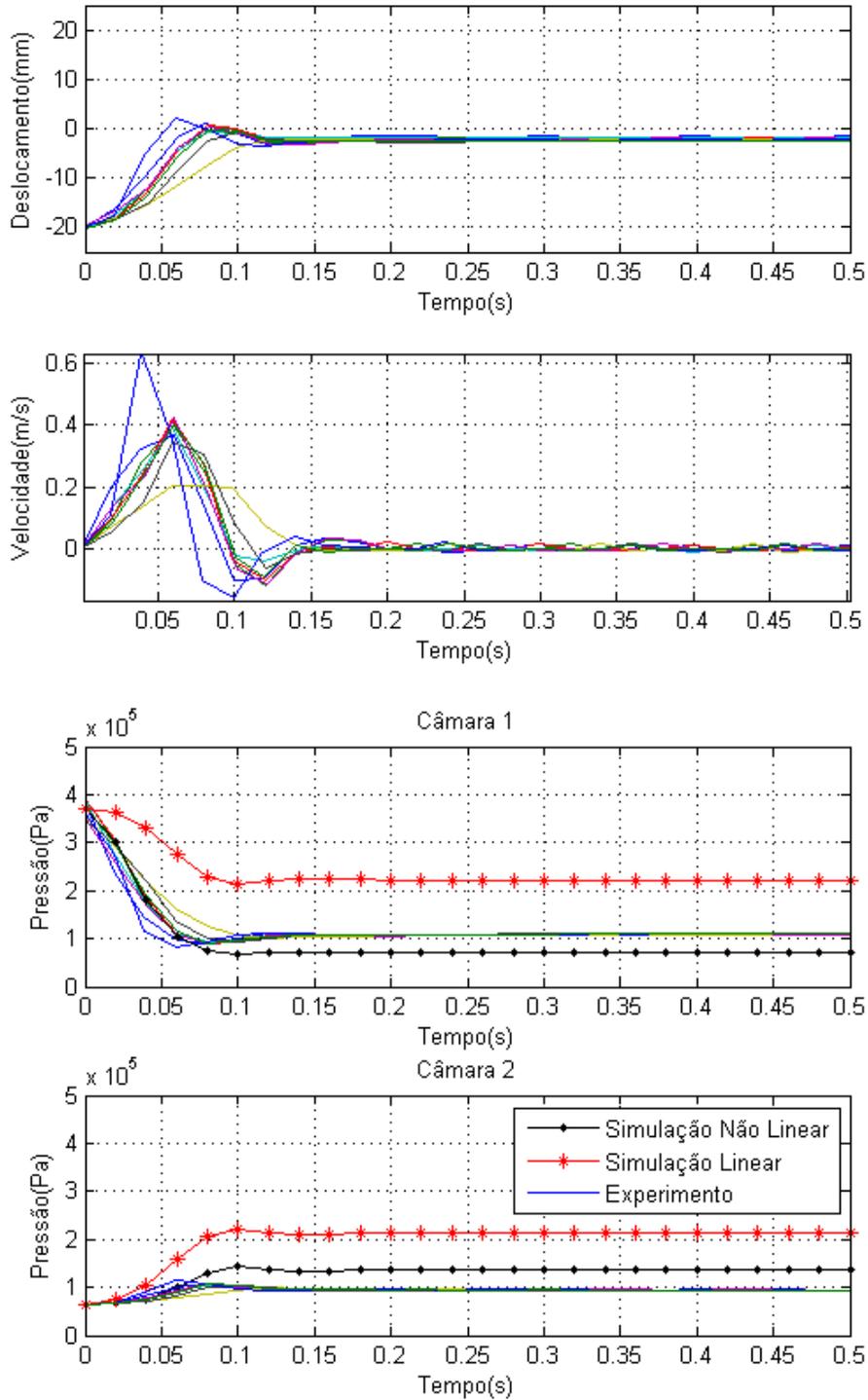


Figura 4.6 – Simulação da capacitância.

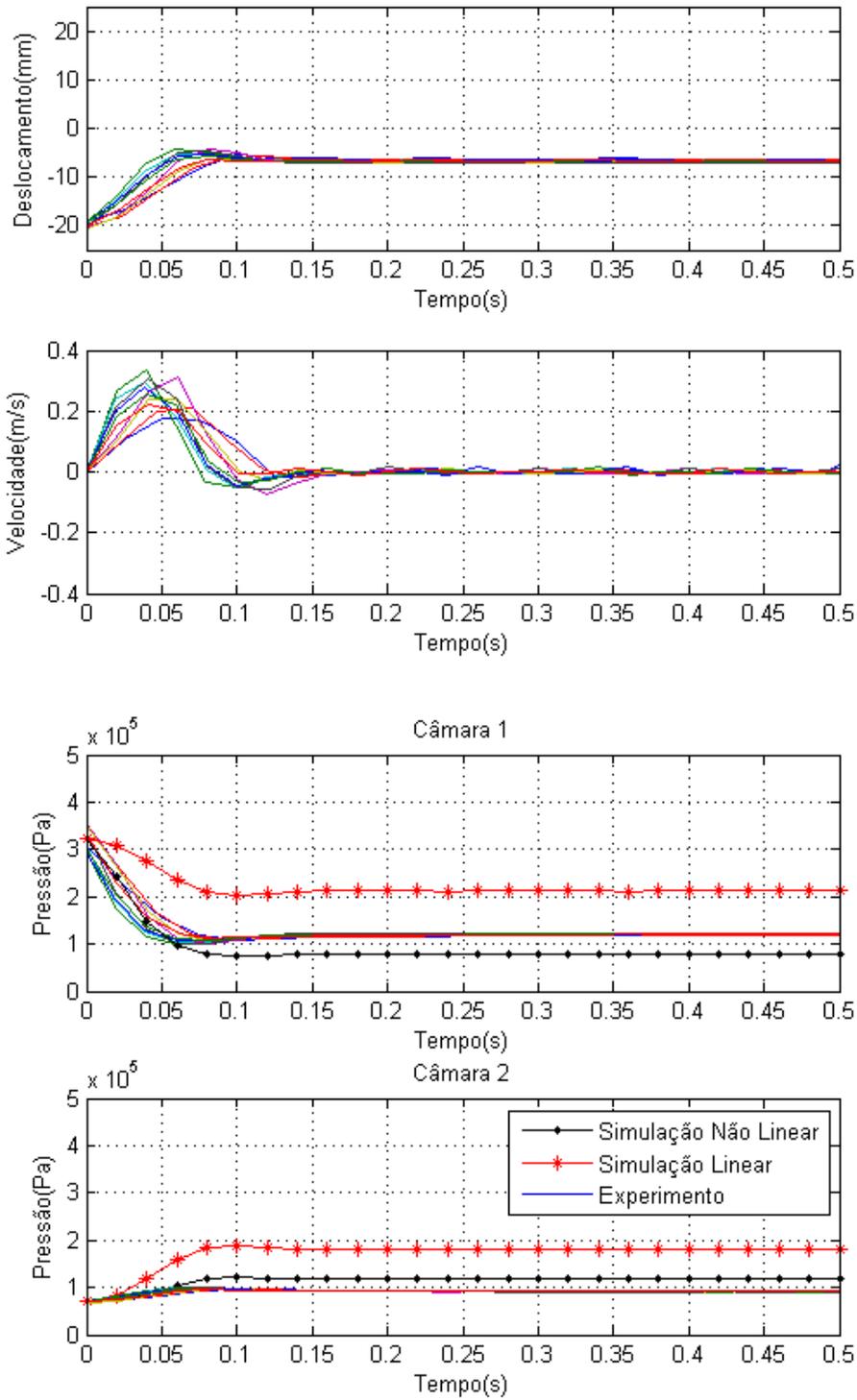
A Figura 4.7 traz os resultados para os testes com os cinco conjuntos de massa na condição inicial mínima, bem como os das simulações, linear e não linear. A Figura 4.8 repete essa análise para a condição inicial máxima. Observando as imagens, é possível perceber que todas as simulações acompanham o desenho da curva do desempenho empírico, embora com uma constante de diferença. Esse comportamento pode ser devido ao fato do modelo da simulação estar incompleto, ou seja, de estar se usando dados empíricos como entrada. Nota-se também que para a maioria dos casos o modelo não linear tem um desempenho mais próximo do experimental.

O volume de ar dentro das câmaras é constante e pequeno, uma vez que eles foram bloqueados na pressão atmosférica e depois expandidos em uma câmara e comprimido na outra. Esse efeito resulta em pressões menores que a atmosférica para a câmara com volume aumentado. Outra característica desse efeito é que o sistema torna-se subamortecido. As consequências disso são percebidas nos testes de condição inicial máxima, nos quais a influência gravitacional no sentido do deslocamento evidencia resultados mais discrepantes para diferentes cargas adici-

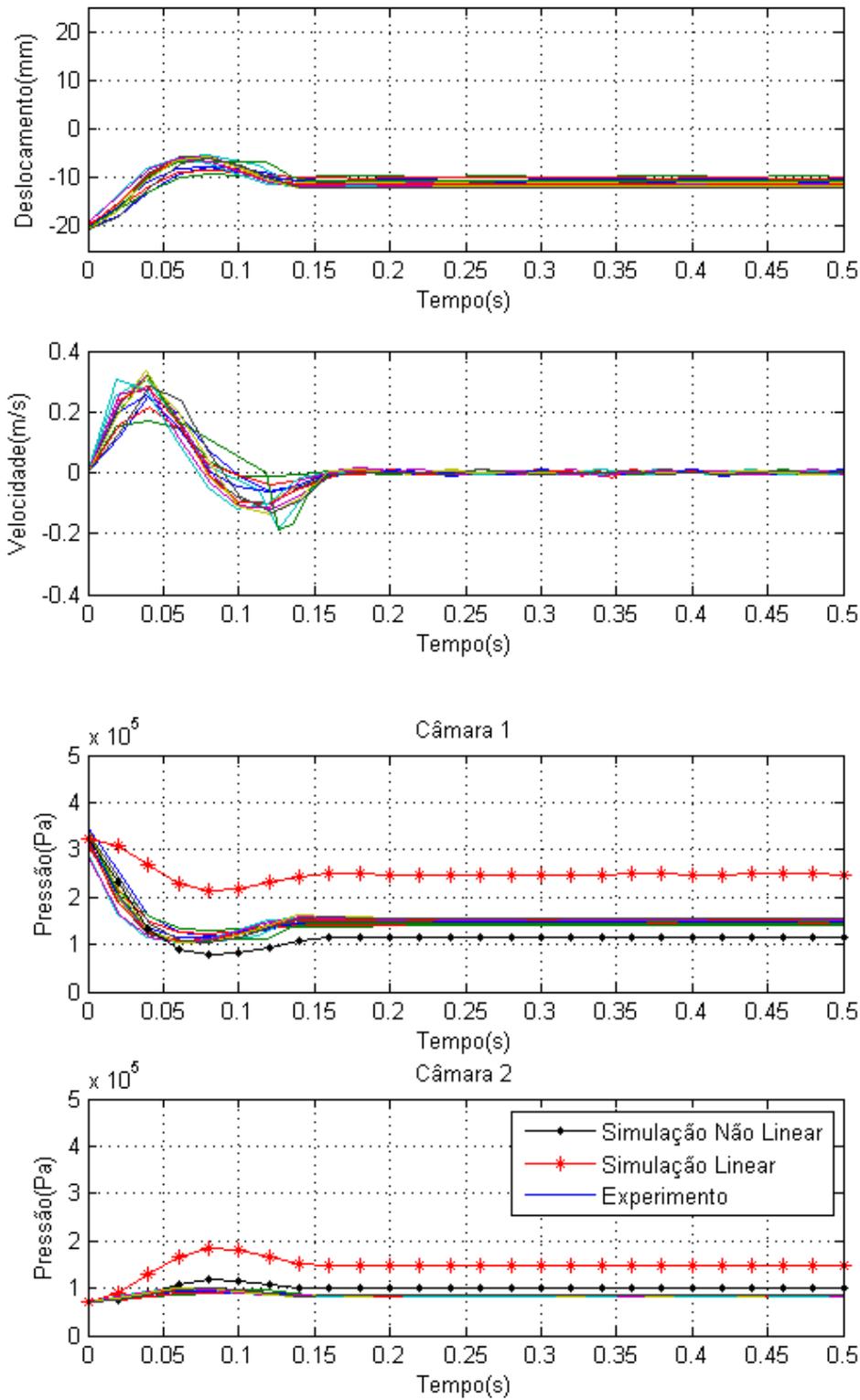
onais, isto é, deslocamentos mais amortecidos para massas pequenas e mais oscilatórios para cargas pesadas.



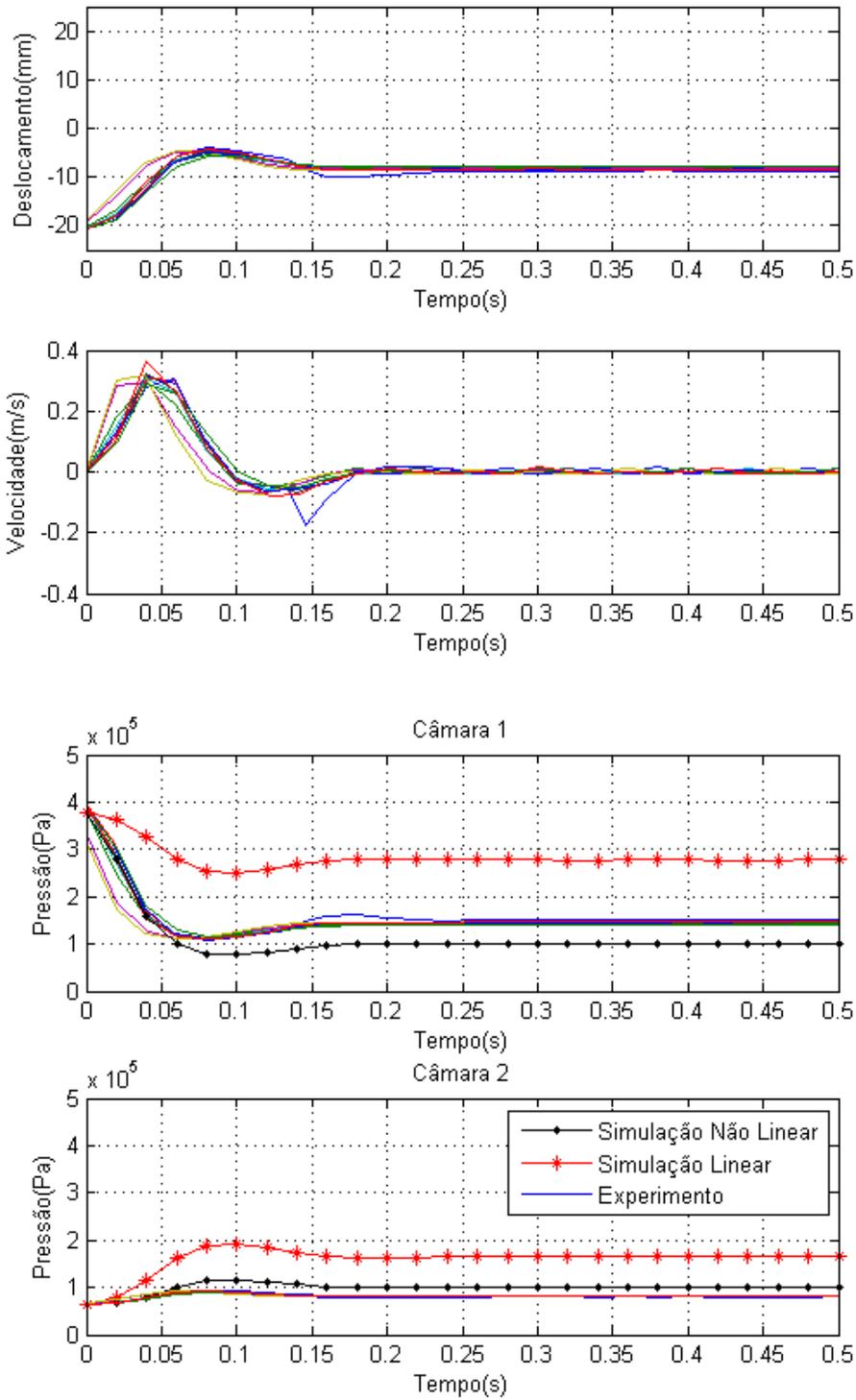
(a) Carga adicional de 394,5g



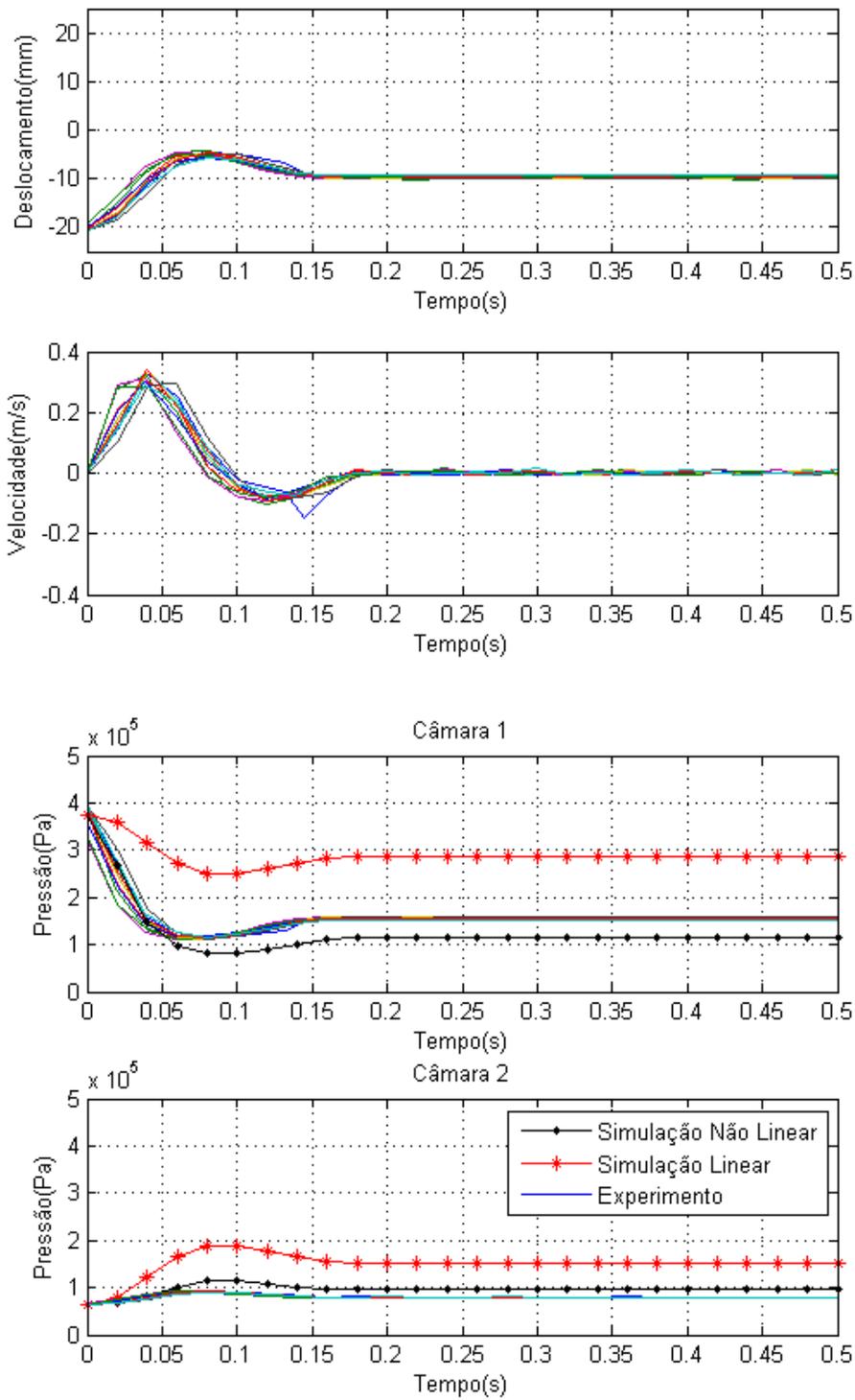
(b) Carga adicional de 880,6g



(c) Carga adicional de 1381g

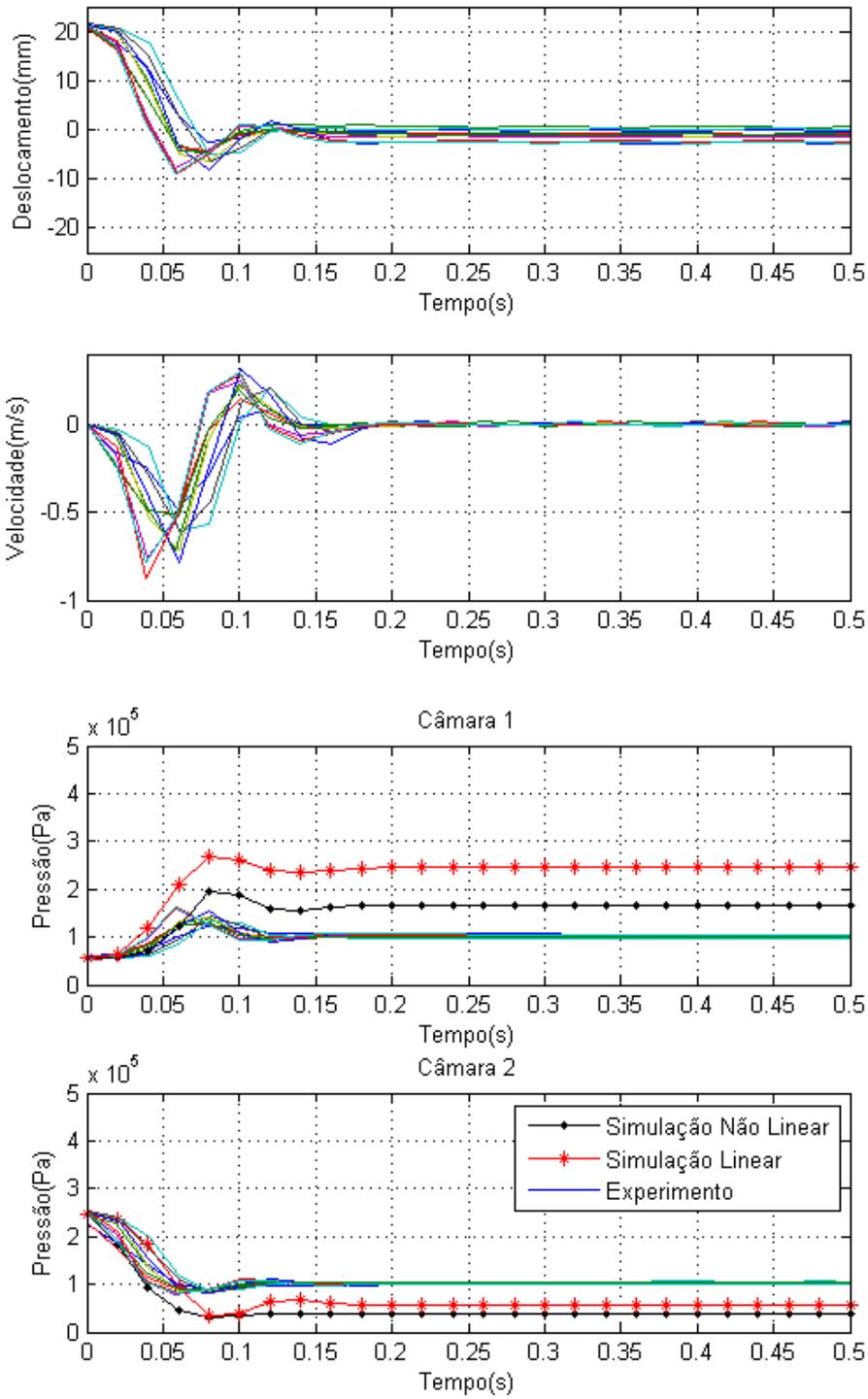


(d) Carga adicional de 1525,7g

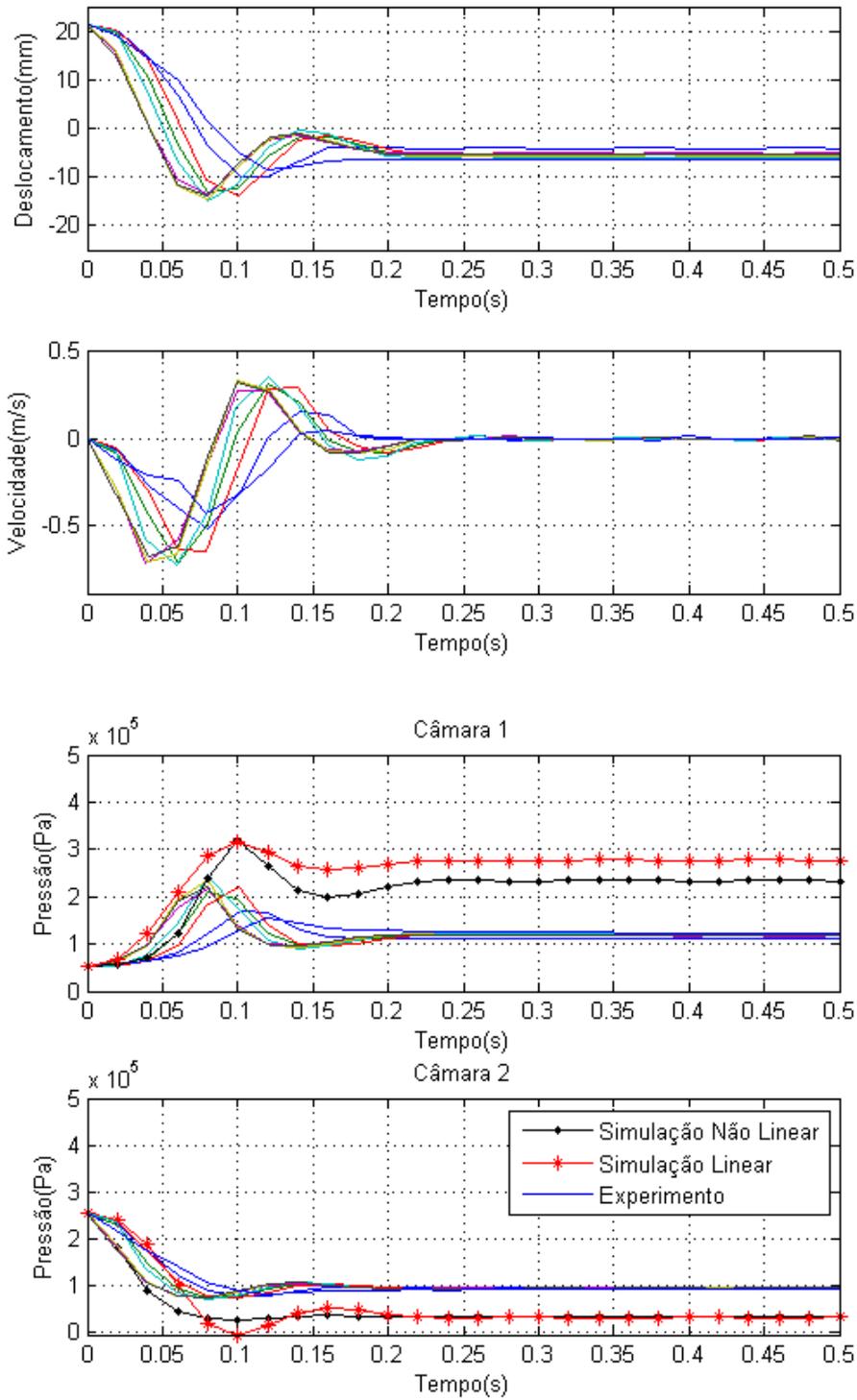


(e) Carga adicional de 1672,2g

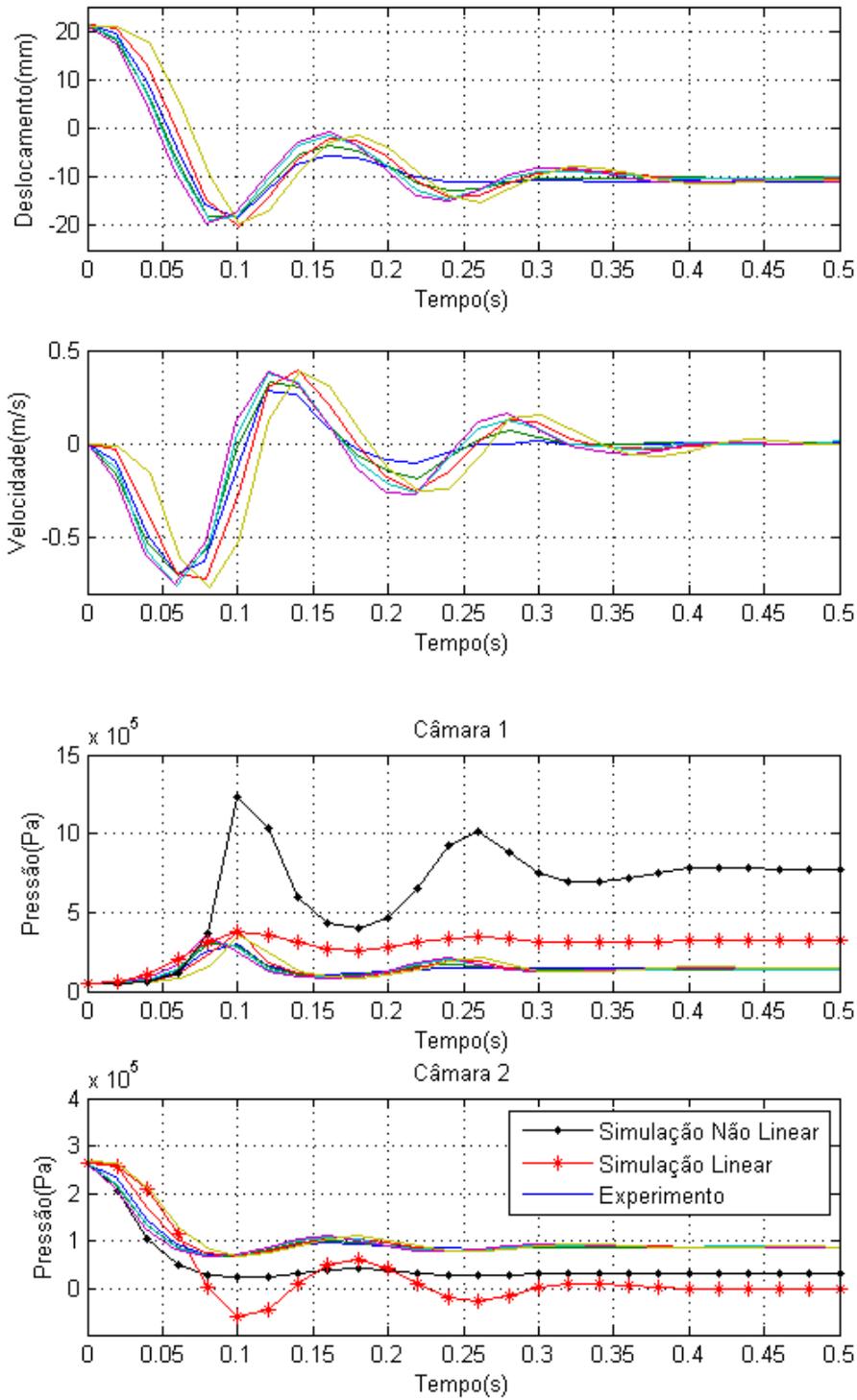
Figura 4.7 – Resultados dos experimentos e simulações linear e não linear para o teste de compressibilidade com condição inicial mínima e diferentes cargas.



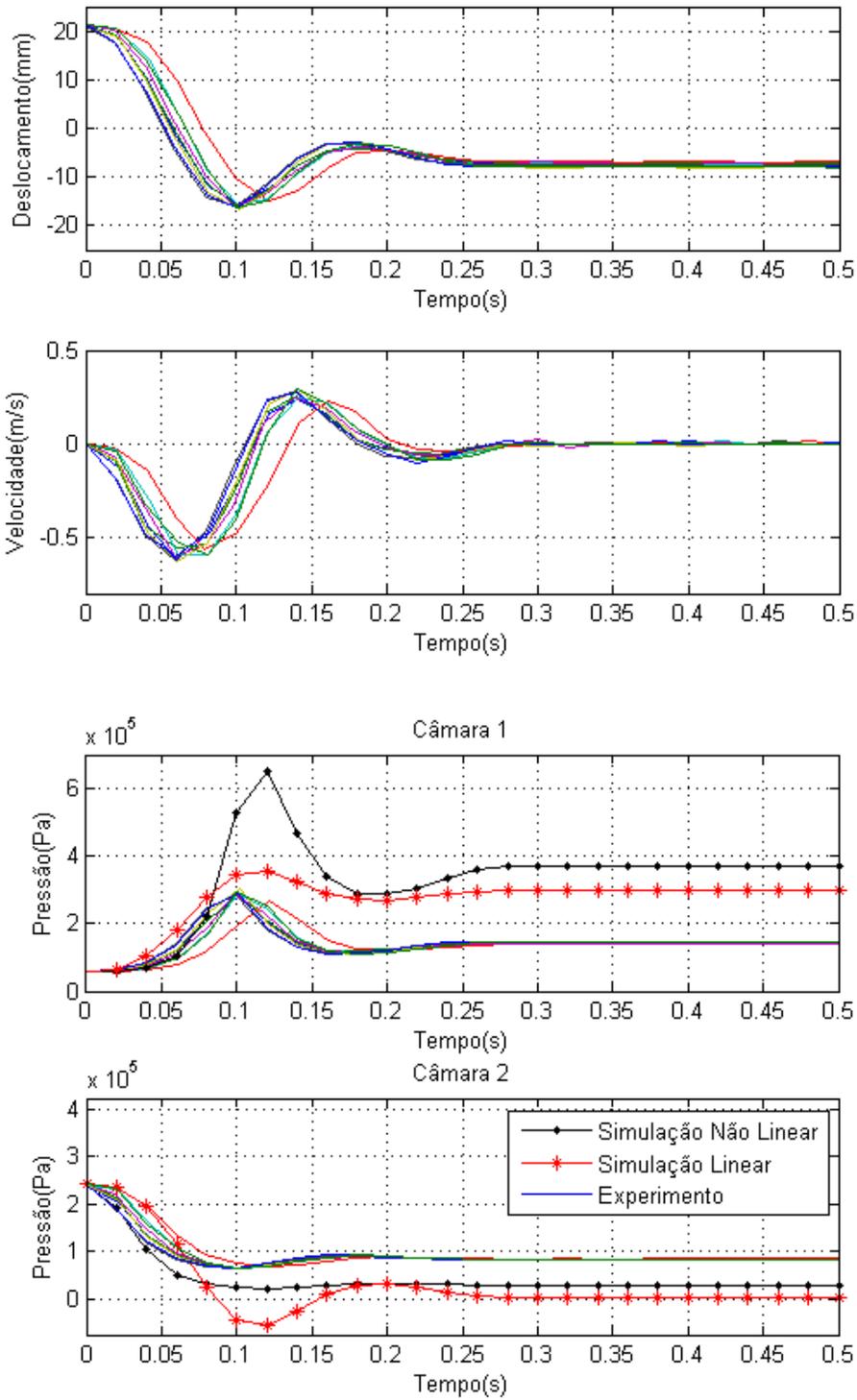
(a) Carga adicional de 394,5g



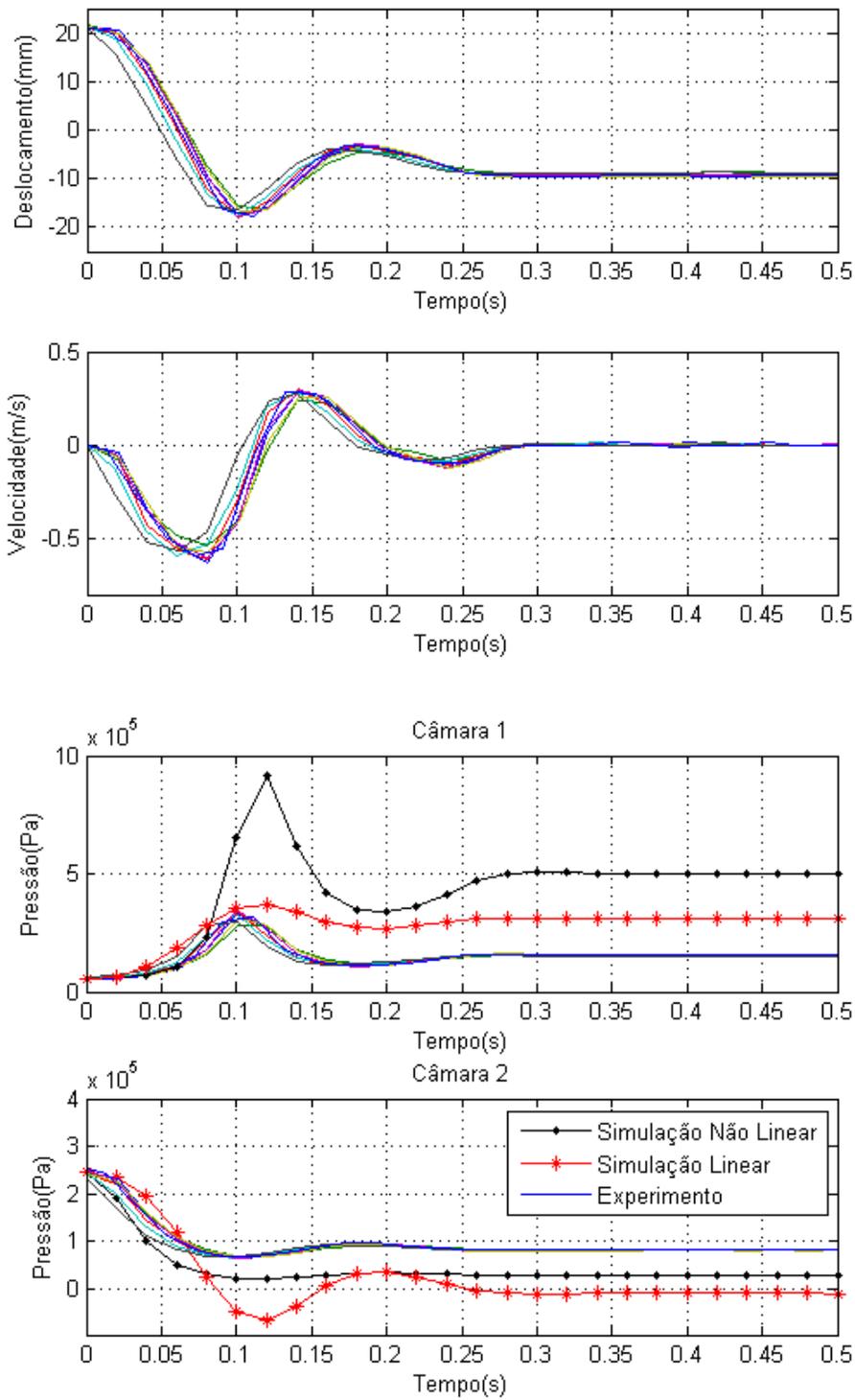
(b) Carga adicional de 880,6g



(c) Carga adicional de 1381g



(d) Carga adicional de 1525,7g



(e) Carga adicional de 1672,2g

Figura 4.8 – Resultados dos experimentos e simulações linear e não linear para o teste de compressibilidade com condição inicial máxima e diferentes cargas.

4.2. Válvula proporcional

A principal não linearidade das válvulas é a perda de carga devido ao escoamento compressível e turbulento do ar pelos seus orifícios de área variável. Dessa forma, a curva desejada desse elemento é a de variação de vazão pela tensão imposta ao sistema. Dado que o princípio de funcionamento desse tipo de válvula é variar o fluxo de ar no sistema através da mudança de área de passagem do gás, elas apresentam uma grande perda de carga. A relação entre tensão de comando e vazão encontra-se na Figura 2.9.

Foram realizados testes na bancada para determinar os parâmetros da real curva entre a vazão mássica e a tensão aplicada na válvula proporcional de forma a ajustá-la ao modelo de escoamento proposto no item 3.16. Para tanto, foram medidas as pressões e vazões com os respectivos transdutores na entrada e saída das válvulas mediante uma pressão de alimentação constante e variação do sinal de comando. A Figura 4.9 mostra a disposição de todos os elementos nesse teste e um esquema de como os equipamentos estão posicionados.

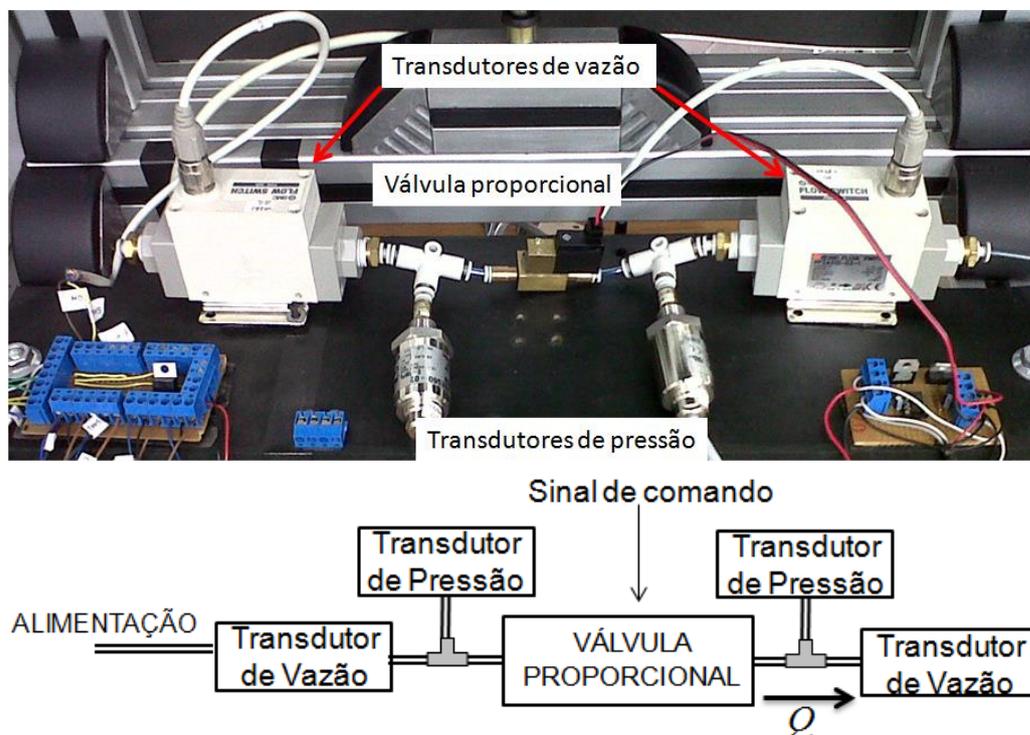


Figura 4.9 – Configuração da bancada para caracterização da válvula proporcional.

Para transformar a vazão volumétrica em vazão mássica, basta multiplicar o fluxo pela massa específica do gás, dada na Tabela 2.1, e acertar a relação de tempo e de litro ao sistema internacional de unidade. Primeiramente, analisou-se a resposta de duas das válvulas, cujo resultado encontra-se na Figura 4.10 – a curva média entre os ensaios representada pela linha pontilhada; visto que ambas apresentaram um comportamento próximo, optou-se por realizar a modelagem desse elemento com base na resposta de apenas uma delas.

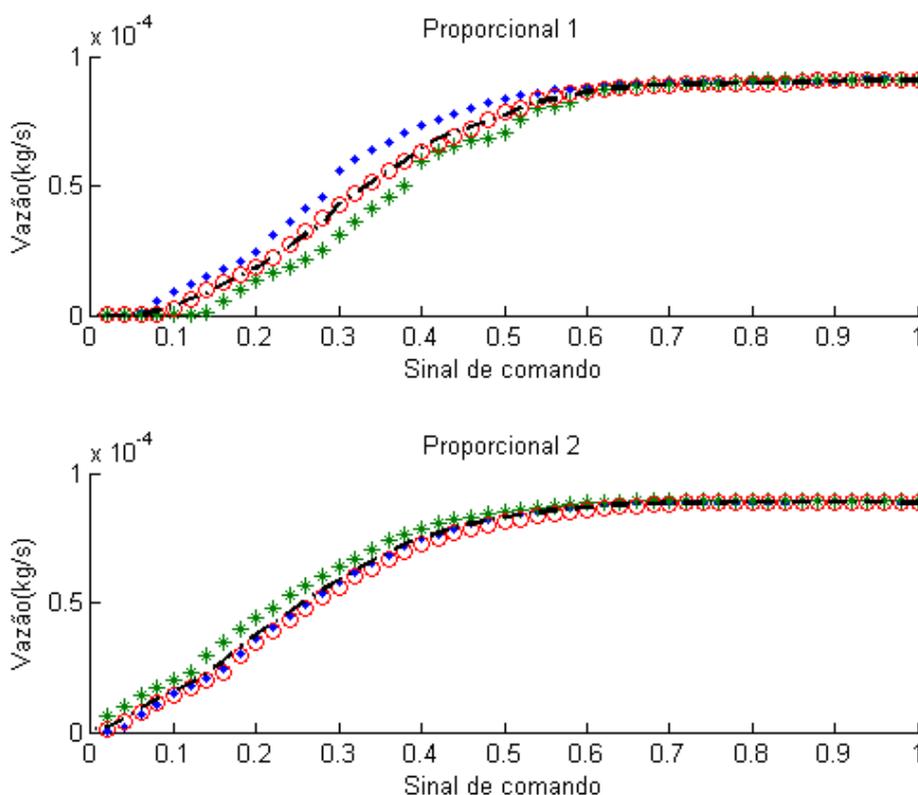


Figura 4.10 – Comparação do comportamento de duas válvulas proporcionais.

As curvas obtidas experimentalmente para a válvula proporcional analisada encontram-se na Figura 4.11, com um comportamento de acordo com a curva fornecida pelo fabricante, na qual a válvula responde de maneira ligeiramente distinta caso o sinal de comando seja crescente ou decrescente.

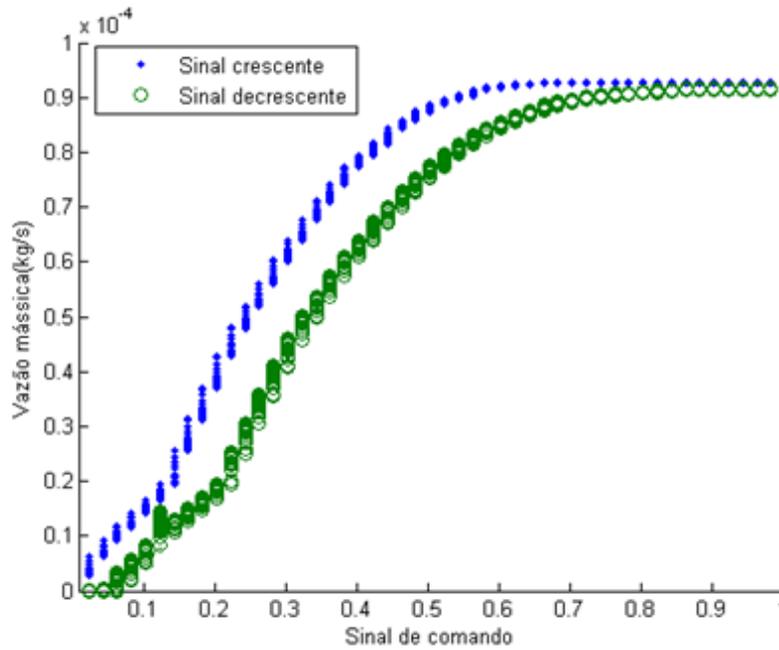


Figura 4.11 – Curva experimental de vazão das válvulas proporcionais.

A Equação 3.16 modela a relação entre a vazão mássica, coeficiente de descarga, a área do orifício de passagem e as pressões anteriores e posteriores à região de escoamento. Nesse experimento, as pressões são constantes e conhecidas – a de alimentação é a pressão a montante e a atmosférica, a jusante – o que elimina duas incógnitas da equação. O coeficiente de descarga muda conforme a área do orifício e esta é variável com a tensão, devido ao princípio de funcionamento da válvula. No entanto, por causa da geometria da válvula, não se pode garantir qual o formato intermediário do escoamento. Dessa forma, optou-se por determinar uma função, denominada $K_{vp}(x_v)$, que incluísse a dependência tanto do coeficiente de descarga quanto da mudança de área com a tensão.

A Equação 4.5 traz a melhor interpolação desta função para a válvula analisada e a Equação 4.6 resume o novo modelo de vazão utilizado, com C_1 , C_2 , P_{cr} e k previamente definidos na Equação 3.17 e um termo de ajuste ao novo modelo.

$$K_{vp} = \begin{cases} Q_{max} \cdot [a x_v^4 + b x_v^3 + c x_v^2 + d x_v] & \text{se } x_v < 0,75 \\ Q_{max} & \text{se } x_v \geq 0,75 \end{cases} \quad 4.5$$

Tabela 4.2 – Coeficientes do modelo da válvula proporcional.

	a	b	c	d	Q_{max}
Sinal crescente	10,93	-18,95	8,52	1,00	$9,25 \cdot 10^{-5}$
Sinal decrescente	9,86	-19,30	10,95	-0,21	$9,15 \cdot 10^{-5}$

$$Q = \begin{cases} K_{vp}(x_v) \cdot \frac{1}{1181} \cdot C_1 \frac{P_m}{\sqrt{T}} & se \frac{P_j}{P_m} \leq P_{cr} \\ K_{vp}(x_v) \cdot \frac{1}{1181} \cdot C_2 \frac{P_m}{\sqrt{T}} \left(\frac{P_j}{P_m}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_j}{P_m}\right)^{\frac{k-1}{k}}} & se \frac{P_j}{P_m} > P_{cr} \end{cases} \quad 4.6$$

A Figura 4.12 faz uma comparação entre as curvas experimentais de vazão já demonstradas na Figura 4.11 e as simuladas com os mesmos dados de pressão, acrescentados da relação determinada de K_{vp} e o sinal de controle.

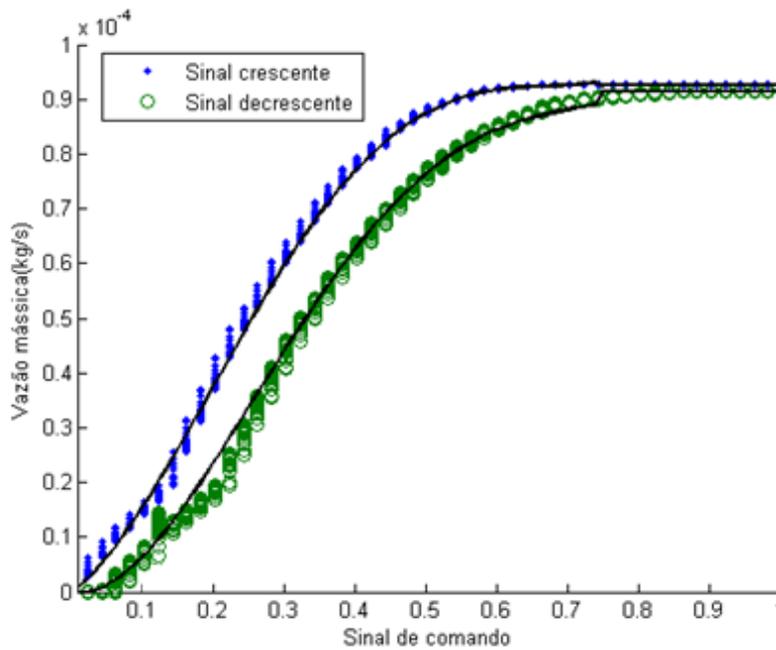


Figura 4.12 – Comparação entre vazão experimental e modelo.

Visando simplificar as simulações e a estratégia de controle e dado que as duas curvas modeladas estão muito próximas, foi escolhida apenas a curva de sinal crescente para caracterizar esse elemento.

4.3. Linha fluida

O primeiro fenômeno estudado foi a perda de pressão ao longo do comprimento da linha fluida. Para isso, conectou-se a válvula proporcional – e posteriormente, a direcional – à linha fluida com um par de sensores de vazão e pressão no começo e fim da mesma, caracterizando um sistema sem influência dos efeitos do atuador. Com mangueiras de comprimento variando entre 9 e 120 cm, verificou-se a diferença de pressão no início e final do escoamento, para diferentes vazões – comandadas pela variação do sinal de tensão da válvula proporcional e pela direcional, a qual fornece o dobro de vazão em comparação com a vazão máxima da outra válvula. A Figura 4.13 traz a posição dos elementos durante os testes; vale ressaltar que o sistema estava na horizontal para eliminar qualquer efeito gravitacional do escoamento do ar pela mangueira.

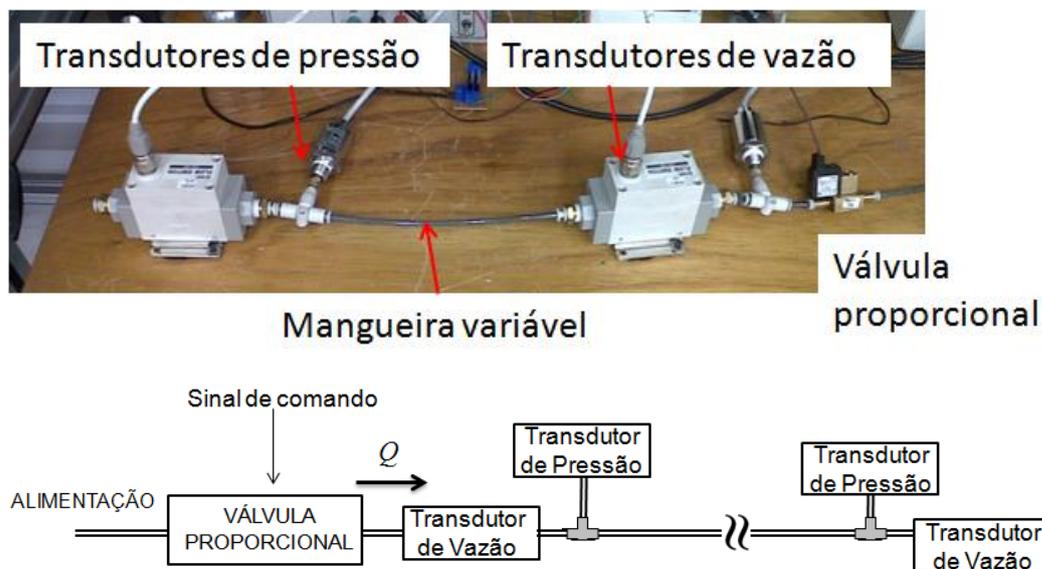


Figura 4.13 - Configuração da bancada para análise da linha fluida.

Conforme pode ser verificado pelos resultados experimentais apresentados na Figura 4.14, em linha aberta a queda de pressão máxima da mangueira comumente utilizada (de 38 cm) ficou em torno de 1kPa, o que representa apenas 1% da pressão atmosférica. Dessa maneira, esse efeito da linha fluida pode ser desprezado.

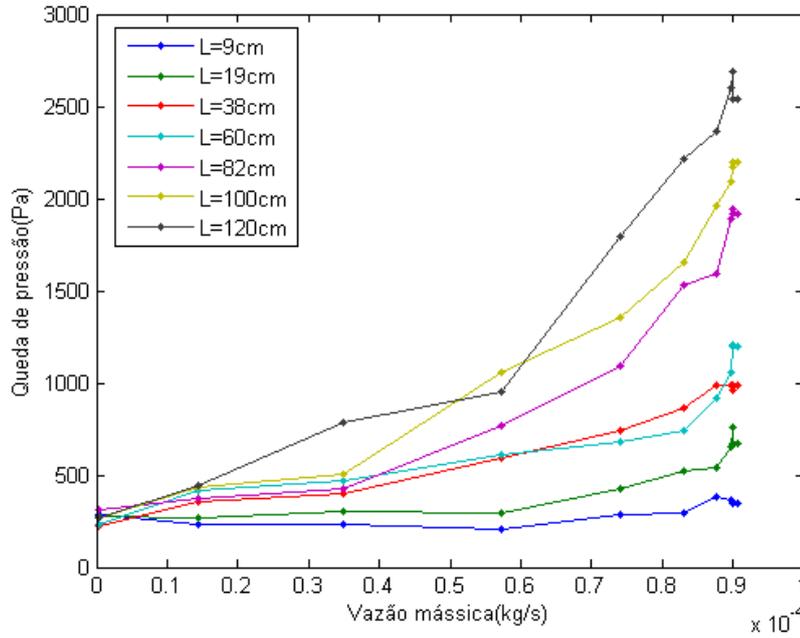
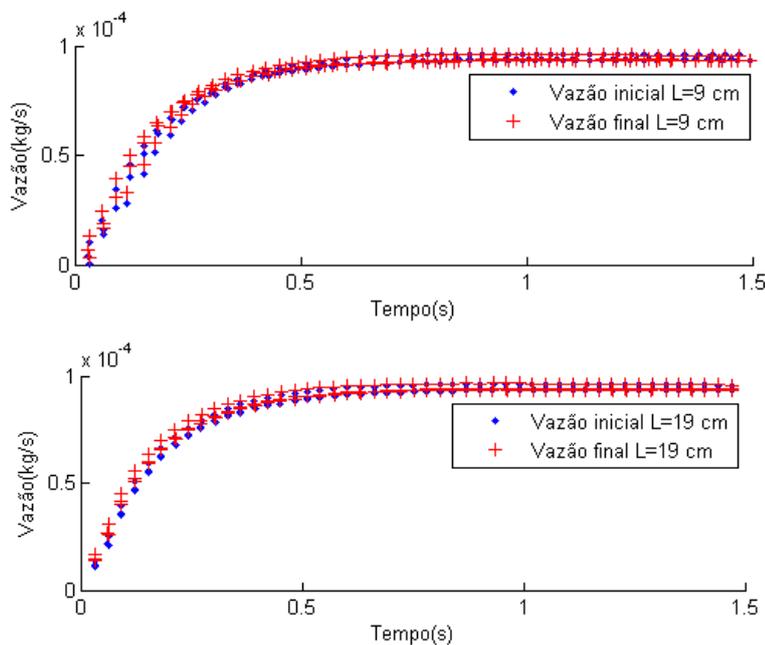


Figura 4.14 – Resultado da perda de pressão ao longo da linha fluida para diversos comprimentos e vazões.

O segundo efeito causado pela linha fluida é o de atenuação e atraso do fluxo longo de seu comprimento. Para analisar esse fenômeno, foi usada a mesma configuração do teste anterior, mostrada na Figura 4.13. O resultado para a diferença de fluxo entre o começo e final dos sete comprimentos de mangueira encontra-se na Figura 4.15, usando como entrada a vazão máxima da válvula proporcional, de 1.10^{-4} kg/s.



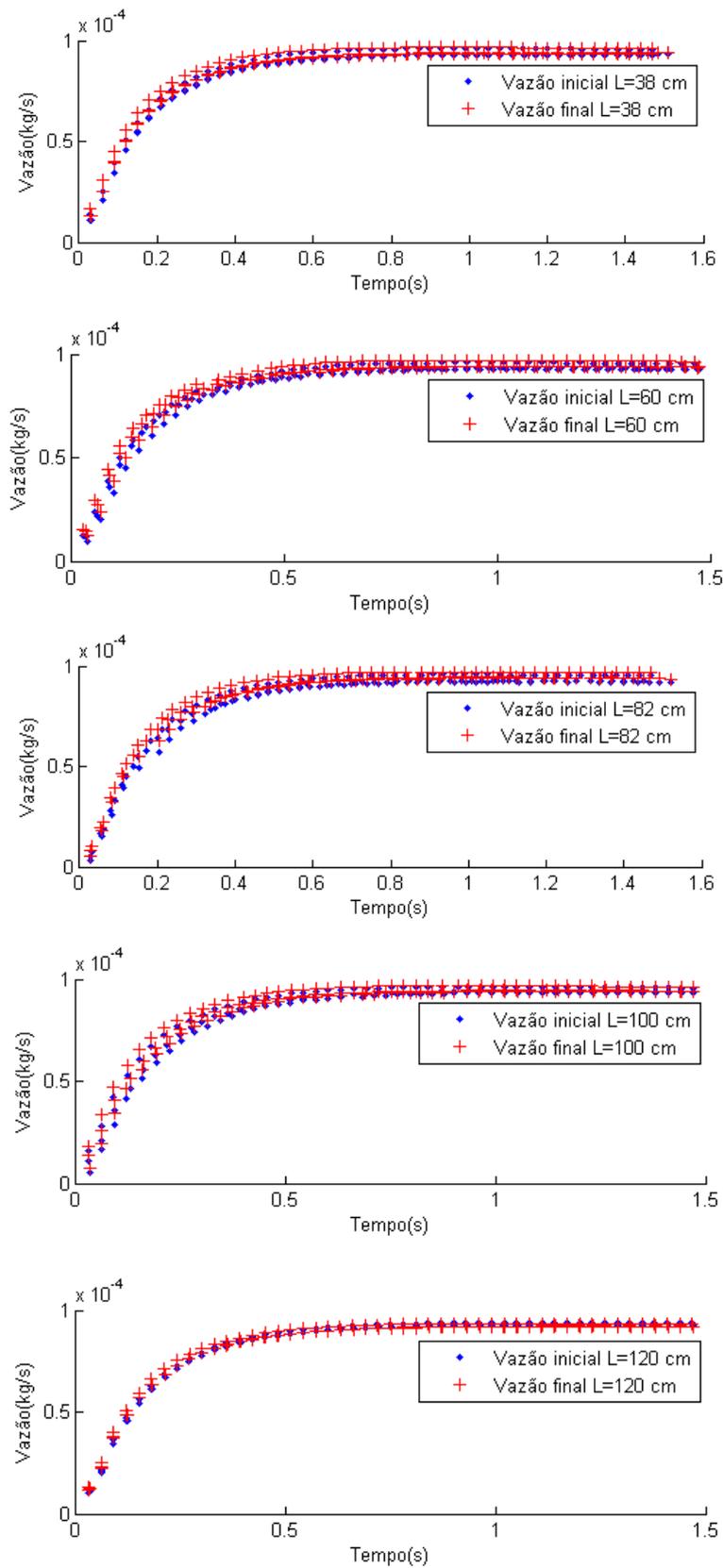


Figura 4.15 – Resultado da atenuação e atraso de vazão da válvula proporcional ao longo da linha fluida para diversos comprimentos.

Conclui-se que o efeito de atenuação é desprezível já que ambos os transdutores indicam vazões mássicas de mesma magnitude. No entanto, o atraso do fluxo é considerável uma vez que os sinais dados à válvula são instantâneos e a vazão leva quase 0,5 segundo para alcançar o valor esperado. Dessa forma, foi adicionada ao modelo uma função exponencial que representasse esse efeito, descrito pela Equação 4.7 e a Figura 4.16.

$$Q' = Q \cdot (1 - e^{-6t}) \quad 4.7$$

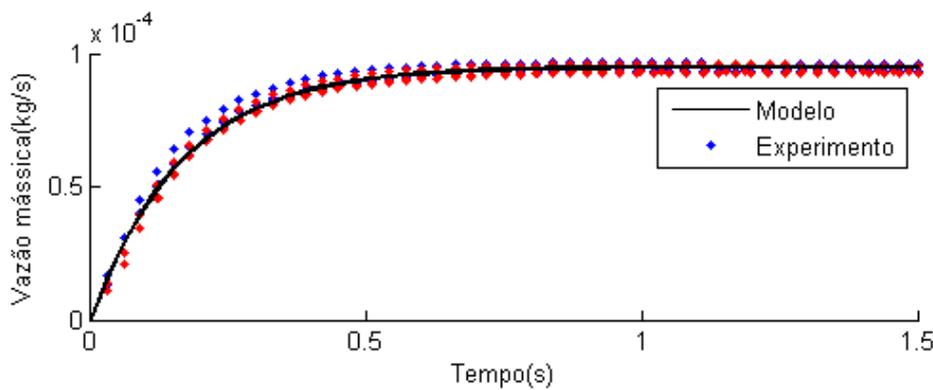


Figura 4.16 – Comparação entre vazão experimental e modelo de atraso do fluxo.

4.4. Simulação computacional do modelo não linear

Uma vez que cada componente do sistema de atuação pneumático foi analisado e modelado, é possível construir um modelo não linear que represente o conjunto com base nos modelos individuais. Assim como no caso da simulação linear desenvolvida no item 3.4, foi escolhido o meio do curso como condição inicial de todas as simulações e foram usados sinais de entrada que respeitassem o fim de curso do sistema real. No entanto, como as relações entre as variáveis não são lineares, também se teve que forçar a velocidade e aceleração a assumirem valores nulos no momento em que o batente mecânico é alcançado de forma a garantir a coerência entre as simulações e o comportamento real. A Figura 4.17 mostra o esquema da simulação do modelo não linear.

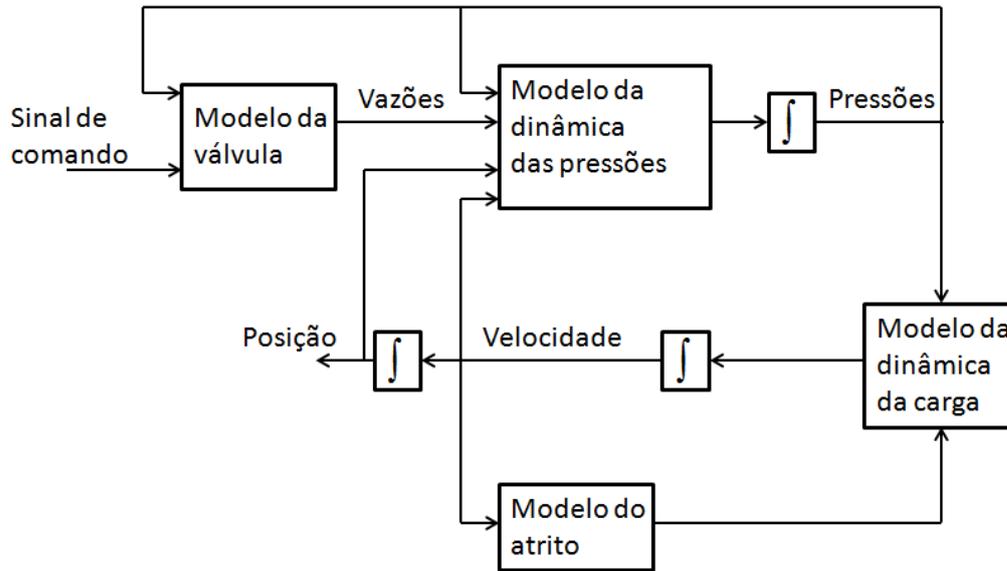


Figura 4.17 – Diagrama para a simulação não linear do sistema de atuação.

4.4.1. Comportamento do sistema em malha aberta

A primeira simulação foi da resposta do sistema a um sinal de entrada do tipo degrau com amplitude máxima, para o sentido positivo e negativo de deslocamento. A Figura 4.18 mostra o resultado da simulação; comparando com a mesma simulação para o modelo linear, exposta na Figura 3.6, percebe-se que o efeito de compressibilidade é maior no sistema não linear, uma vez que a pressão da câmara com vazão negativa tem um tempo muito menor de queda antes de sofrer o efeito de compressão e passar a aumentar.

Outra diferença entre os dois modelos é que o tempo de deslocamento é consideravelmente maior: para um mesmo sinal de entrada, o modelo linear leva cerca de 0,1 segundos para alcançar o fim de curso, contra 0,4 segundos do modelo não linear. Essa diferença se deve ao fato do segundo modelo ser mais completo e levar em conta efeitos entre as variáveis que o outro despreza.

Por último, a velocidade e aceleração no sistema não linear se demonstraram extremamente oscilatórias. Esse comportamento pode ser causado por erros numéricos vindos do modelo da força de atrito, uma vez que há uma descontinuidade em torno da velocidade nula. Assim, velocidades que oscilem entre os limites da força estática e dinâmica resultam em forças de atrito de valor alto e sentido oposto, causando acelerações e velocidades oscilatórias.

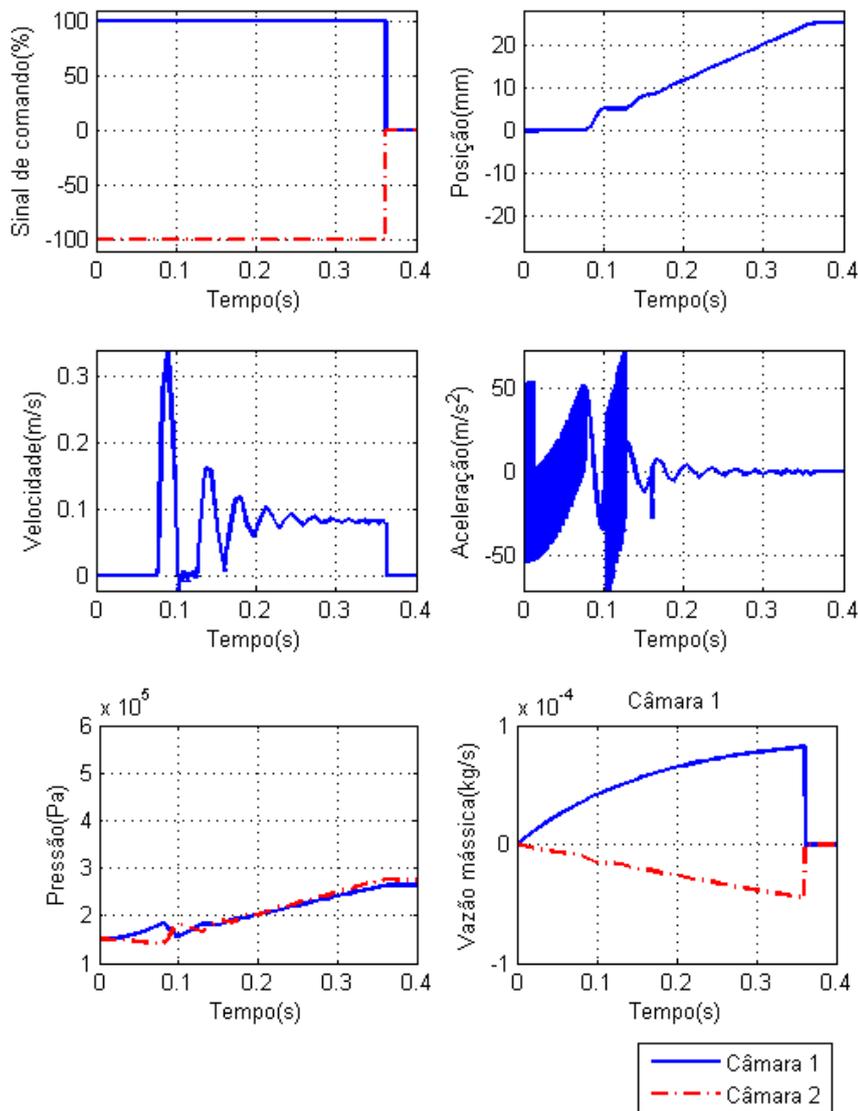


Figura 4.18 – Simulação não linear da resposta ao degrau com amplitude máxima.

Visando diminuir os erros numéricos da iteração do atrito, fez-se uma análise de sensibilidade dessa variável: repetiram-se as simulações para o coeficiente de atrito viscoso b multiplicado por 5, 10 e 50. O resultado das novas simulações adicionado a uma comparação com os dados experimentais pode ser visto na Figura 4.19.

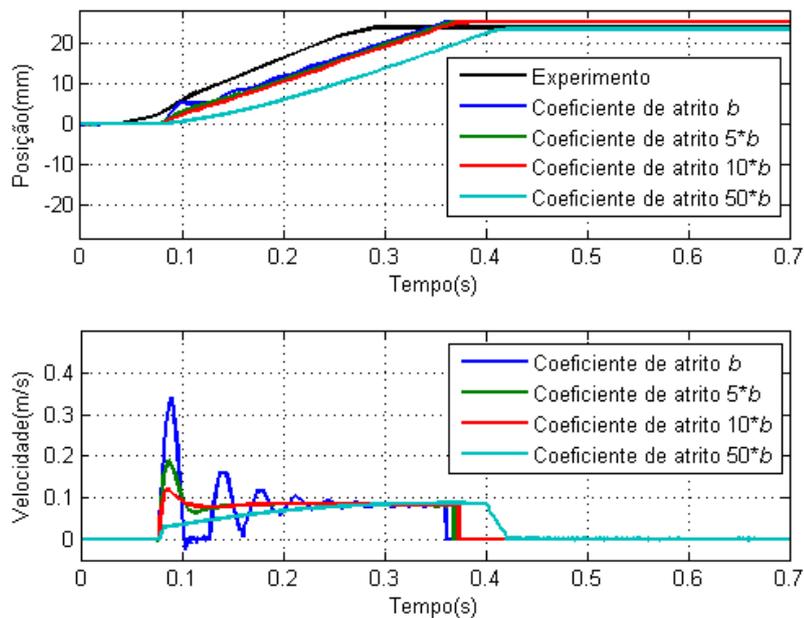
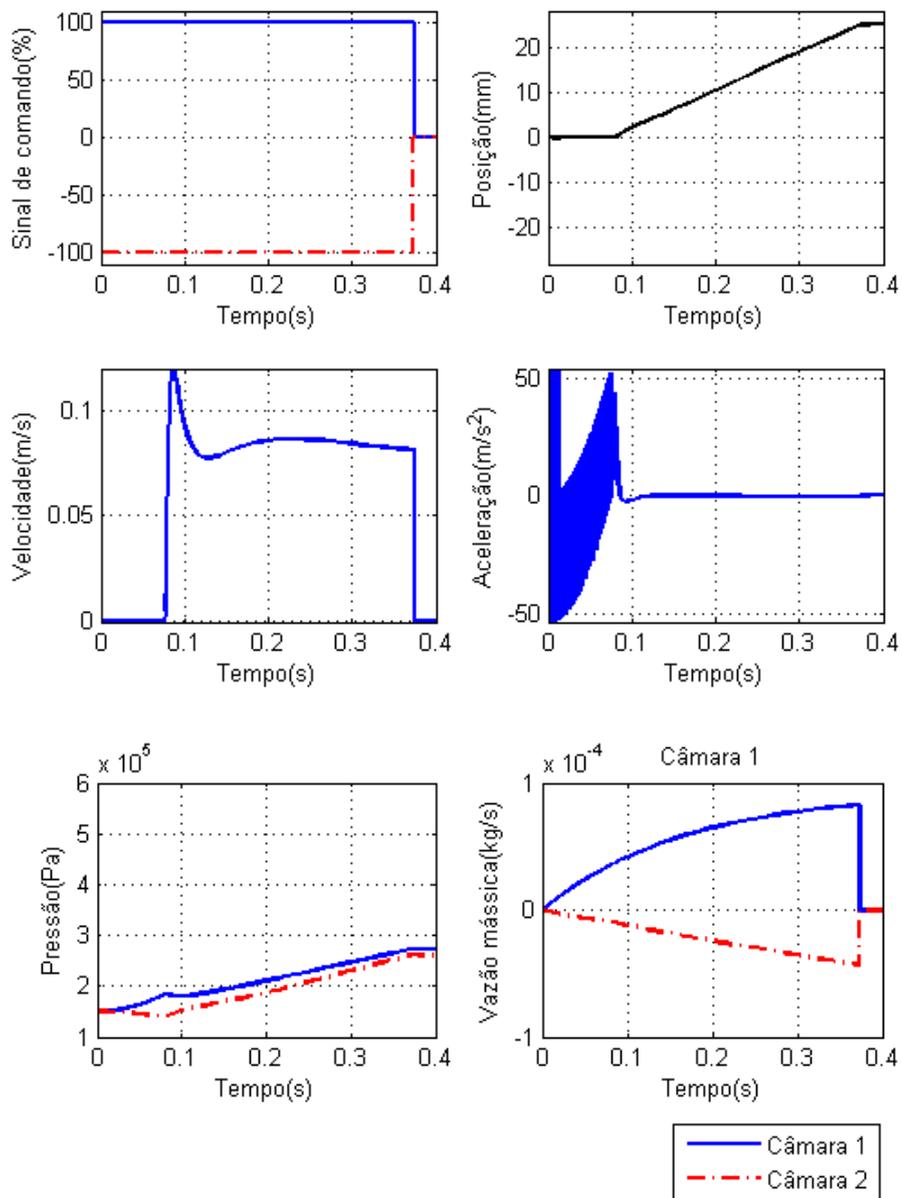


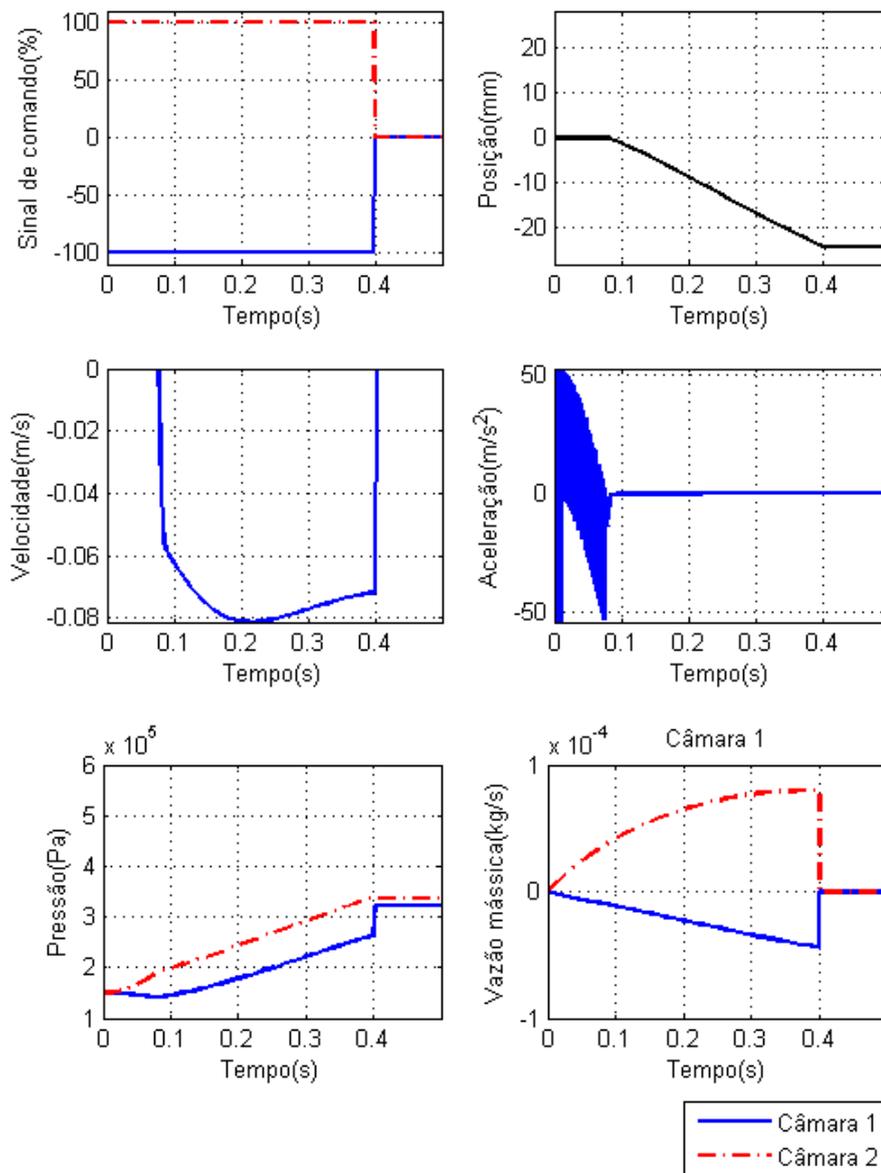
Figura 4.19 – Análise de sensibilidade do coeficiente de atrito viscoso.

Analisando a imagem anterior, nota-se que multiplicar o coeficiente de atrito viscoso por cinco não retirou as oscilações no deslocamento obtido pela simulação; por outro lado, um coeficiente cinquenta vezes maior causou atrasos grandes no comportamento do deslocamento do pistão em relação ao coeficiente original. Dessa forma, optou-se por utilizar o resultado intermediário e multiplicar por dez o coeficiente de atrito viscoso b , deixando-o mais próximo do valor utilizado na simulação linear do que o obtido experimentalmente.

Pela Figura 4.20, nota-se que no novo modelo o deslocamento não sofreu alterações com relação ao tempo percorrido para alcançar o fim de curso, com a vantagem de terem sido retiradas as oscilações na velocidade, aceleração, pressões, vazões e no próprio deslocamento. Embora a aceleração ainda apresente ruídos, esses novos valores de atrito viscoso foram adotados para as simulações seguintes.



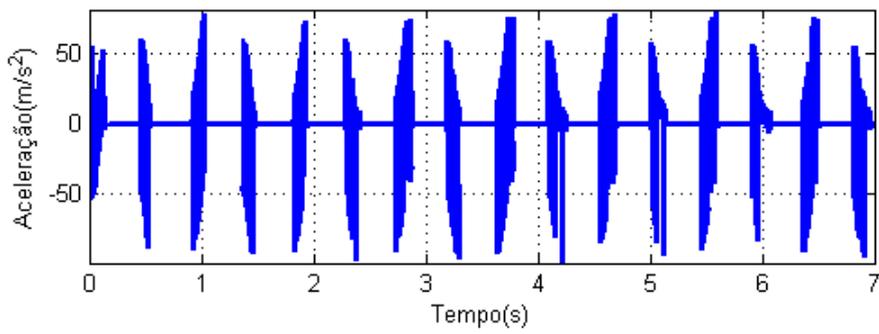
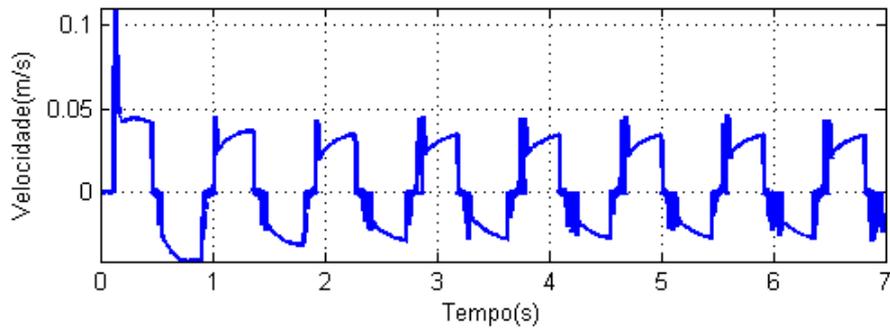
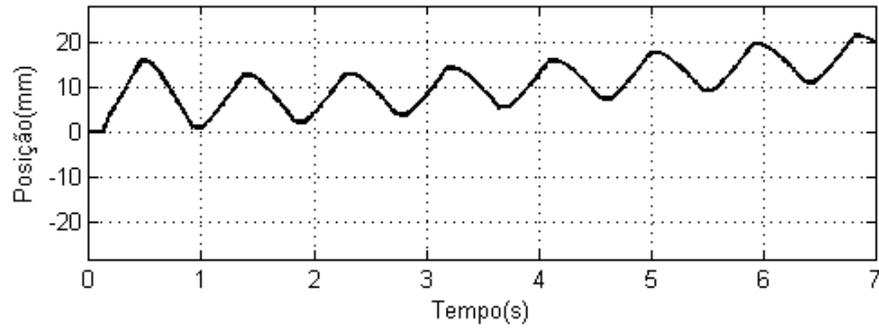
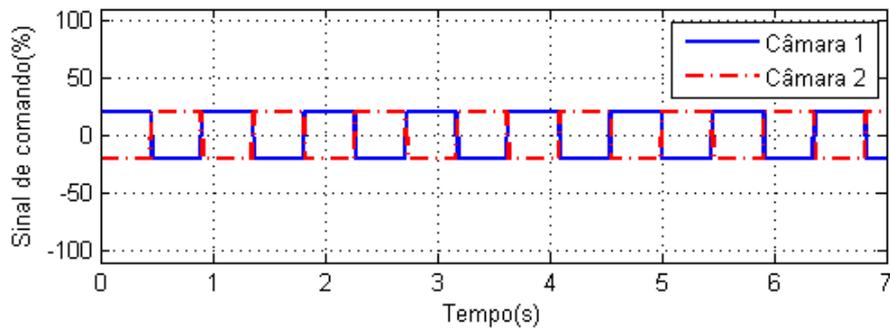
(a) Degrau positivo



(b) Degrau negativo

Figura 4.20 – Simulação não linear com novo coeficiente de atrito da resposta ao degrau com amplitude máxima.

A segunda simulação usou como entrada uma onda quadrada, com 20% da amplitude máxima e 1,1Hz de frequência, com um deslocamento no sentido positivo em relação à origem do posicionamento do atuador. A Figura 4.21 mostra o resultado dessa simulação; pode-se perceber que a tendência de subida do atuador é mais forte que a do modelo linear, exibido na Figura 3.7. Isso corrobora a hipótese de que o efeito integral e a instabilidade são inerentes ao sistema e não um problema do modelo.



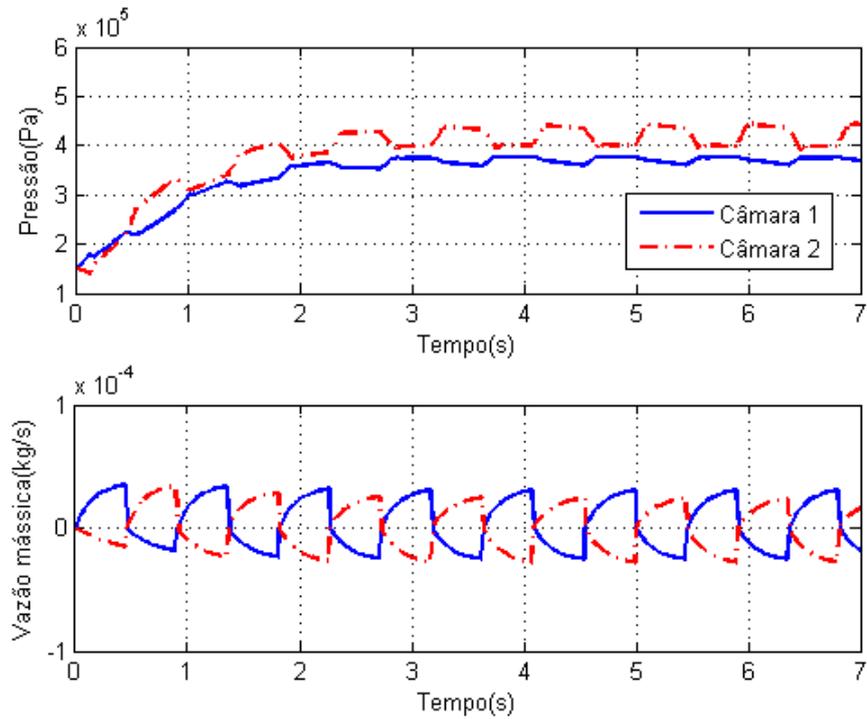
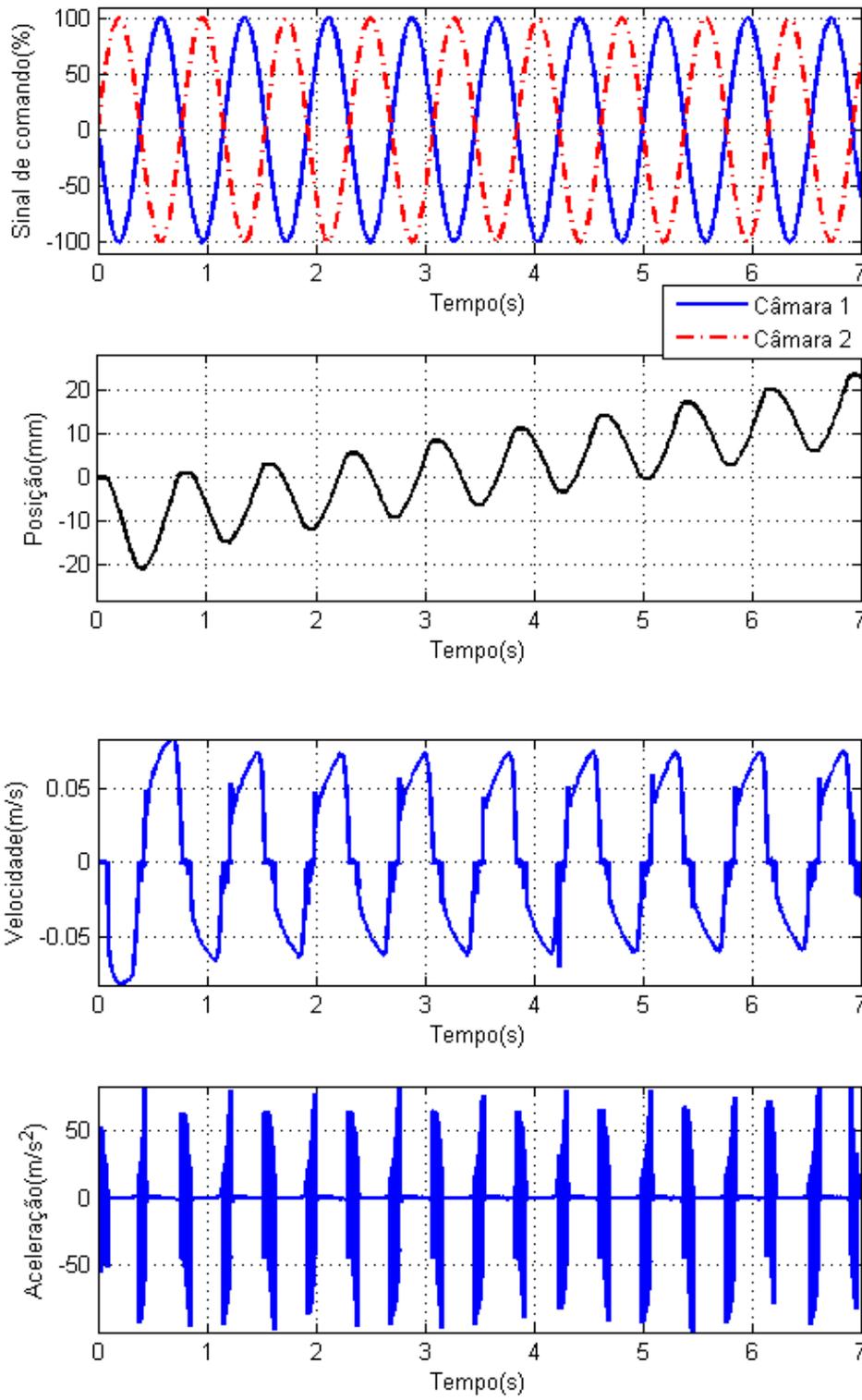


Figura 4.21 – Simulação não linear da resposta à onda quadrada com 20% de amplitude e 1,1Hz de frequência.

Por fim, a terceira simulação em malha aberta realizada com o sistema não linear foi a de resposta à entrada senoidal. Para um sinal com amplitude máxima, a menor frequência que evitou o fim de curso foi a de 1,3Hz, bem menor que no caso linear; essa diferença pode ser pelo fato de novo modelo ser mais completo e considerar relações entre as variáveis do sistema de atuação que são desprezadas pelo modelo linear, mais simplificado. Conforme se pode verificar na Figura 4.22, novamente surge a tendência de subida do pistão.



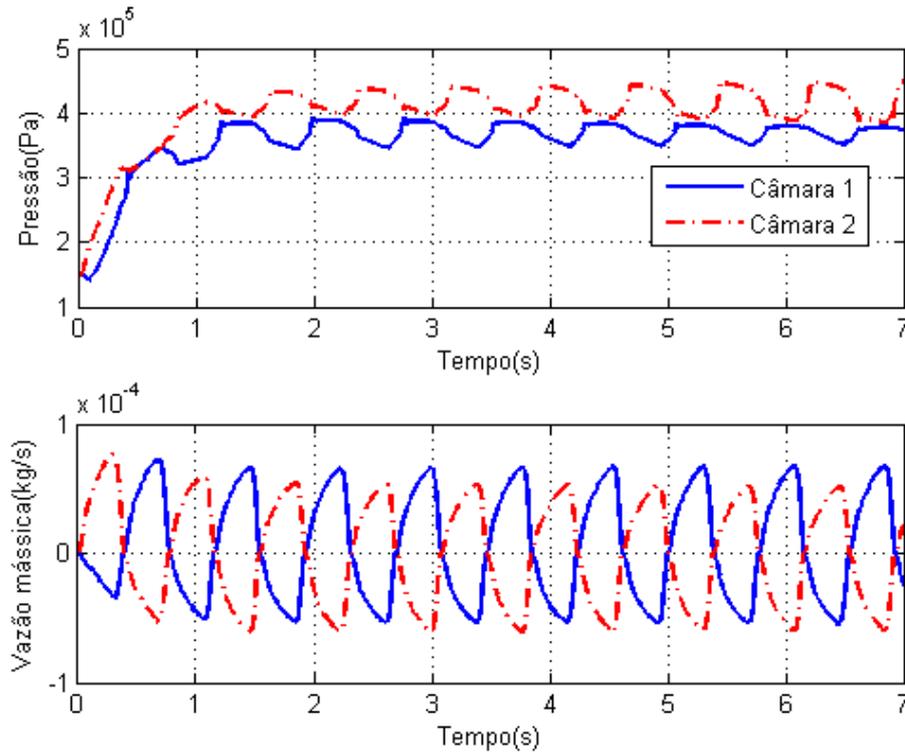


Figura 4.22 – Simulação não linear da resposta à senóide de amplitude máxima e 1,3Hz de frequência.

4.4.2. Controle de posição

Visando verificar a validade do controle proposto no item 3.4.2, repetiram-se as simulações realizadas com o controlador proporcional com o modelo não linear. Analisando os resultados expostos na Figura 4.23 à Figura 4.25, conclui-se que o controlador proporcional teve um desempenho muito similar nos dois modelos, o que corrobora sua eficácia para faixas de baixa frequência e inadequação para altas frequências para o posicionamento desejado.

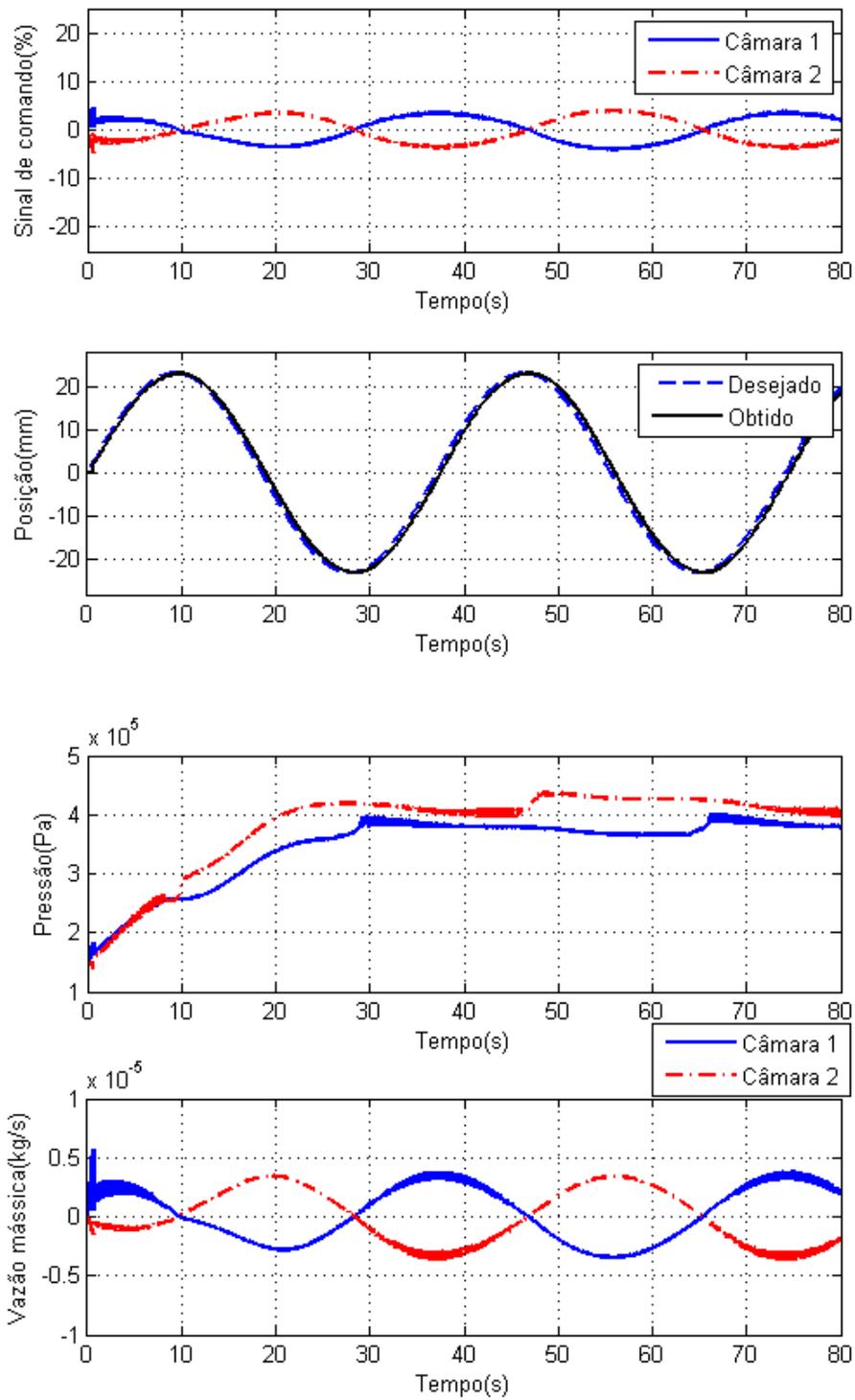


Figura 4.23 – Simulação não linear com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 0,027Hz de frequência.

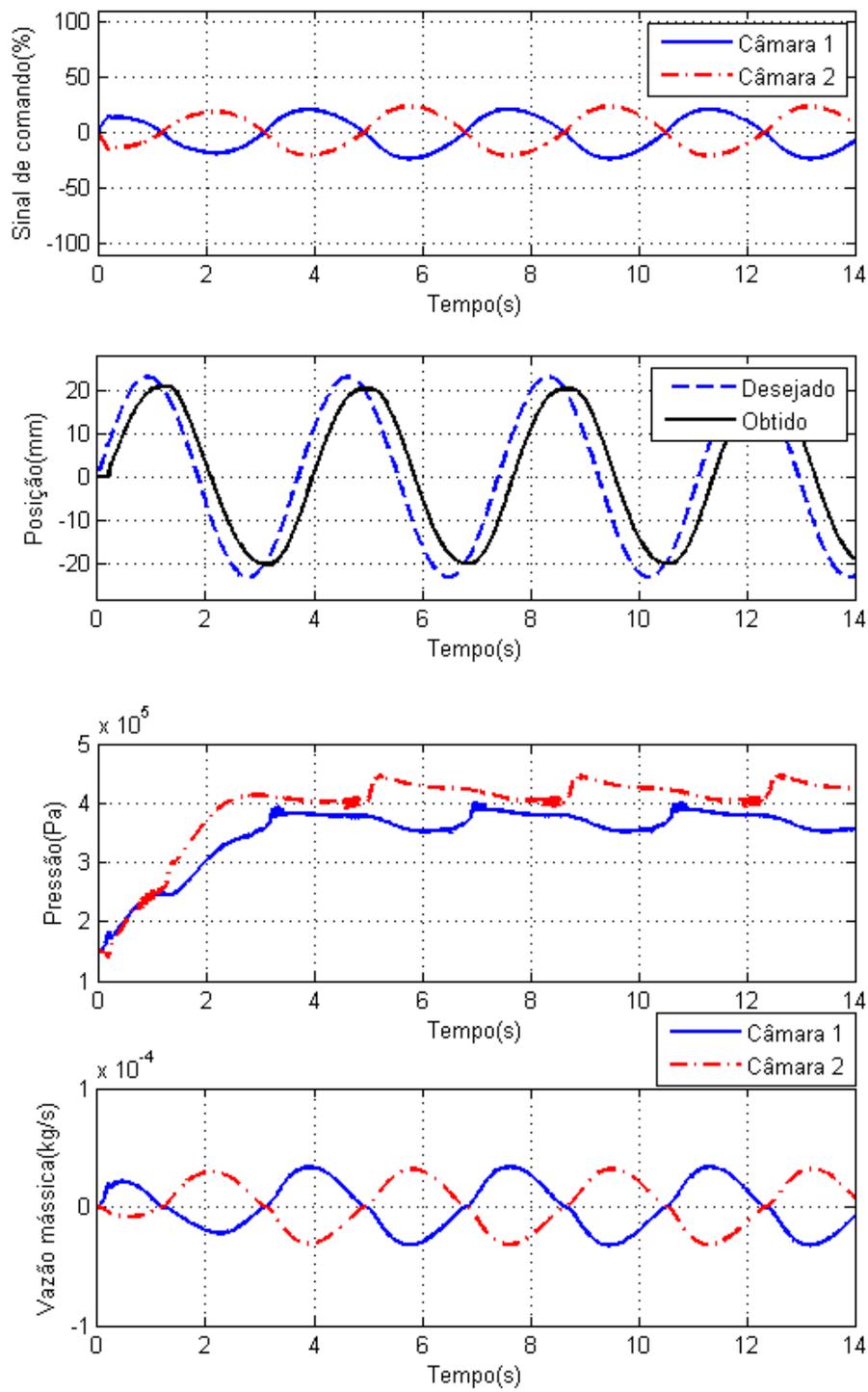


Figura 4.24 – Simulação não linear com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 0,27Hz de frequência.

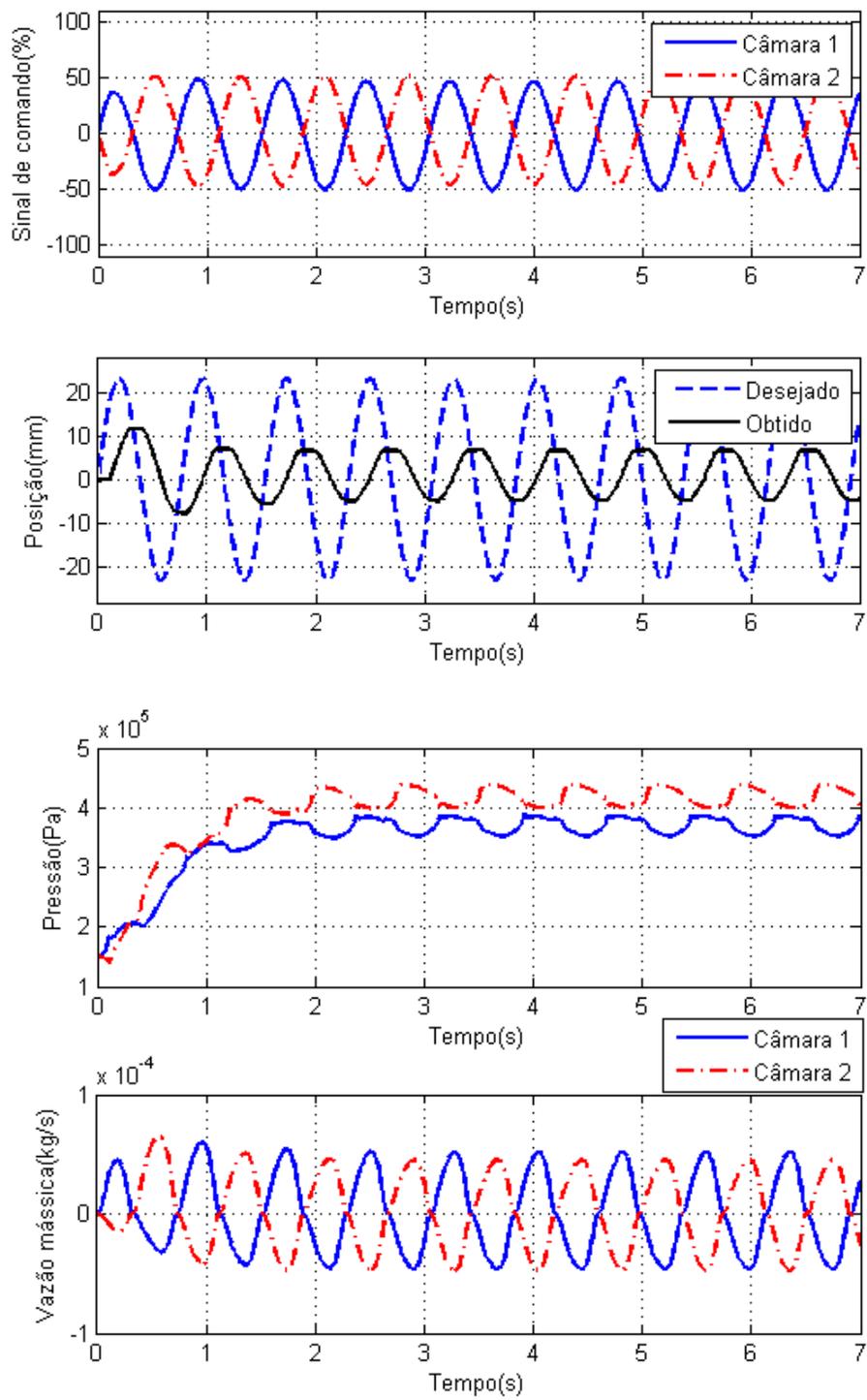


Figura 4.25 – Simulação não linear com controle proporcional de seguimento de trajetória senoidal de amplitude máxima e 1,3Hz de frequência.

5. Caracterização do sistema

Visando compreender o comportamento do sistema como um todo e a relação entre esses componentes, foram realizados testes com diferentes sinais de comando e condições iniciais. Os experimentos foram feitos com a bancada na configuração exibida na Figura 2.3. É importante ressaltar que esses experimentos retratam o comportamento do sistema completo, incluindo a influência dos transdutores no mesmo.

Todos os testes foram reproduzidos nas mesmas condições pelo menos cinco vezes para garantir a reprodutibilidade dos resultados obtidos. Salvo quando indicado o contrário, os testes foram realizados para todo o intervalo de possíveis sinais de comando variando com uma discretização de 10% do sinal.

De forma a evitar os ruídos e imprecisões inerentes ao processo de derivação, todas as variáveis obtidas dessa maneira – quais sejam, a velocidade e aceleração do pistão e das derivadas da pressão das câmaras – foram determinadas através de um processo de interpolação: primeiramente determinou-se o polinômio que melhor reproduzia o comportamento da variável em questão no tempo e posteriormente derivaram-se os termos deste polinômio para determinar a curva característica das derivadas.

Por fim, todos os testes realizados com o sistema incluíram algum tipo de controle através da realimentação da informação da posição do atuador. Os mais simples levam em conta apenas o fim de curso mecânico do cilindro, forçando o desligamento das válvulas caso o pistão se aproximasse do batente mecânico por uma tolerância de 1 mm. Os experimentos com controladores usam o erro de posicionamento, ou seja, a diferença entre a posição desejada e a posição real na qual se encontra o atuador, como parâmetro para decidir qual sinal de comando deve ser enviado ao sistema de forma a minimizar esse erro. A Figura 3.10 traz um esquema de como essa malha de controle age sobre o sistema de atuação.

5.1. Resposta ao degrau – Câmara 1

Nesse experimento, encheu-se a câmara inferior de modo a fazer a haste do atuador avançar a partir de duas posições iniciais: deslocamento mínimo, no qual o pistão está totalmente recuado, e a partir do meio do curso. A Figura 5.1 traz um esquema da configuração de todos os elementos durante o teste, além do sentido das vazões e do deslocamento da haste. Para obter a movimentação desejada, utilizaram-se comandos iguais para a válvula responsável pelo enchimento da câmara 1, identificada como [1+] na figura, e para a de exaustão da câmara 2, marcada como [2-] na imagem. As outras válvulas permaneceram fechadas e o sinal foi mantido até que o atuador atingisse o curso máximo.

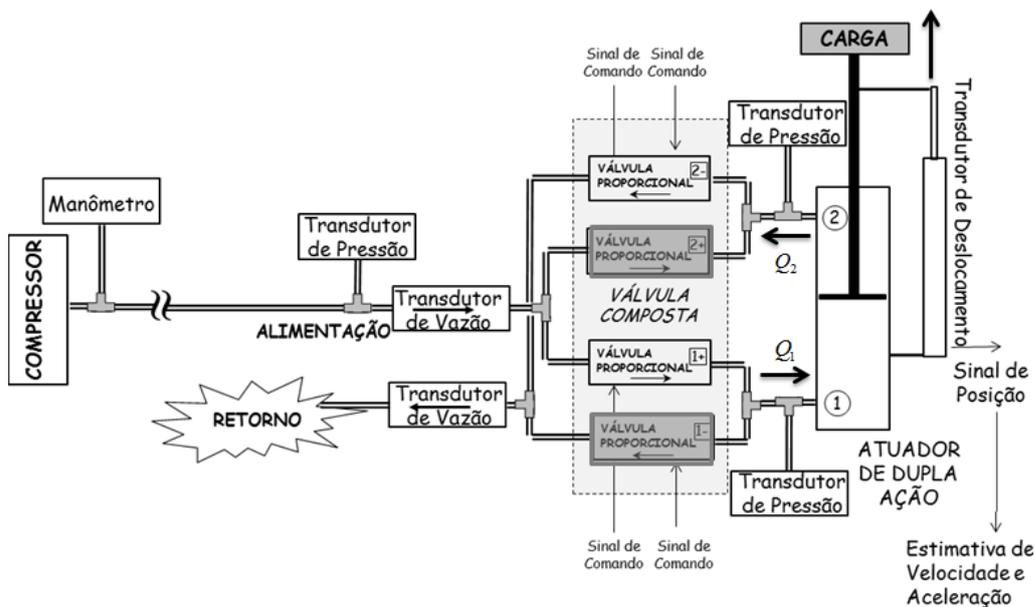


Figura 5.1 – Configuração do experimento 5.1.

A Figura 5.2 traz o resultado do deslocamento do pistão para todo o intervalo de tensão do sinal de comando – quanto maior o sinal de entrada no sistema, mais rápido o deslocamento. Já a Figura 5.3 traz uma análise do desempenho do método aplicado para a estimativa da velocidade e aceleração do pistão: na imagem estão o deslocamento obtido empiricamente para o sinal de comando máximo, o polinômio de terceiro grau interpolado para esse deslocamento e as integrais da velocidade e aceleração, estimadas pela derivada do polinômio, com o devido

tratamento de saturação. Dado que as integrais estão satisfatoriamente próximas aos dados experimentais, podem-se considerar válidas essas estimativas.

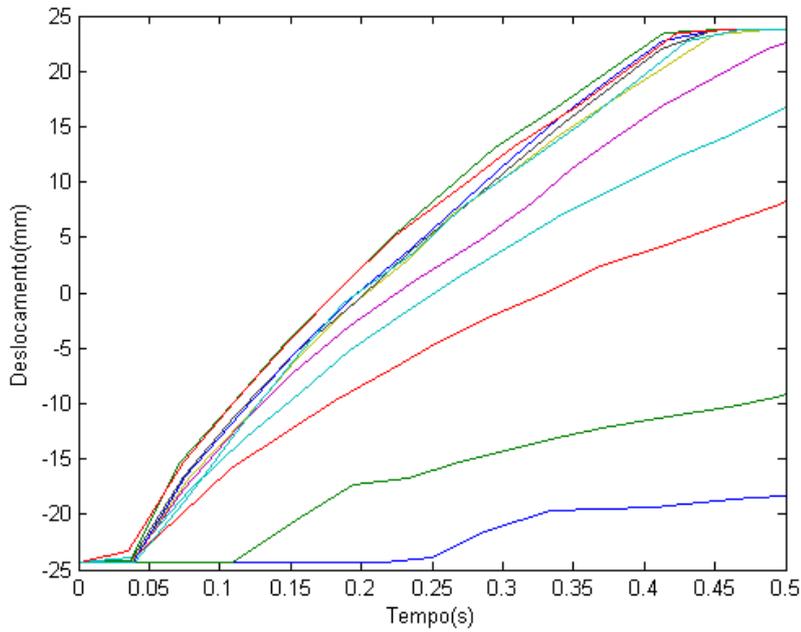


Figura 5.2 – Deslocamento resultante da entrada degrau com amplitude dentro da faixa de sinais de comando.

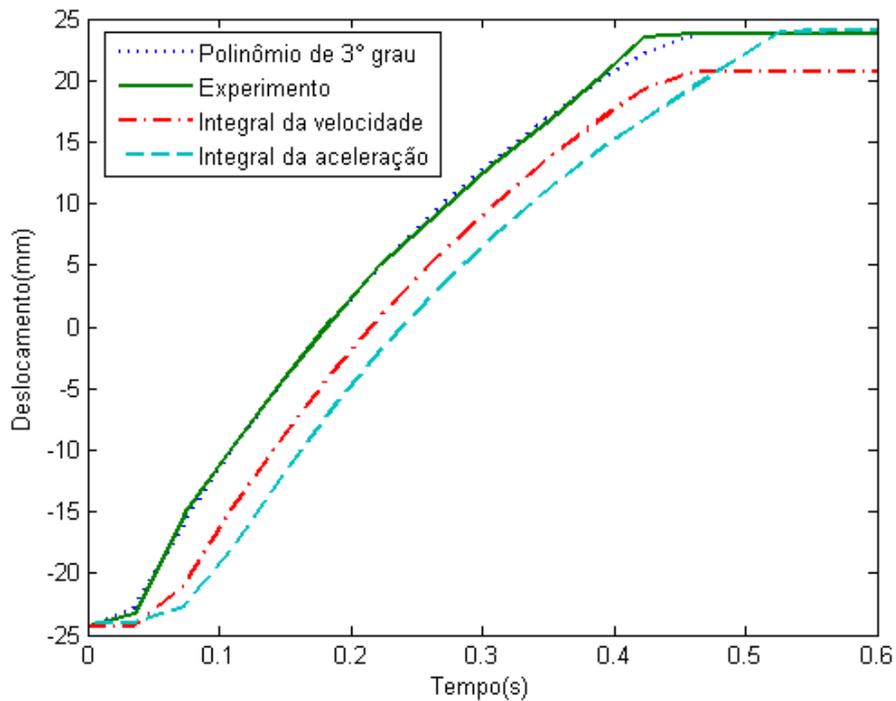
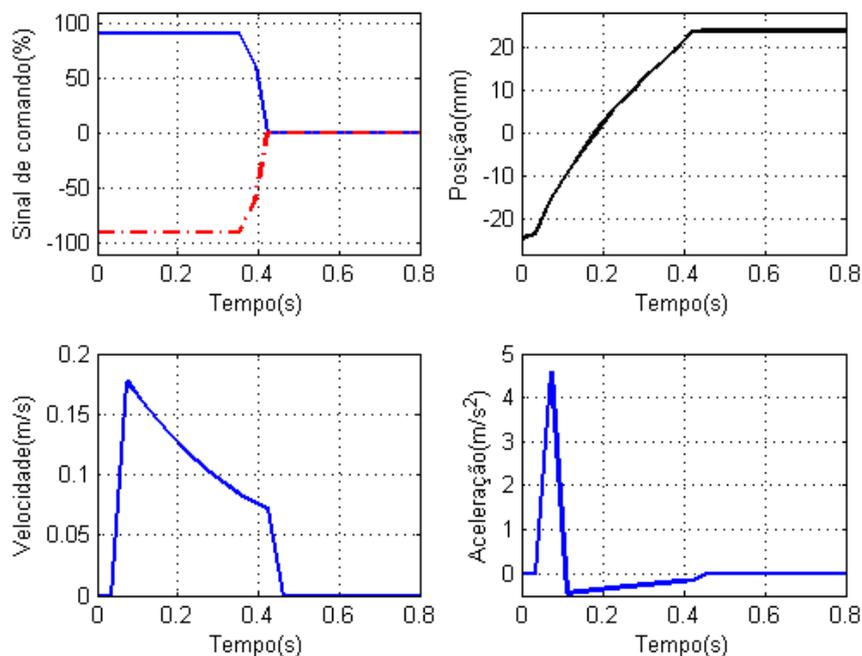


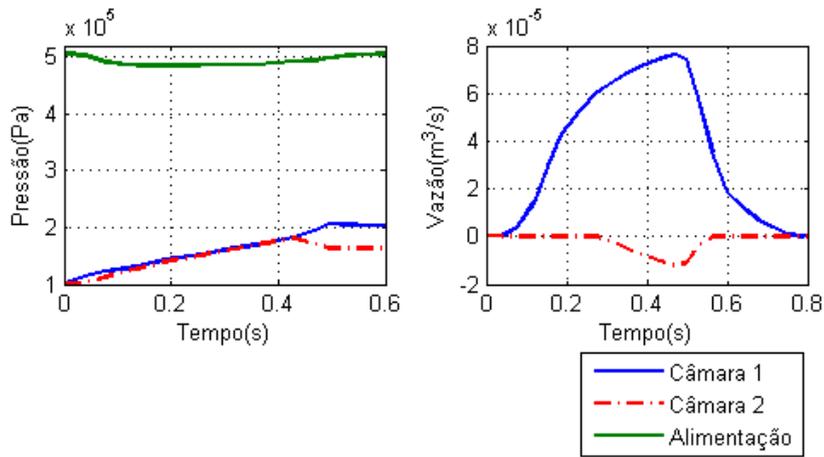
Figura 5.3 – Análise da precisão da derivada primeira e segunda do deslocamento.

A Figura 5.2 traz os resultados para o comportamento do atuador submetido a um sinal de entrada do tipo degrau no sentido positivo do deslocamento a partir de duas condições iniciais distintas: a primeira com o pistão totalmente recuado (posição mínima) e as pressões em ambas as câmaras iguais à atmosférica; a segunda condição com a haste no ponto de operação da linearização, o meio do curso, e as pressões iguais a $1,5 \cdot 10^5$ Pa.

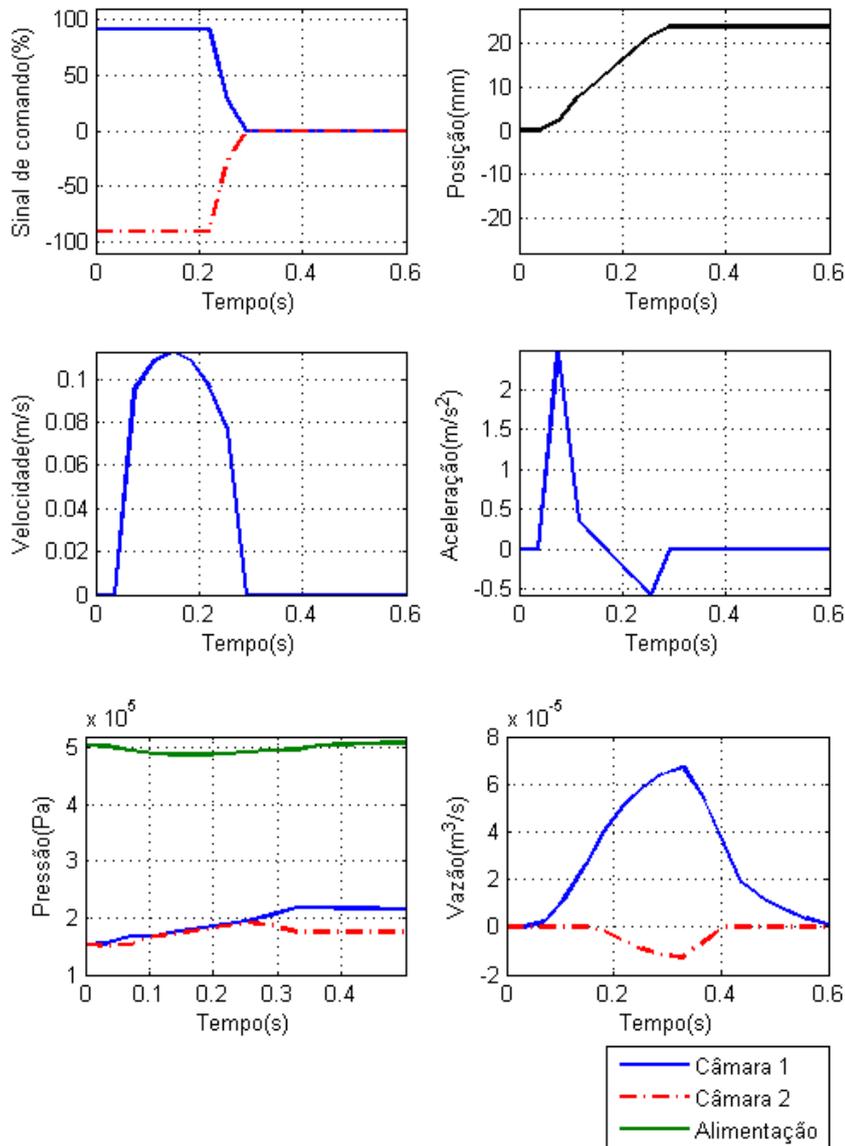
A condição inicial das variáveis usualmente tem uma grande influência no comportamento de sistemas não lineares. Os batentes mecânicos são as regiões que apresentam com maior intensidade os efeitos não lineares do sistema de atuação pneumático devido à compressibilidade máxima nessa área; no entanto, conforme se pode verificar na imagem, o atuador apresentou respostas parecidas para as duas configurações analisadas.

É possível perceber, pela figura do comportamento das pressões, que a pressão de alimentação não é constante: toda vez que ocorre uma abertura das válvulas para enchimento do sistema, a pressão do compressor diminui. Esse efeito, no entanto, pode ser desprezado, porque o filtro regulador de pressão é ajustado de forma a fornecer ao sistema uma pressão 3% maior que a suposta máxima.





(a) Posição inicial mínima



(b) Posição inicial nula

Figura 5.4 – Resposta ao degrau com amplitude máxima no sentido positivo.

5.2. Resposta ao degrau – Câmara 2

De maneira análoga ao experimento anterior, encheu-se a câmara superior de modo a fazer a haste do atuador recuar a partir de duas posições iniciais: deslocamento máximo, no qual o pistão está totalmente avançado, e a partir do meio do curso. A Figura 5.5 retrata as condições do teste. Para obter a movimentação desejada, utilizaram-se comandos iguais para a válvula responsável pela exaustão da câmara 1, identificada como [1-] na figura, e para a de enchimento da câmara 2, marcada como [2+] na imagem. As outras válvulas permaneceram fechadas e o sinal foi mantido até que o atuador atingisse o curso mínimo.

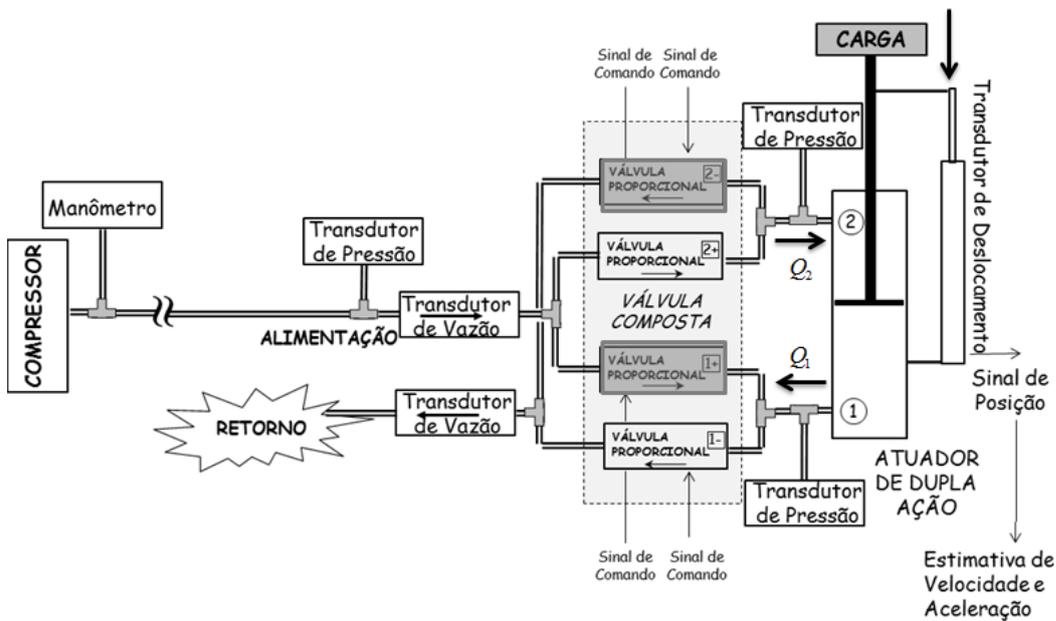
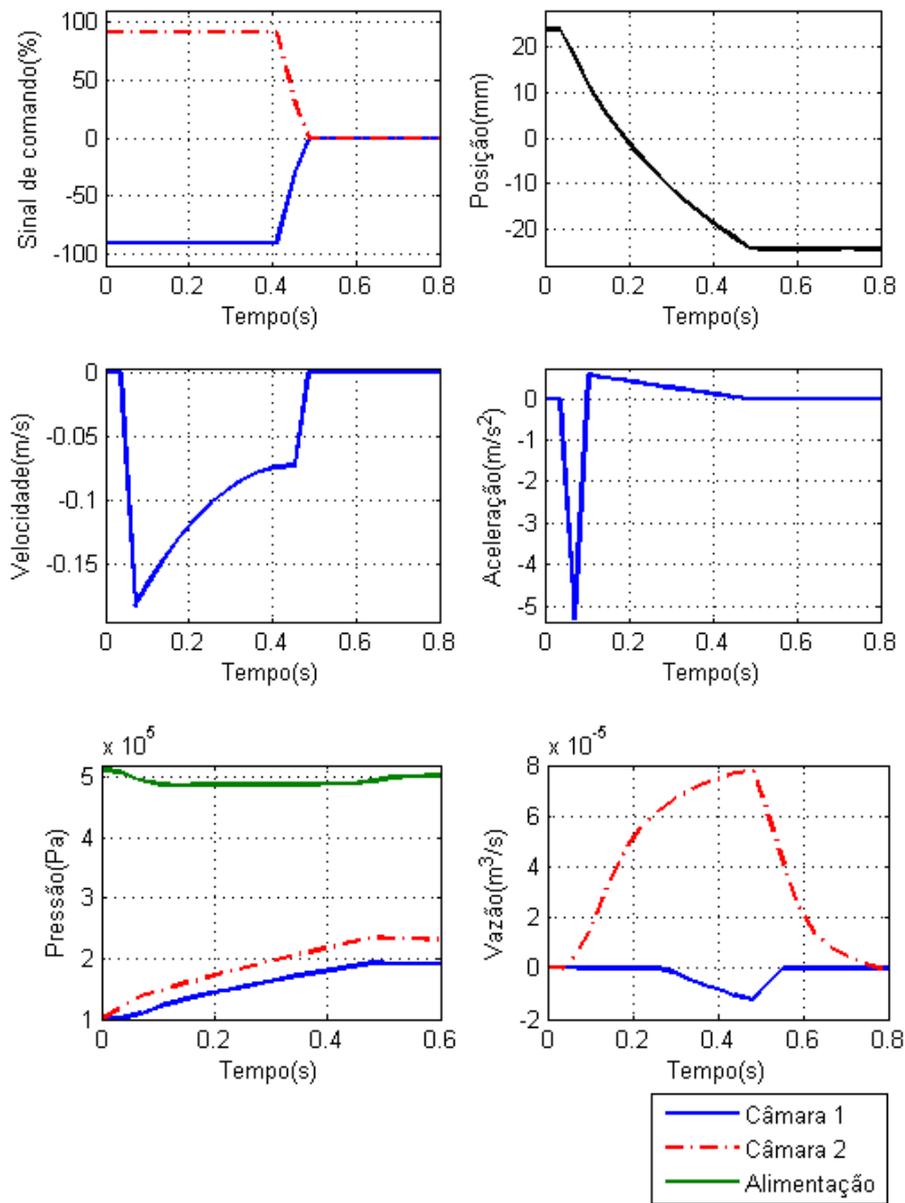


Figura 5.5 – Configuração do experimento 5.2.

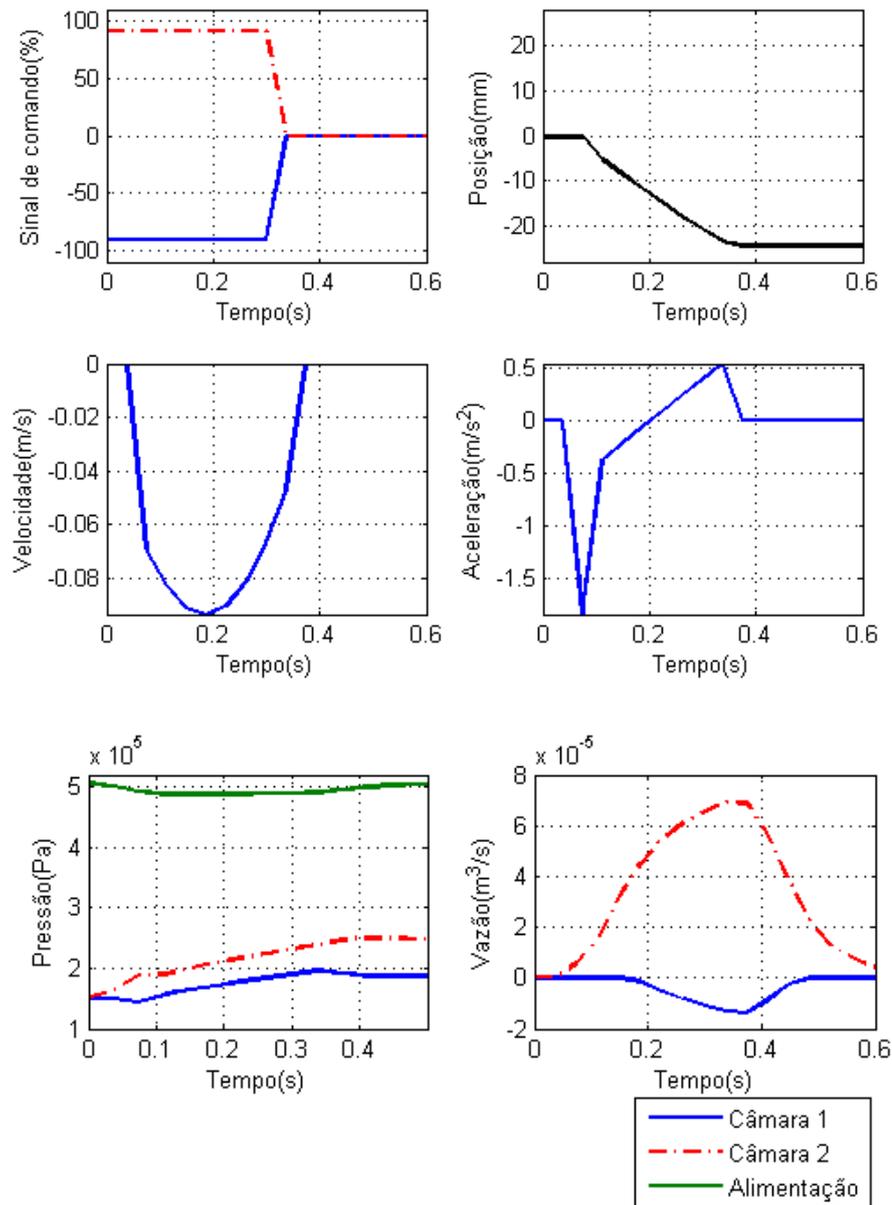
A Figura 5.6 traz os resultados para o comportamento do atuador submetido a um sinal de entrada do tipo degrau no sentido negativo do deslocamento a partir de duas condições iniciais distintas: a primeira com o pistão totalmente avançado (posição máxima) e as pressões em ambas as câmaras iguais à atmosférica; a segunda condição com a haste no ponto de operação da linearização, o meio do curso, e as pressões iguais a $1,5 \cdot 10^5$ Pa.

Comparando os resultados com o teste anterior – Figura 5.4 – nota-se que ambos tiveram um desempenho próximo, embora o degrau negativo demore um tempo ligeiramente maior, da ordem de 0,1 segundo, até alcançar o fim de curso

para as duas condições iniciais. Essa diferença pode estar relacionada com as forças de atrito distintas para velocidades positivas e negativas, o que é resultado da influência de lubrificação dentro do pistão e/ou do esforço imposto pela mola de funcionamento do transdutor linear de deslocamento.



(a) Posição inicial máxima



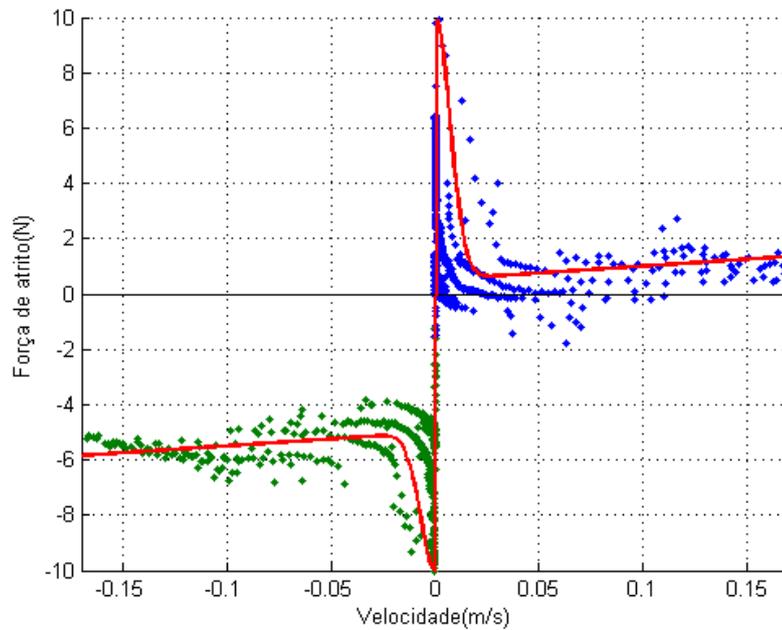
(b) Posição inicial nula

Figura 5.6 – Resposta ao degrau com amplitude máxima no sentido negativo.

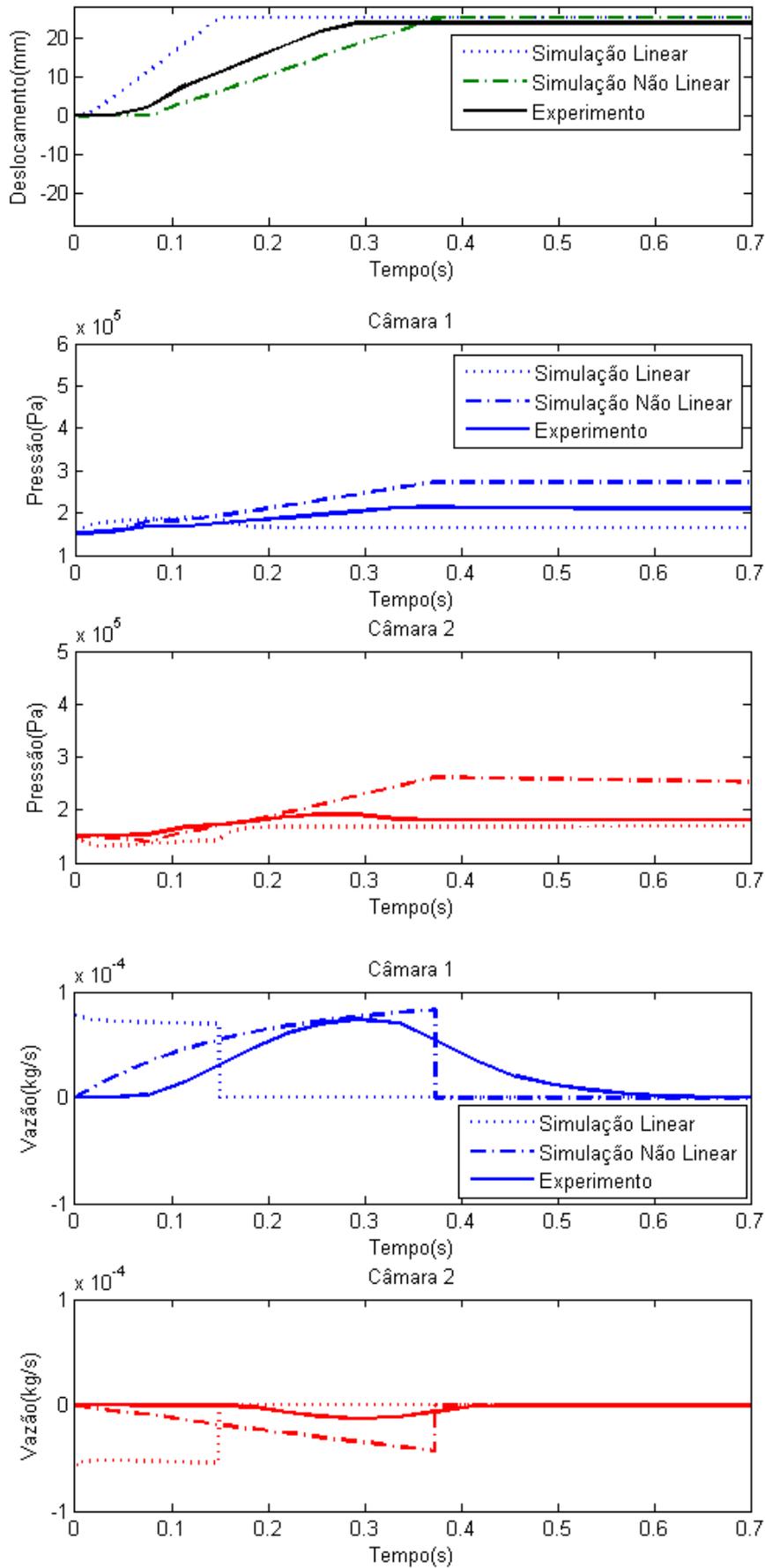
Utilizando os dados obtidos nos experimentos 5.1 e 5.2, é possível calcular a força de atrito através da Equação 4.1, com condições experimentais diferentes das apresentadas no item 4.1.1. Como nesses testes o pistão se encontra na posição vertical, a massa do conjunto carga e haste não pode ser desprezada – seu valor encontra-se na Tabela 3.1. Pela Tabela 5.1 e pela Figura 5.7 perceber-se que o desempenho do sistema na vertical foi muito parecido com o na horizontal, o que ratifica os resultados e modelo proposto para o atrito.

Tabela 5.1 – Coeficientes do novo modelo de atrito.

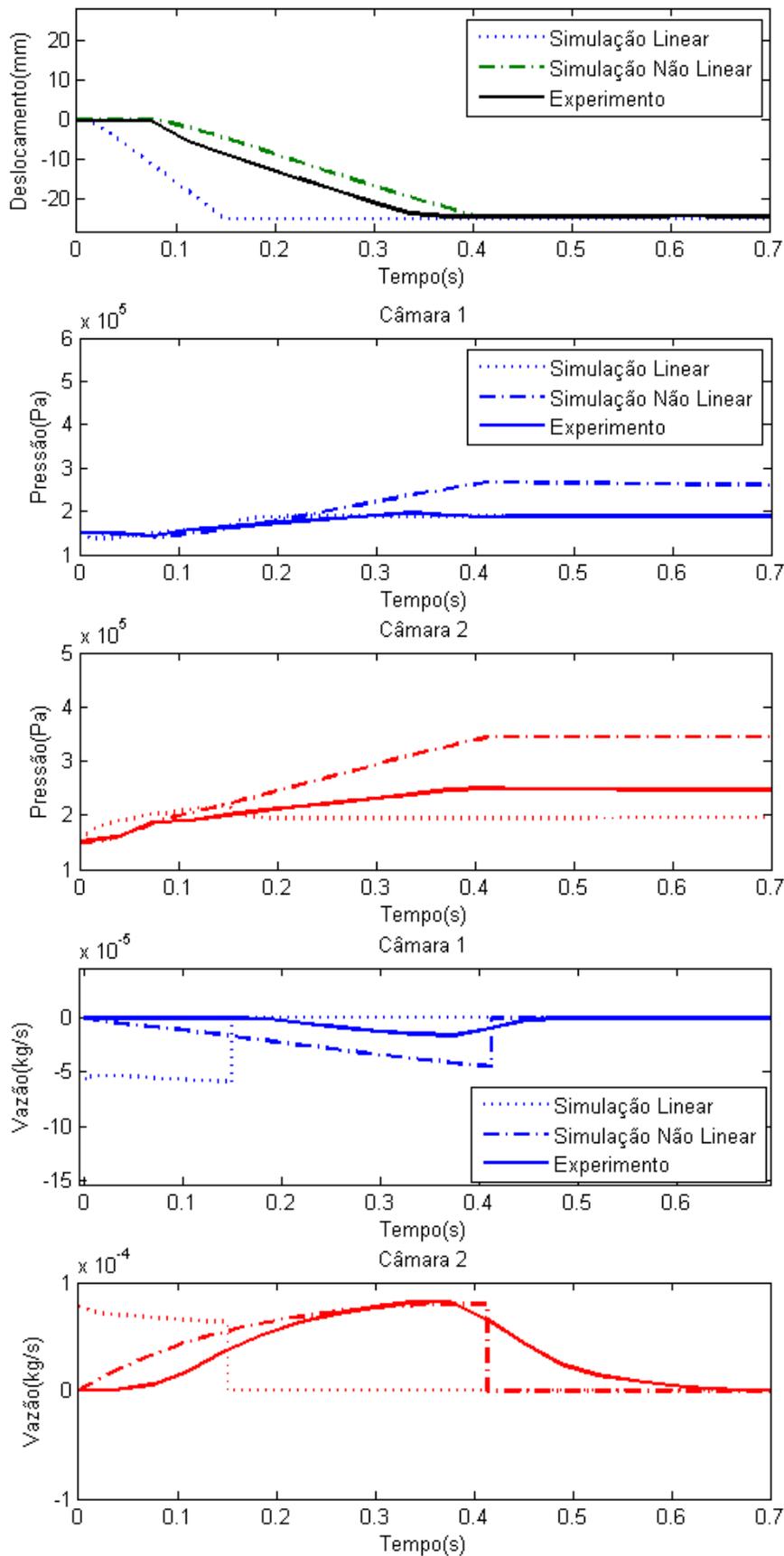
Velocidade	F_s	F_D	b	\dot{x}_s
Positiva	10	0,5	5,0	0,01
Negativa	-10	-5,0	5,0	-0,01

**Figura 5.7 – Novo gráfico da força de atrito em relação à velocidade com dados experimentais e a curva de ajuste do modelo.**

Os dados obtidos nesses testes também podem ser usados para verificar a validade dos modelos linear e não linear propostos nos capítulos anteriores. Usando apenas os experimentos com condições iniciais de deslocamento no meio do curso, compararam-se o desempenho do modelo linear da Figura 3.5 e do modelo não linear da Figura 4.17 com o empírico. A Figura 5.8 traz a comparação entre as principais variáveis, quais sejam a posição, pressões e vazões do sistema de atuação.



(a) Degrau positivo



(b) Degrau negativo

Figura 5.8 – Comparação entre simulações e resultados experimentais.

Analisando as imagens, percebe-se que a simulação linear possui uma dinâmica mais rápida que a observada nos experimentos. Essa diferença já era esperada, dado que os modelos utilizados são simplificações da dinâmica real e por isso não levam em conta alguns atrasos ou relações entre variáveis presentes no sistema real. No entanto, embora o modelo preveja respostas mais rápidas que as empíricas, elas acompanham o formato das curvas experimentais.

Nota-se que o modelo não linear teve um deslocamento mais próximo dos testes, ao passo que o modelo linear apresentou curvas de pressão quase iguais a dos experimentos. A discrepância entre as pressões experimentais e as do modelo não linear podem ter sido causadas pela hipótese de distribuição uniforme de pressão dentro das câmaras.

Outra diferença entre as simulações computacionais e o experimento foi o comportamento da vazão. O modelo teórico de escoamento prevê vazões instantâneas assim que a válvula permita uma passagem mínima de ar devido à grande diferença de pressão entre a câmara e as pressões de alimentação e atmosférica. Na prática, esse fenômeno não pode ser reproduzido, uma vez que não existe resposta instantânea. Além disso, as medições das vazões são feitas por instrumentos que possuem alguma latência em sua resposta, resultando em uma curva de vazão mais suave que a prevista pelas simulações.

5.3. Resposta ao pulso

A análise da resposta do sistema a uma entrada do tipo pulso foi feita com dois testes: o primeiro consistiu em fornecer um sinal de comando com amplitudes e durações variadas; o segundo teste teve como entrada uma onda quadrada com a frequência variável de acordo com a amplitude da mesma, de forma a evitar que o pistão esbarrasse no batente mecânico.

A Figura 5.9 traz o resultado do primeiro experimento. Nota-se que com uma entrada do tipo pulso o pistão permanece parado em certas posições discretas, dependentes da amplitude e duração do sinal de comando. É perceptível também que o sistema demora um ciclo até entrar no regime permanente e conseguir acompanhar a periodicidade do sinal de entrada.

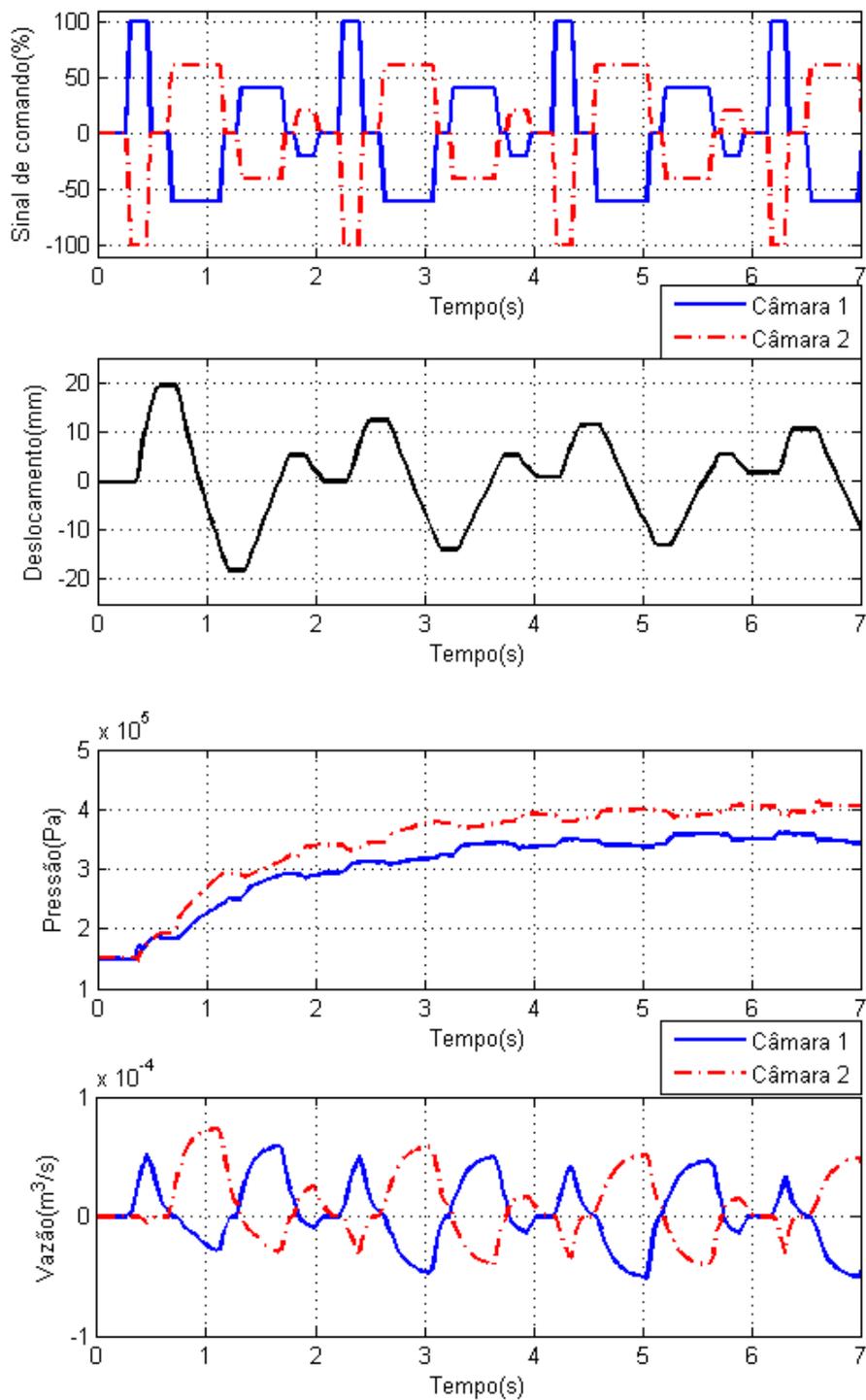


Figura 5.9 – Resposta ao pulso de amplitude e duração variáveis.

O segundo teste mostrou que, tomando-se o cuidado de escolher uma frequência adequada à amplitude do sinal de comando, é possível fazer o atuador seguir uma trajetória de onda triangular com diferentes faixas de velocidade e posição final. A Figura 5.10 traz os resultados para uma entrada com baixo sinal

de comando – 20% do valor máximo – e baixa frequência, implicando em um deslocamento de amplitude de 9 mm. Por outro lado, a Figura 5.11 demonstra o comportamento do sistema sob ação de uma entrada do tipo onda quadrada com o valor máximo de amplitude e a frequência ajustada de forma que o atuador percorresse o maior percurso possível sem bater no fim de curso.

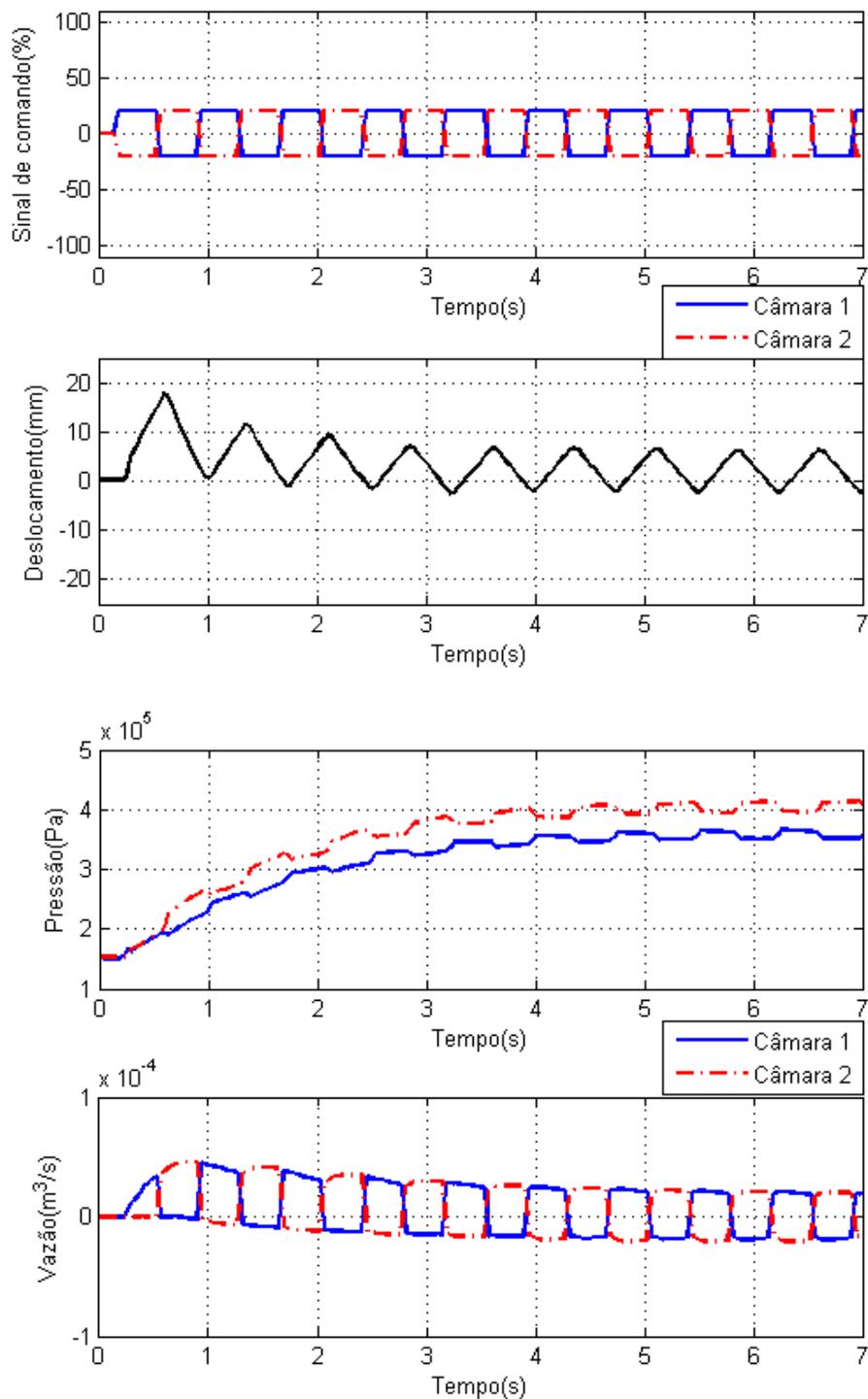


Figura 5.10 – Resposta à onda quadrada com 20% da amplitude máxima e 1,1Hz de frequência.

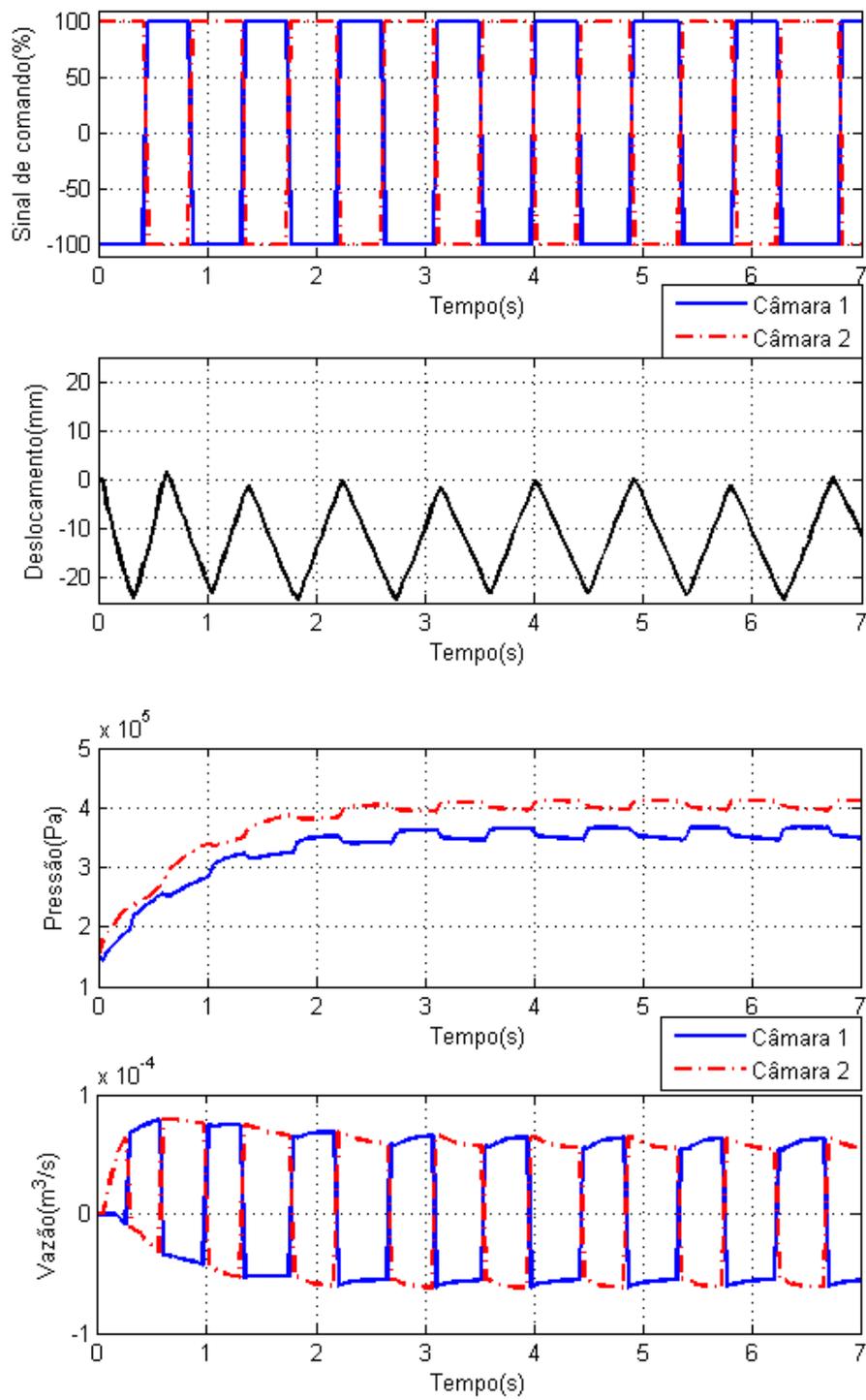


Figura 5.11 – Resposta à onda quadrada com amplitude máxima e 1,3Hz de frequência.

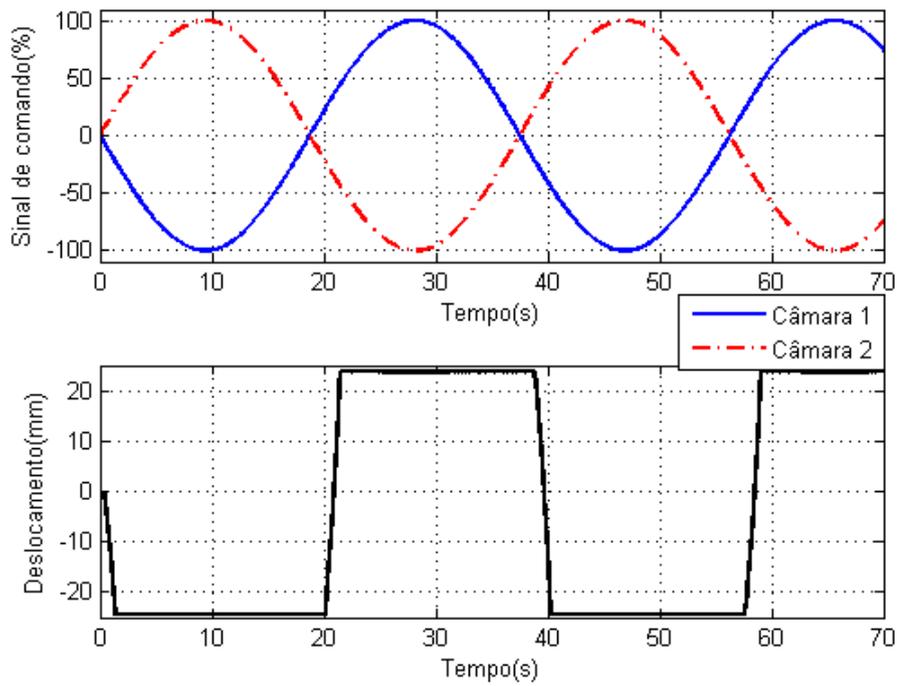
Curiosamente o experimento não demonstrou a tendência de subida observada nas simulações com os mesmos sinais de entrada – modelo linear apresentado na Figura 3.7 e o não linear na Figura 4.21. Isso pode significar que a dinâmica experimental mais lenta que a computacional, conforme já foi observado na Figura 5.8, garantiu um pouco de estabilidade ao sistema.

5.4. Resposta a sinais senoidais

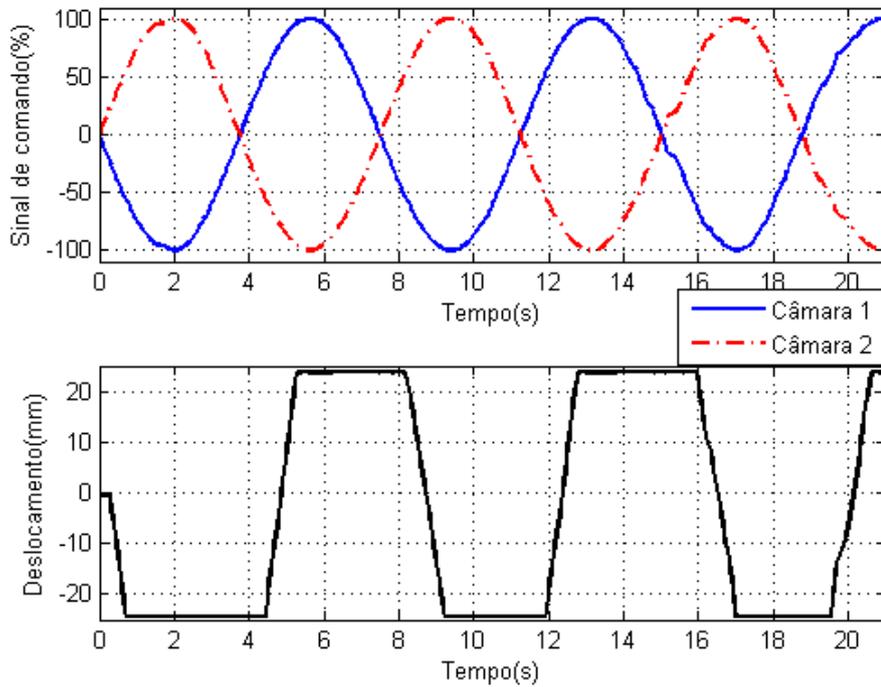
Com relação aos sinais senoidais, foram feitas duas análises: primeiramente, inseriu-se um sinal de comando senoidal com diferentes amplitudes e frequências, mas sem nenhum *feedback* da posição do atuador; posteriormente, usando um controlador linear, fez-se o atuador seguir uma trajetória senoidal com diferentes frequências.

Ao contrário do que ocorreu com a entrada do tipo onda quadrada, não foi possível determinar uma amplitude e frequência para o sinal de comando que evitasse a saturação do deslocamento no fim do curso. O efeito de regime transiente que no experimento anterior resultava apenas em um tempo de acomodação maior, nesse teste foi amplificado para uma tendência de subida do atuador, já observada nas simulações do sistema.

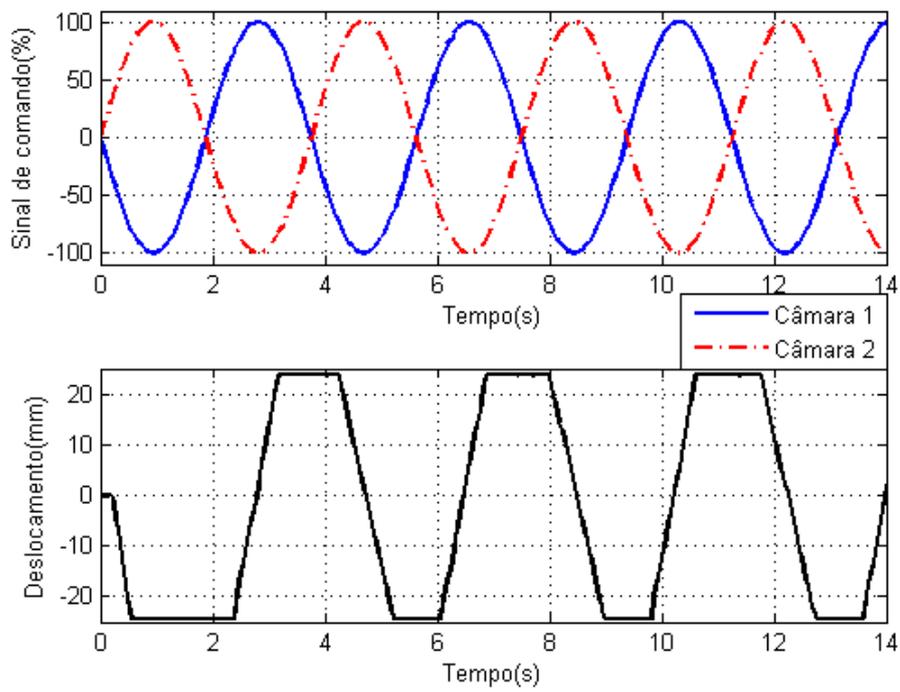
A Figura 5.12 mostra o comportamento do sistema para uma entrada senoidal com amplitude máxima e frequências inferiores e superiores à aplicada no teste com entrada de onda quadrada. Para frequências muito baixas, o atuador alcança o fim de curso devido à demora da mudança de sentido do sinal de comando; já para as frequências próximas ou maiores de 1,3Hz – que foi capaz de fazer o atuador seguir uma onda triangular – o efeito integral impede o deslocamento de acompanhar a trajetória desejada. Vale ressaltar que o atuador apresenta uma tendência de subida tanto para os casos de deslocamento na região positiva da posição do atuador quanto para os de sentido negativo.



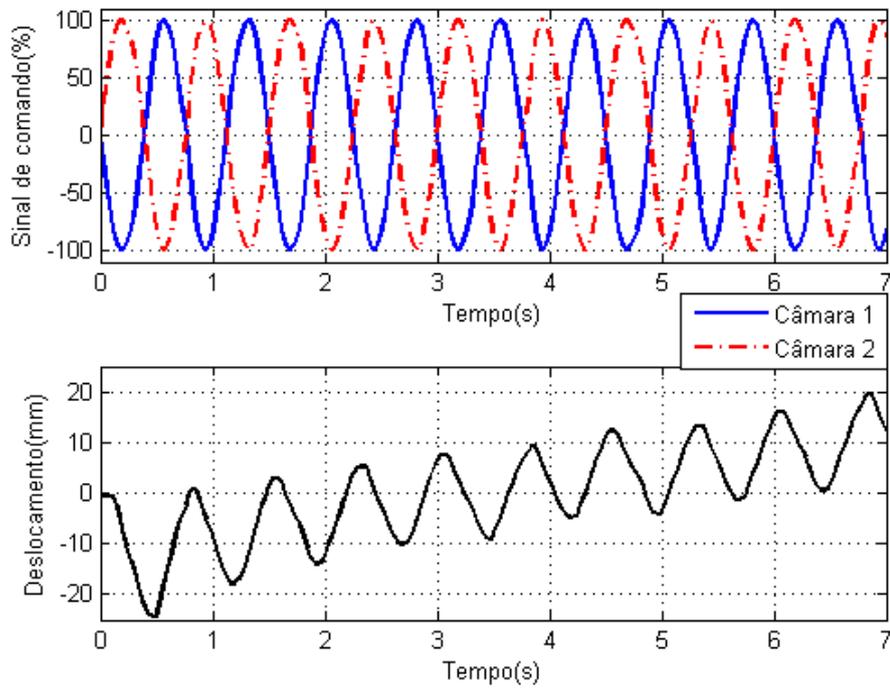
(a) Frequência 0,027 Hz



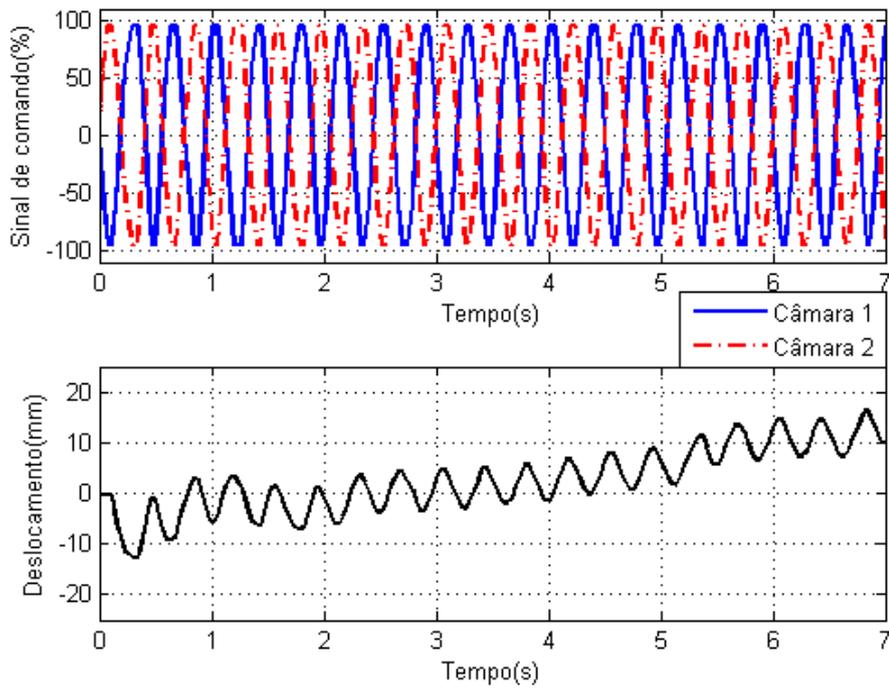
(b) Frequência 0,13 Hz



(c) Frequência 0,27 Hz

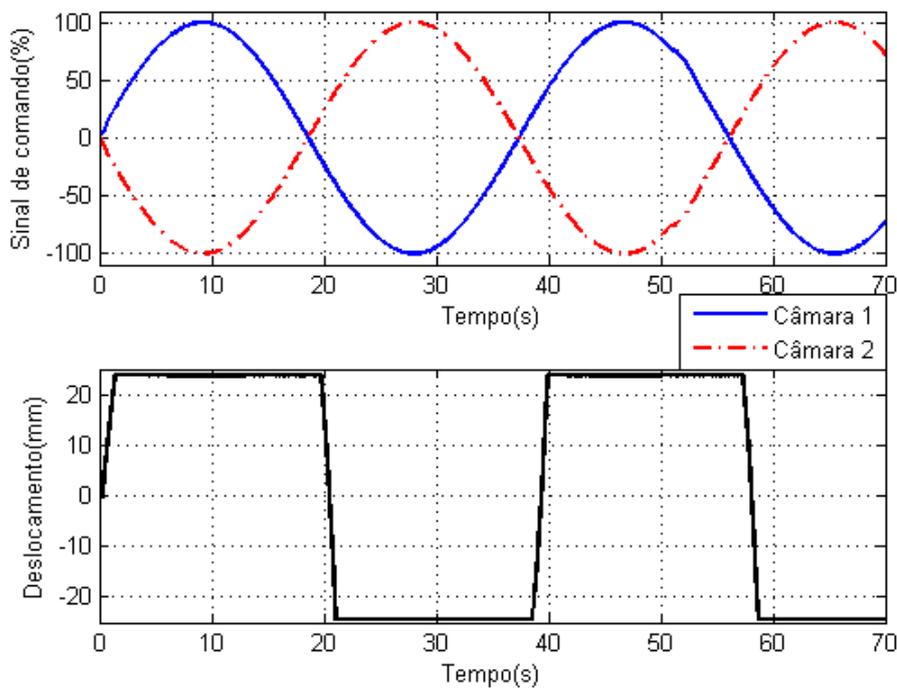


(d) Frequência 1,3 Hz

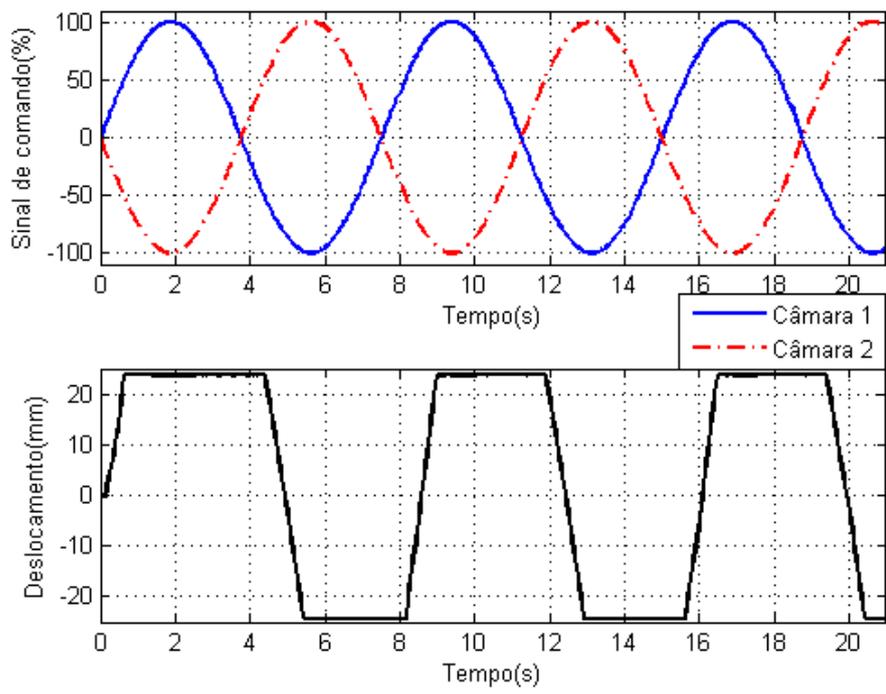


(e) Frequência 2,5 Hz

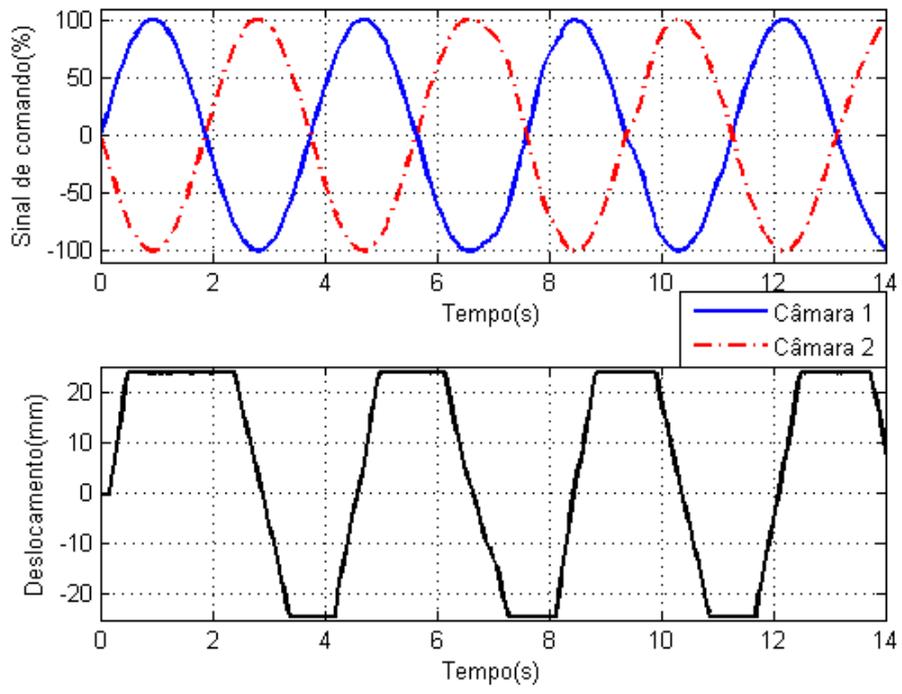
Figura 5.12 – Resposta à senóide com amplitude máxima e diferentes frequências, sentido negativo.



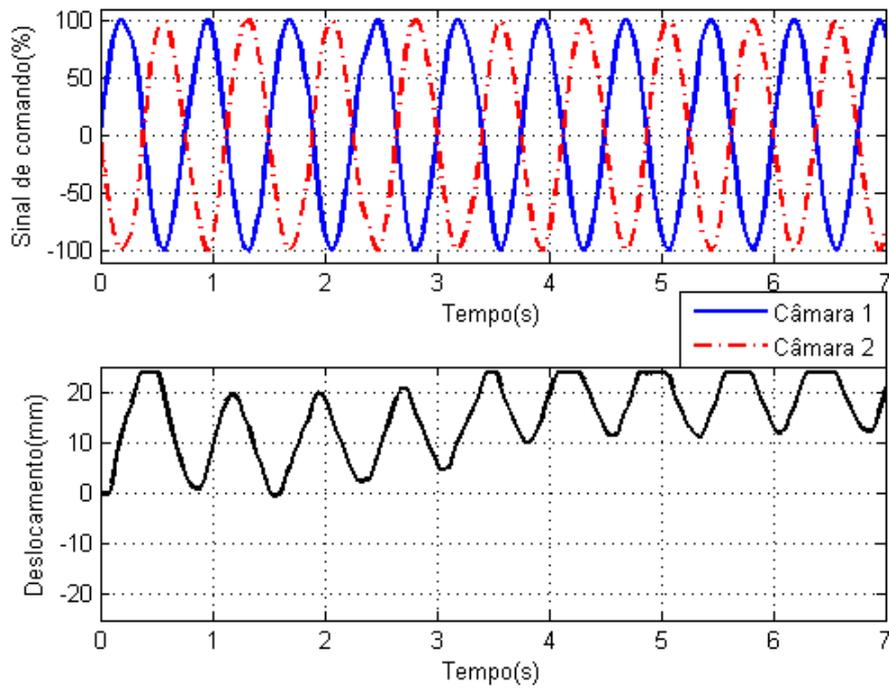
(a) Frequência 0,027 Hz



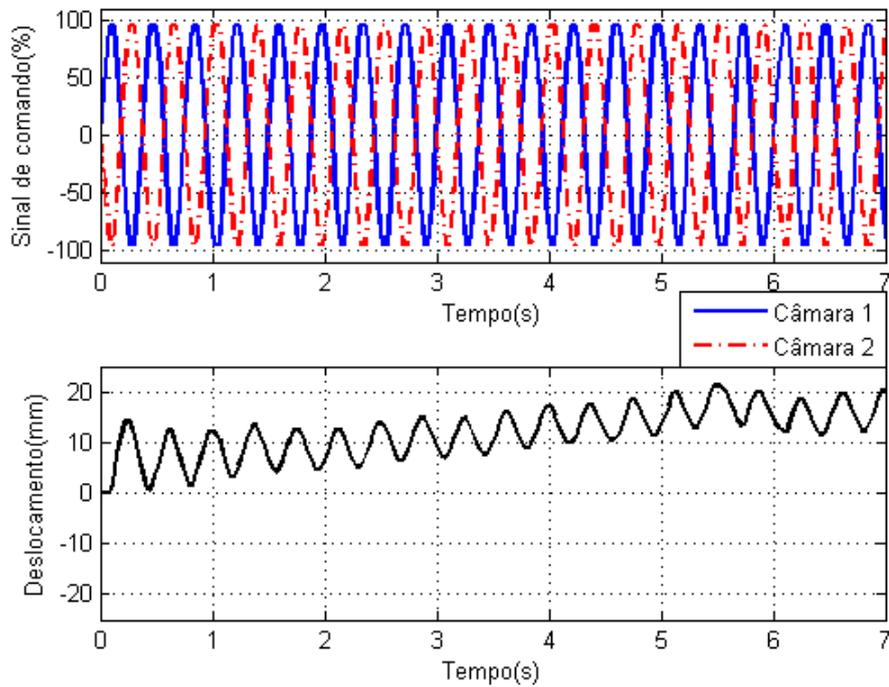
(b) Frequência 0,13 Hz



(c) Frequência 0,27 Hz



(d) Frequência 1,3 Hz



(e) Frequência 2,5 Hz

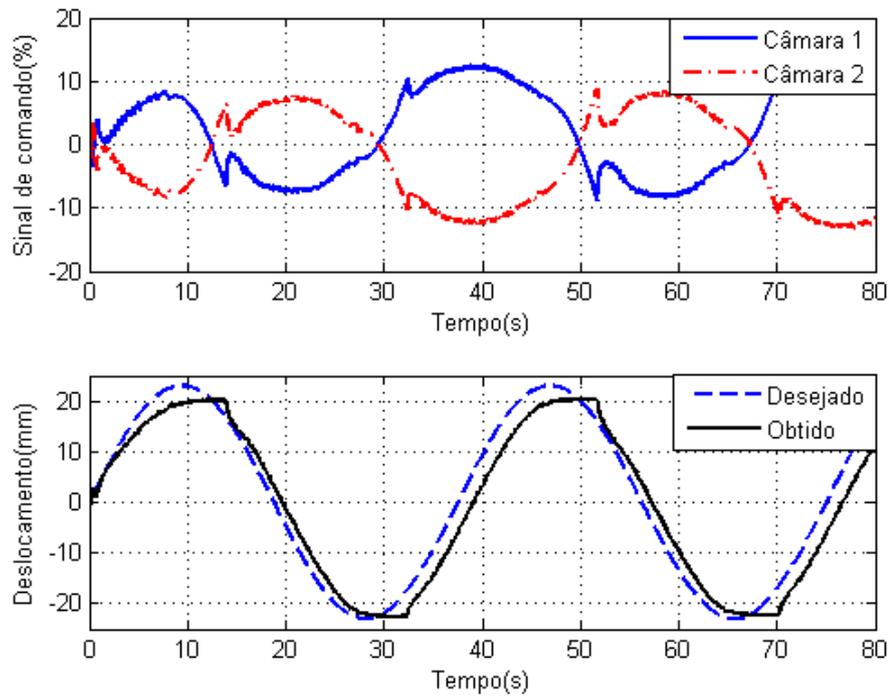
Figura 5.13 – Resposta à senóide com amplitude máxima e diferentes frequências, sentido positivo.

Assim como as simulações já haviam indicado, fica claro que o sistema é instável e precisa de um controlador para realizar o seguimento de trajetória. O segundo teste foi feito com um controlador proporcional de ganho de $k_p = 0,1$, cujo diagrama está descrito na Figura 3.11.

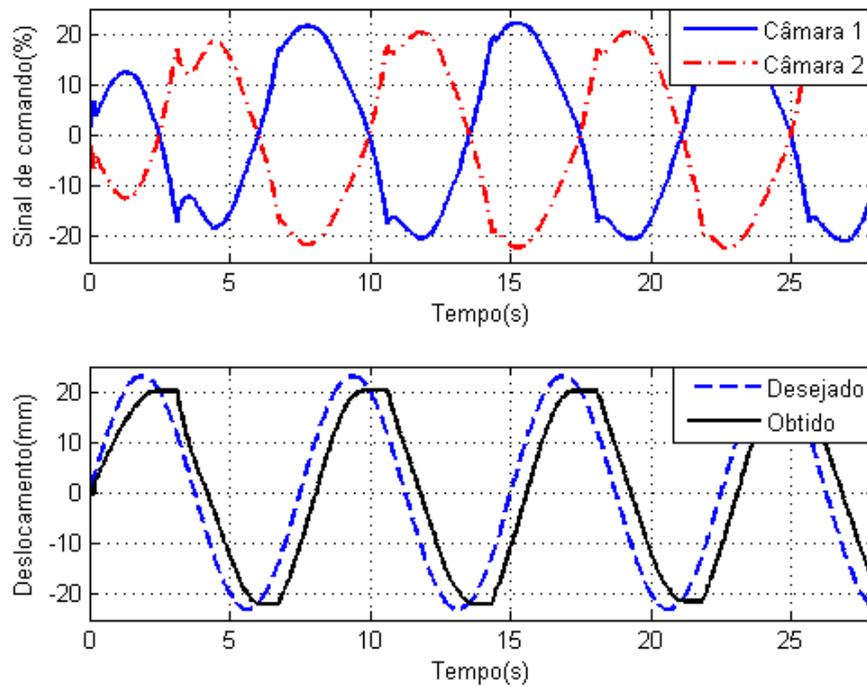
O ganho proporcional escolhido é o mesmo usado nas simulações de controle tanto no modelo linear – item 3.4.2 – quanto no modelo não linear – item 4.4.2. Para as simulações o sinal de comando está normalizado e a posição é tratada em metros; no experimento, a válvula de controle é acionada com 5 a 10V de tensão de comando, resultando em um intervalo de 5V para o sinal de controle e o programa em *Labview* trabalha com as informações vindas do transdutor de deslocamento linear, que calcula a posição em milímetros. Logo, para calcular o ganho proporcional a ser usado no experimento é necessário multiplicar o ganho por cinco – a nova faixa de tensão usada pelas válvulas – e dividi-lo por 10^3 para passar de metros a milímetros, resultando no ganho utilizado nos testes experimentais.

O atuador segue uma senóide de amplitude máxima, isto é, de 23 mm, com diferentes frequências; o sinal de comando, por sua vez, é igual ao erro de seguimento – diferença entre a trajetória desejada e a realizada pelo sistema – multiplicado pelo ganho do controlador.

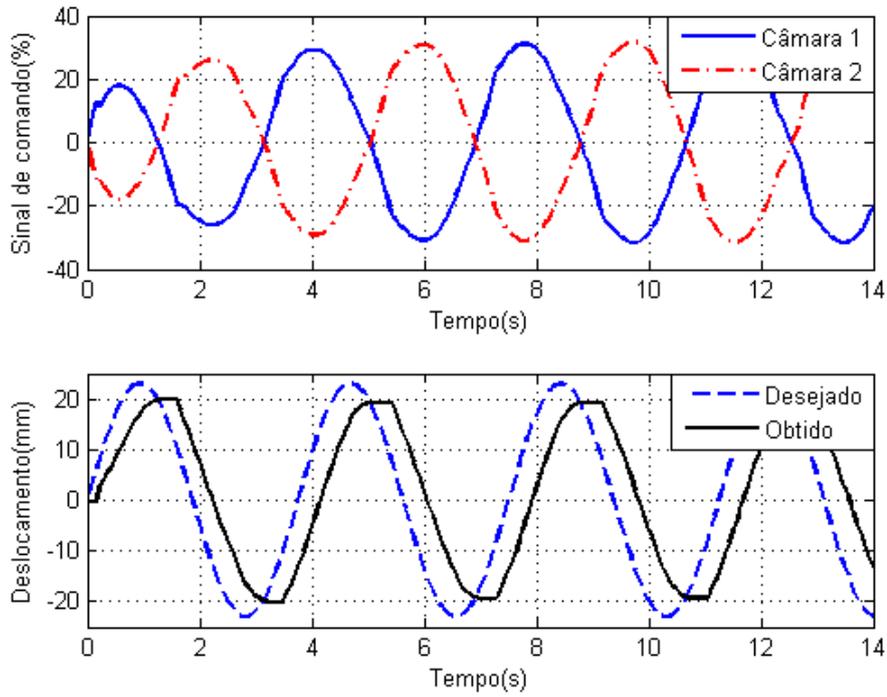
A Figura 5.14 mostra o desempenho do sistema com o controle proporcional. Nota-se que ao atuador consegue acompanhar o deslocamento senoidal de baixa frequência, mas à medida que essa aumenta, o atraso entre a posição desejada e a obtida pelo sistema fica cada vez maior. É possível perceber que o comportamento experimental é muito similar ao previsto tanto pela simulação linear quanto pelo modelo não linear do sistema.



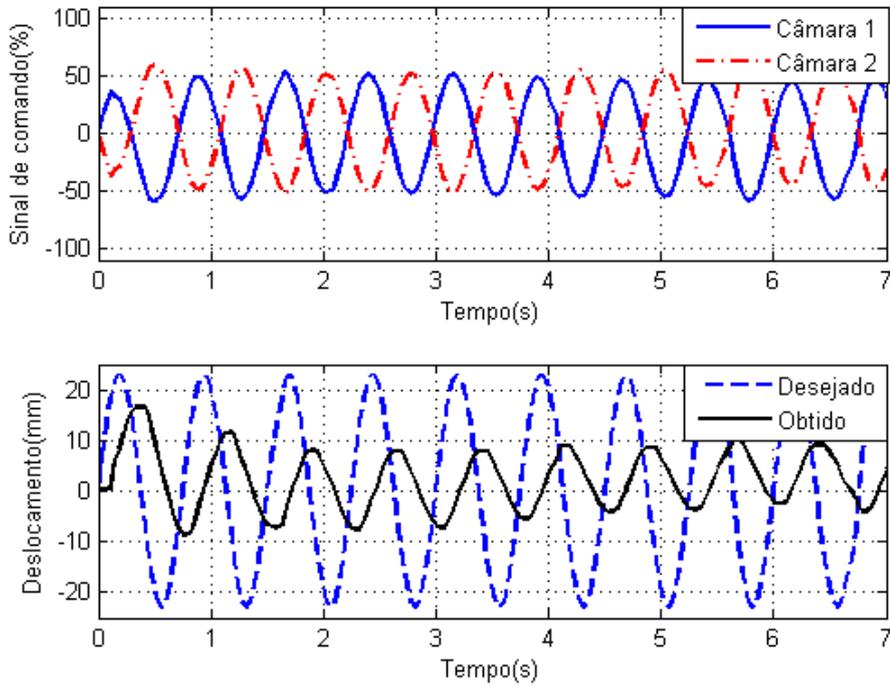
(a) Frequência 0,027 Hz



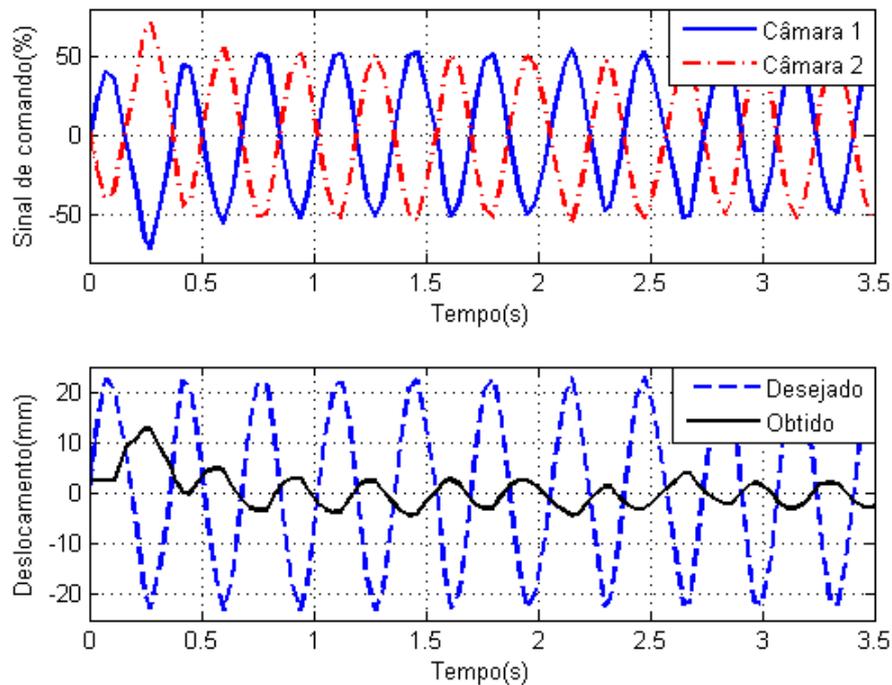
(b) Frequência 0,13 Hz



(c) Frequência 0,27 Hz



(d) Frequência 1,3 Hz



(e) Frequência de 2,5Hz

Figura 5.14 – Seguimento de trajetória senoidal de diferentes frequências com controlador proporcional.

Outro teste foi feito com um controlador proporcional integral derivativo com os ganhos iguais a, respectivamente, $k_p = 0,11$, $k_i = 0,01$ e $k_d = 0,05$. Esses ganhos foram ajustados a partir do controlador proporcional para o conjunto de melhor desempenho.

Embora esse controlador leve em consideração não só o erro de trajetória, mas também sua taxa de variação (derivada) e sua tendência (integral), o desempenho do sistema foi muito próximo do controle proporcional, com a desvantagem de se introduzir oscilação na resposta do sistema. A Figura 5.15 mostra a malha de controle para esse tipo de controlador e a Figura 5.16 traz o resultado do seguimento de uma senóide com amplitude de 23 mm e frequência de 0,27Hz.

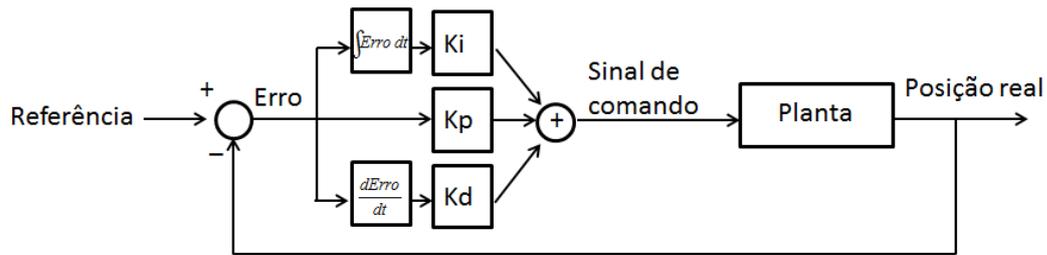


Figura 5.15 – Malha de controle proporcional integral derivativo.

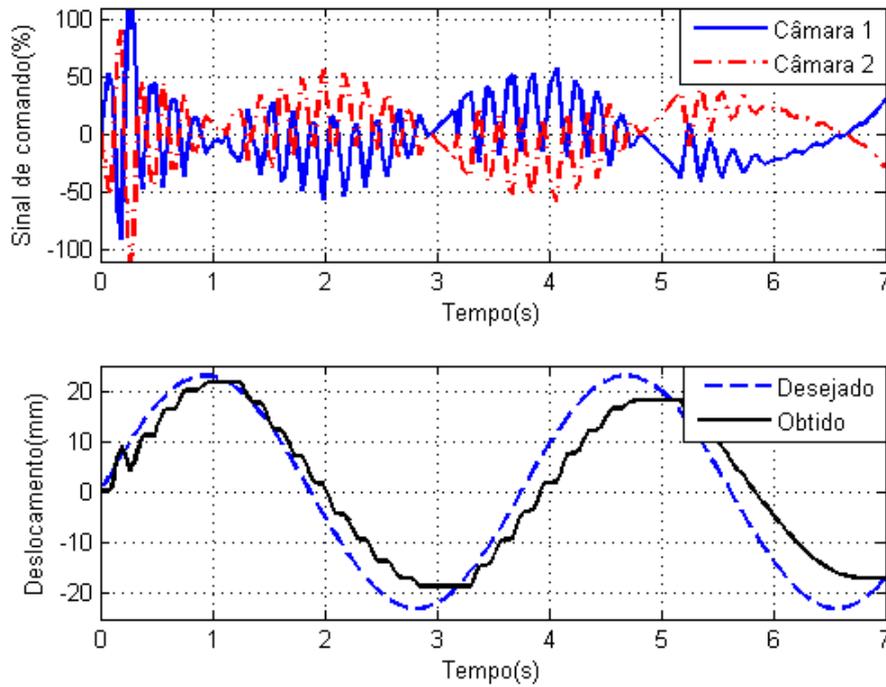
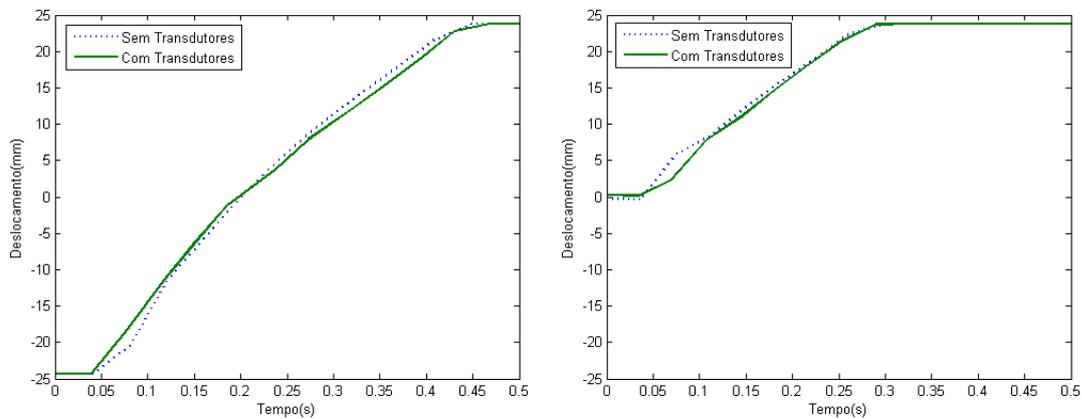


Figura 5.16 – Seguimento de trajetória senoidal com controlador proporcional integral derivativo.

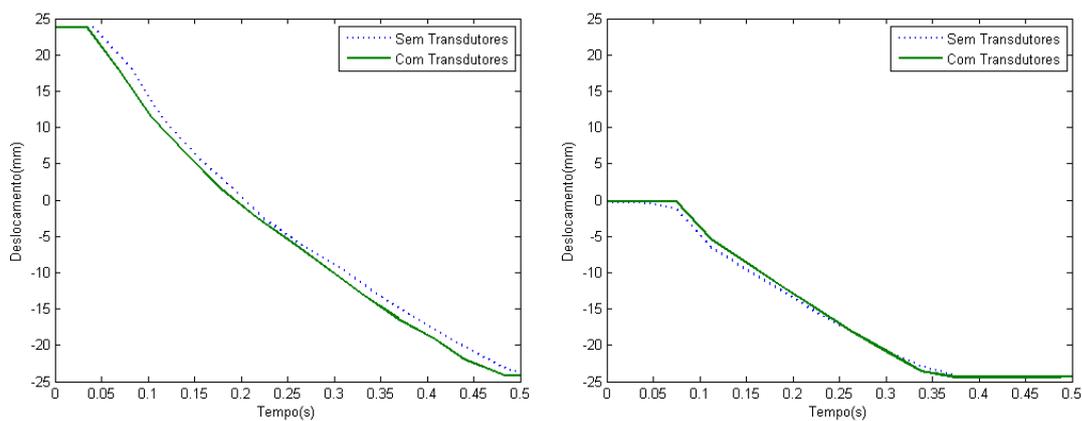
Pelo desempenho ruim do controlador proporcional integral derivativo, conclui-se que é necessário uma análise formal e cuidadosa do sistema em malha fechada para implementar um controle eficiente.

5.5. Análise da influência dos transdutores

Dado que os testes anteriores foram feitos com quatro transdutores de proporções consideráveis para a dimensão do sistema, julgou-se necessário avaliar a influência dos mesmos na resposta do sistema de atuação. Para tanto, repetiram-se os testes 5.1 e 5.2 sem os transdutores de pressão e vazão, mantendo-se apenas o transdutor de deslocamento linear, para os casos de sinal de comando máximo. Os resultados, demonstrados na Figura 5.17, comprovam que os transdutores não trazem alterações consideráveis ao comportamento do sistema.



(a) Teste 5.1 para sinal de comando máximo



(b) Teste 5.2 para sinal de comando máximo

Figura 5.17 – Análise do desempenho do sistema com e sem transdutores.

6. Conclusões

6.1. Conclusões do trabalho

Este trabalho apresentou dois modelos para o sistema de atuação e suas não linearidades características, quais sejam: a compressibilidade e atrito nas câmaras do atuador; a compressibilidade, flexibilidade e perda de carga na linha de transmissão e a perda de carga na válvula de controle.

O primeiro modelo estudado foi um modelo linear, obtido através da linearização das equações teóricas de seus componentes. O segundo modelo apresentado foi do tipo não linear, cujos parâmetros foram ajustados através de análises experimentais do funcionamento de cada componente.

Comparando-se o desempenho dos dois modelos com os resultados experimentais, chegou-se à conclusão de que o modelo não linear representa melhor o sistema real. O motivo desse resultado é o fato deste ser mais completo e considerar relações entre as variáveis que são desprezadas ou simplificadas pelo modelo linear, tais como o atraso de tempo da linha fluida, o atrito de Coulomb no atuador e a relação não linear da vazão com o sinal de comando da válvula e a pressão do sistema.

Os modelos propostos foram utilizados para calibrar as estratégias de controle linear em tempo real para posicionamento e seguimento de trajetória do sistema de atuação. Devido à complexidade do sistema e à grande variedade de abordagens possíveis, optou-se por analisar apenas o controle linear.

Por fim, realizaram-se experimentos com o sistema completo que comprovaram a validade dos modelos e da estratégia de controle propostos.

6.2. Etapas futuras

Embora os modelos e as estratégias de controle tenham apresentado resultados positivos, ainda há espaço para aprimoramento. Dado que o modelo não linear analítico foi o de melhor desempenho e ainda sim não conseguiu prever com exatidão todas as variáveis do sistema – deslocamento, pressões e vazões – propõe-se uma abordagem diferente na caracterização do sistema, utilizando-se técnicas de identificação de sistemas aliadas a métodos não lineares como computação evolucionária para determinar modelos matemáticos diretos entre as variáveis de entrada e saída do sistema.

Neste trabalho foram analisadas apenas estratégias lineares de controle, que apresentaram erro estacionário no seguimento de trajetórias periódicas. Uma melhoria nesse sentido seria estudar e implementar técnicas não lineares de controle, sozinhas ou aliadas às estratégias já apresentadas, para otimizar o comportamento do sistema de atuação na presença desse tipo de entrada.

Ainda sobre o controle, apesar de se haver sugerido uma configuração de válvulas proporcionais que permite sinais independentes para cada câmara do atuador, neste trabalho foi implementado o controle com um sinal único e de sentidos opostos, ou seja, o mesmo funcionamento de uma válvula bidirecional tradicional. Assim, deve-se trabalhar na direção de aproveitar essa configuração não convencional na estratégia de controle.

Por fim, uma vez que se utilizem comandos distintos e totalmente independentes para as válvulas responsáveis pelo fluxo de cada câmara do atuador, será necessário incluir mais dois transdutores de vazão. A configuração apresentada neste trabalho é capaz de medir o fluxo de enchimento e exaustão do sistema como um todo, sem diferenciar o lado da câmara atuado. Assim, haverá dois transdutores na linha de cada câmara, cada um responsável por detectar o enchimento ou a exaustão individual dos lados do atuador.

Referências Bibliográficas

ALBUQUERQUE, A.N. **Estratégias de controle não convencionais aplicadas a simuladores de movimento.** Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2012.

ALBUQUERQUE, A.N. **Desenvolvimento de simuladores de movimentos em escala com atuação pneumática.** Projeto de Graduação, Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2009.

ANDRADE, F.A.S. **Modelo de linhas fluidas através do fluxo de potência para análise e simulação de transientes.** Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2007.

ANDRIGUETTO, P.L.; VALDIERO, A.C.; VINCENSI, C.N. **Experimental comparisons of the control solutions for pneumatic servo actuators.** Artigo publicado em ‘ABCMSymposium Series in Mechatronics’, Vol.1 – páginas 399-408, 2004.

ANDRIGUETTO, P.L.; VALDIERO, A.C.; CARLOTTO, L. **Study of the friction behavior in industrial pneumatic actuators.** Artigo publicado em ‘ABCMSymposium Series in Mechatronics’, Vol.2 – páginas 369-376, 2006.

ASSAD, M.M. **Cinemática direta e inversa de mecanismos paralelos. Modelagem de um simulador de movimentos.** Projeto de Graduação, Departamento de Engenharia de Controle e Automação, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2010.

BEATER, P. **Pneumatic drives – System design, modeling and control.** Editora Springer, 2007.

BORUTZKY, W. **An energetically consistent bond graph model of a double acting hydraulic cylinder.** ESM 93 Proc. European Simulation Multiconference, Lyon, France, pp.203-207, 1993.

CABRAL, L.A.L. **Desenvolvimento e avaliação de desempenho de uma válvula composta para controle de sistema pneumático.** Projeto de Graduação, Departamento de Engenharia de Controle e Automação, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2010.

ENDLER, L.; VALDIERO, A.C.; ANDRIGUETTO, P.L.; MARAT, R. **Simulação computacional de um modelo matemático para atuadores pneumáticos.** Artigo publicado em 'TEMA (Tend. Matemática Aplicada Computacional)', 9, No. 2, 2008.

ERYILMAZ, B.; WILSON, B. **Unified modeling and analysis of a proportional valve.** Artigo publicado em 'Journal of the Franklin Institute', 343, páginas 48-68, 2006.

FOX, R.W.; MCDONALD, A.T.; PRITCHARD, P.J. **Introdução à mecânica dos fluidos**, 6ª edição. Editora LTC, 2006.

HAMITI, K.; VODA-BESANÇON, A.; ROUX-BUISSON, H. **Position control of a pneumatic actuator under the influence of stiction.** Artigo publicado em 'Control Engineering Practice', Volume 4, No. 8, pp. 1079-1088, 1996.

INMETRO. **Guia para a Expressão da Incerteza de Medição.** Terceira edição brasileira em língua portuguesa. Rio de Janeiro. BNT, INMETRO. 2003.

KRIVTS, I.; KREJNIN, G. **Pneumatic actuating systems for automatic equipment –Structure and design.** Taylor&Francis, 2006.

LLERENA, R.W.A. **Modelagem de um simulador de movimentos para veículos terrestres em escala.** Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2000.

NING, S.; BONE, G.M. **Development of a nonlinear dynamic model for a servo pneumatic positioning system.** Department of Mechanical Engineering, McMaster University, Canada, Artigo publicado em 'International Conference on Mechatronics & Automation', 2005.

NOURI, B., AI-BENDER, F., SWEVERS, J., VANHERCK, P.; VAN BRUSSEL, H., **Modeling a pneumatic servopositioning system with friction.** Artigo publicado em 'American Control Conference 2000', pp. 1067-1071, Junho de 2000.

OGATA, K. **Engenharia de controle moderno**. 4ª Edição, Prentice Hall. Setembro de 2009.

PERONDI, E.A. **Controle não linear em cascata de um servoposicionador pneumático com compensação de atrito**. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, 2002.

RICHER, E.; HURMUZLU, Y. **A high performance pneumatic force actuator system: Part 1 – Nonlinear mathematical model / Part 2- Nonlinear controller design**. Southern Methodist University, School of Engineering and Applied Science, Mechanical Engineering Department, Dallas, TX75275, February 12, 2001.

SCAVARDA, S.; BRUN, X.; BELGHARBI, M.; SESMAT, S.; THOMASSET, D. **Control of an electropneumatic actuator: comparison between some linear and non-linear control laws**. Laboratoire d'Automatique Industrielle, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Villeurbanne, França, Artigo publicado em 'Journal of Systems and Control Engineering', Vol 213, páginas 387 – 406, 1999.

SCAVARDA, S.; LIN, X. **Linearized analysis of an electropneumatic servo-valve/long pneumatic actuator assembly using bond graph**. Laboratoire d'Automatique Industrielle, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Villeurbanne, França

ZEILMANN, A.P.; GOMES, S.; TERRES, M.A.S.; SOARES, L.B.; GOMES, S.C.P. **Teoria e experimentação no estudo sobre atrito em atuadores robóticos**. Artigo publicado em 'Mecânica Computacional' Vol XXIX, páginas 2689-2708 – Asociación Argentina de Mecánica Computacional, Buenos Aires, Argentina, Novembro 2010.

Apêndice A

Calibração dos Transdutores

A.1 Transdutor de deslocamento linear

O transdutor de posição foi calibrado no Laboratório de Metrologia Dimensional do Instituto Tecnológico da Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro (LMD/ITUC/PUC-Rio) de acordo com procedimento de calibração PR046 do laboratório. O resultado segue na Tabela A.1 e a curva obtida, bem como a equação de reta que correlaciona as duas grandezas, estão na Figura A.1.

Tabela A.1 – Tabela da curva de calibração do transdutor de deslocamento.

Leituras no pa- drão	Leituras no instrumento: PY-2-C-050						Média das leituras
	Série 1		Série 2		Série 3		
	Aperto	Retorno	Aperto	Retorno	Aperto	Retorno	
(mm)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)
0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
5,00	0,53	0,54	0,54	0,54	0,53	0,54	0,54
10,00	1,04	1,04	1,04	1,04	1,05	1,04	1,04
15,00	1,56	1,56	1,55	1,56	1,55	1,56	1,56
20,00	2,08	2,07	2,06	2,06	2,07	2,07	2,07
25,00	2,58	2,57	2,58	2,58	2,57	2,57	2,58
30,00	3,09	3,10	3,09	3,08	3,09	3,10	3,09
35,00	3,60	3,60	3,61	3,61	3,59	3,61	3,60
40,00	4,11	4,11	4,11	4,12	4,12	4,11	4,11
45,00	4,63	4,62	4,61	4,63	4,62	4,62	4,62
50,00	5,13	5,14	5,12	5,14	5,14	5,13	5,13

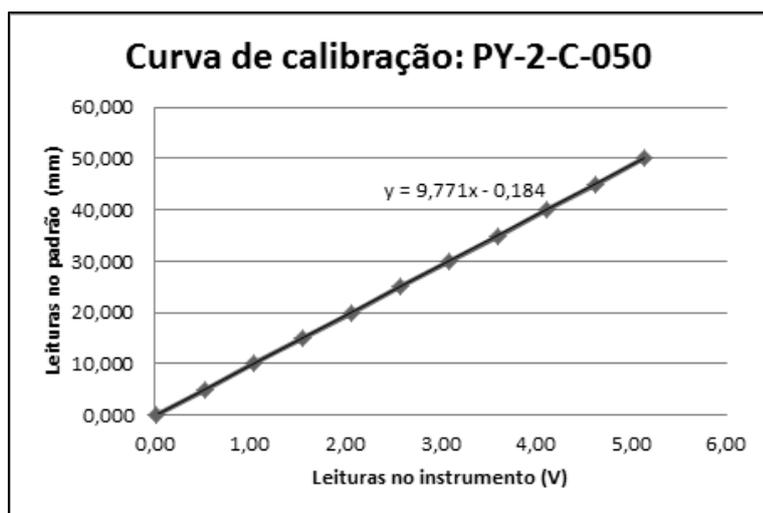


Figura A.1 – Curva de calibração do transdutor de deslocamento.

Com relação ao padrão de calibração, foi utilizada a máquina de Medição Universal do Comprimento, marca “Carl Mahr”, modelo 828 PC, número de série 4630202. Esta máquina tem menor divisão de 0,0001 mm e incerteza de medição na faixa usada neste procedimento de $\pm 0,0007$ mm, de acordo com o Certificado número 0338-2/07, expedido pelo ITUC/PUC-Rio.

A incerteza padrão do instrumento foi calculada usando o Tipo A – análise estatística de séries de observações; para a incerteza expandida foi usado um fator de abrangência (k) igual a dois, um nível de confiança de aproximadamente 95 % (INMETRO, Guia para a Expressão da Incerteza de Medição. Terceira edição brasileira em língua portuguesa. Rio de Janeiro. BNT, INMETRO, 2003).

Tabela A.2 – Incertezas de medição do transdutor de deslocamento.

Leituras no padrão	Leituras no instrumento: PY-2-C-050				
	Média das leituras	Erro de indicação	Erro de reprodutibilidade	Desvio padrão	Incerteza expandida
(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
5,00	5,06	0,06	0,10	0,05	0,10
10,00	9,99	-0,01	0,10	0,04	0,08
15,00	15,03	0,03	0,10	0,05	0,10
20,00	20,03	0,03	0,20	0,07	0,15
25,00	24,98	-0,02	0,10	0,05	0,11
30,00	30,02	0,02	0,20	0,07	0,15
35,00	35,02	0,02	0,20	0,08	0,16
40,00	40,01	0,01	0,10	0,05	0,10
45,00	44,97	-0,03	0,20	0,07	0,15
50,00	49,97	-0,03	0,20	0,08	0,16

A.2 Transdutor de pressão

Os transdutores foram calibrados no Laboratório de Pressão e Temperatura do Instituto Tecnológico da Pontifícia Universidade Católica (LPT/ITUC/PUC-Rio) de acordo com procedimento de calibração A-305 do laboratório. Para o procedimento utilizou-se uma bomba manométrica com menor divisão de 0,05 kgf/cm² e incerteza de medição de $\pm 0,012$ kgf/cm², de acordo com o certificado número 82399/11, expedido pela Rede Brasileira de Calibração.

Uma vez que padrão de calibração era manométrico, foi necessário adicionar à curva de calibração dos mesmos a pressão atmosférica no Rio de Janeiro, de $101,73 \cdot 10^3$ Pa, de acordo com o INMET (Instituto Nacional de Meteorologia), visando-se obter a pressão absoluta do sistema para melhor análise e construção da estratégia de controle.

Os resultados seguem na Tabela A.3 à Tabela A.5; as curvas obtidas, bem como as equações de reta que correlacionam as duas grandezas, estão na Figura A.2 à Figura A.4 – já ajustadas para o valor absoluto de pressão.

Tabela A.3 – Tabela de calibração do transdutor de pressão PSE560-02.01.

Leituras no padrão		Leituras no instrumento: PSE560-02.01						Média das leituras
		Série 1		Série 2		Série 3		
		Aperto	Retorno	Aperto	Retorno	Aperto	Retorno	
(kgf/cm ²)	(kPa)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)
0	0	0,99	1,00	0,99	0,98	0,99	0,99	0,99
1	98,07	1,38	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39	1,39
2	196,13	1,78	1,77	1,78	1,77	1,78	1,78	1,78
3	294,20	2,19	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18	2,18
4	392,27	2,57	2,57	2,57	2,57	2,58	2,57	2,57
5	490,33	2,97	2,97	2,97	2,97	2,98	2,97	2,97
6	588,40	3,37	3,37	3,36	3,37	3,37	3,37	3,37
7	686,47	3,76	3,75	3,76	3,75	3,76	3,76	3,76
8	784,53	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15	4,15
9	882,60	4,54	4,54	4,54	4,54	4,55	4,54	4,54
10	980,67	4,92	4,92	4,93	4,92	4,92	4,92	4,92

Tabela A.4 – Tabela de calibração do transdutor de pressão PSE560-02.02.

Leituras no pa- drão		Leituras no instrumento: PSE560-02.02						Média das leituras
		Série 1		Série 2		Série 3		
		Aperto	Retorno	Aperto	Retorno	Aperto	Retorno	
(kgf/cm ²)	(kPa)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)
0	0	1,01	1,02	1,02	1,03	1,02	1,02	1,02
1	98,07	1,42	1,42	1,42	1,42	1,42	1,42	1,42
2	196,13	1,80	1,82	1,81	1,82	1,81	1,81	1,81
3	294,20	2,21	2,21	2,21	2,21	2,21	2,20	2,21
4	392,27	2,60	2,61	2,60	2,60	2,59	2,60	2,60
5	490,33	3,00	2,99	2,99	2,99	2,99	2,99	2,99
6	588,40	3,39	3,39	3,39	3,38	3,39	3,39	3,39
7	686,47	3,78	3,78	3,76	3,78	3,78	3,78	3,78
8	784,53	4,17	4,17	4,17	4,17	4,18	4,17	4,17
9	882,60	4,55	4,55	4,55	4,55	4,55	4,55	4,55
10	980,67	4,94	4,95	4,94	4,94	4,94	4,94	4,94

Tabela A.5 – Tabela de calibração do transdutor de pressão PX2.

Leituras no pa- drão		Leituras no instrumento: PX2						Média das leituras
		Série 1		Série 2		Série 3		
		Aperto	Retorno	Aperto	Retorno	Aperto	Retorno	
(kgf/cm ²)	(kPa)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)	(V)
0	0	0,90	0,89	0,93	0,90	0,92	0,88	0,90
1	98,07	1,26	1,26	1,28	1,27	1,27	1,27	1,27
2	196,13	1,65	1,65	1,65	1,65	1,64	1,65	1,65
3	294,20	2,00	2,00	2,01	2,03	2,01	2,02	2,02
4	392,27	2,40	2,39	2,39	2,39	2,40	2,39	2,39
5	490,33	2,77	2,77	2,76	2,76	2,75	2,76	2,76
6	588,40	3,13	3,13	3,13	3,13	3,13	3,12	3,13
7	686,47	3,51	3,50	3,51	3,51	3,50	3,51	3,51
8	784,53	3,88	3,88	3,88	3,88	3,89	3,89	3,88
9	882,60	4,25	4,25	4,24	4,25	4,25	4,24	4,25
10	980,67	4,61	4,62	4,61	4,63	4,61	4,62	4,62

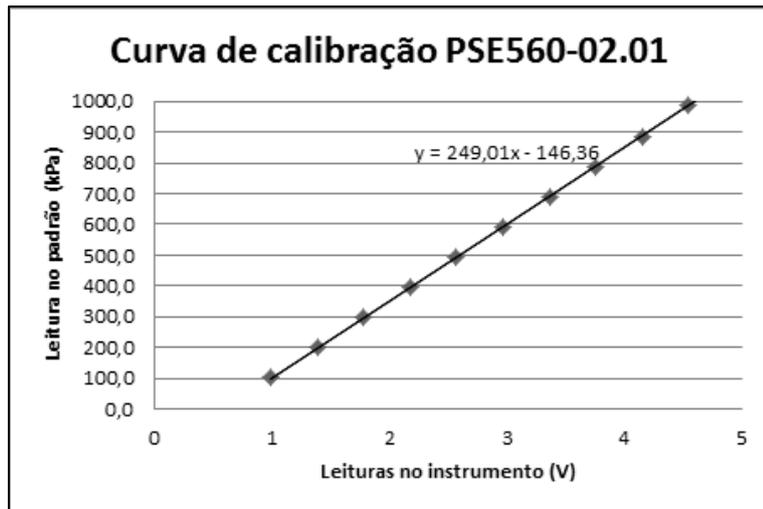


Figura A.2 – Curva de calibração do transdutor de pressão PSE560-02.01.

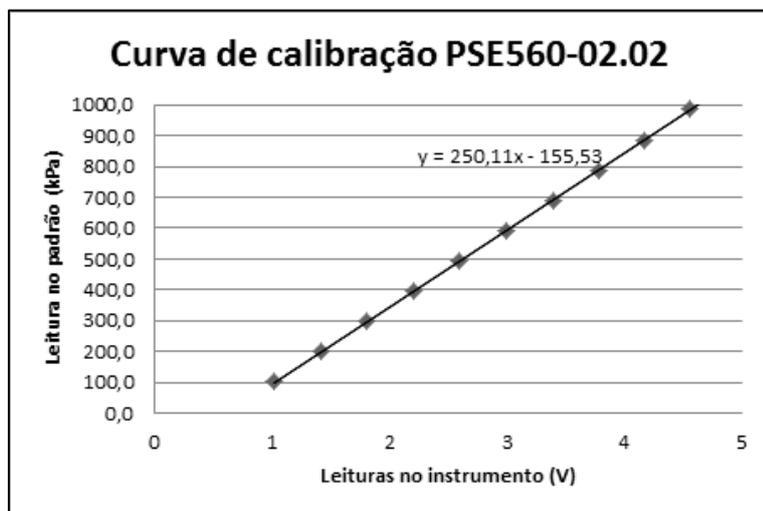


Figura A.3 – Curva de calibração do transdutor de pressão PSE560-02.02.

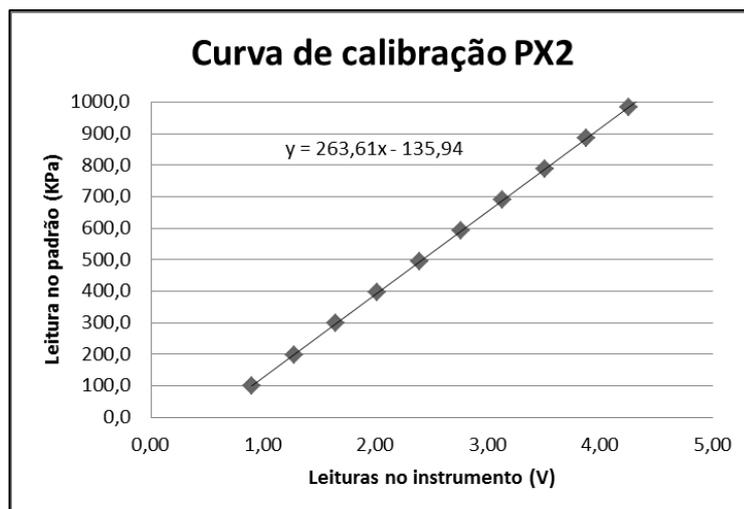


Figura A.4 – Curva de calibração do transdutor de pressão PX2.

O cálculo da incerteza do padrão levou em consideração as medidas manométricas e utilizou o Tipo A – análise estatística de séries de observações; para a incerteza expandida foi usado novamente um fator de abrangência (k) igual a dois. Os resultados para os três transdutores encontram-se nas Tabelas A.6 à A.8.

Tabela A.6 – Incertezas de medição do transdutor de pressão PSE560-02.01.

Leituras no padrão	Leituras no instrumento: PSE560-02.01						
	Série		Média das leituras	Erro de indicação	Erro de reprodutibilidade	Desvio padrão	Incerteza expandida
	Car-ga	Descar-ga					
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)
0,0	-1,6	-1,6	-1,0	-1,0	1,6	0,9	3,0
98,1	98,0	98,0	98,0	0,0	0,0	0,0	2,4
196,1	195,1	195,1	195,5	-0,7	1,0	0,6	2,6
294,2	294,8	294,8	294,6	0,4	0,6	0,3	2,4
392,3	391,9	391,9	392,0	-0,3	0,4	0,2	2,4
490,3	491,5	491,5	491,1	0,8	1,1	0,7	2,7
588,4	591,1	591,1	590,2	1,8	2,7	1,5	3,9
686,5	688,2	688,2	687,6	1,1	1,7	1,0	3,1
784,5	785,3	785,3	785,0	0,5	0,8	0,4	2,5
882,6	882,4	882,4	882,5	-0,1	0,2	0,1	2,4
980,7	977,0	977,0	978,2	-2,4	3,6	2,1	4,8

Tabela A.7 – Incertezas de medição do transdutor de pressão PSE560-02.02.

Leituras no padrão	Leituras no instrumento: PSE560-02.02						
	Série		Média das leituras	Erro de indicação	Erro de reprodutibilidade	Desvio padrão	Incerteza expandida
	Car-ga	Descar-ga					
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)
0,0	-2,1	-2,1	-1,4	-1,4	2,1	1,2	3,4
98,1	97,9	97,9	98,0	-0,1	0,2	0,1	2,4
196,1	195,4	195,4	195,7	-0,5	0,7	0,4	2,5
294,2	295,5	295,5	295,1	0,9	1,3	0,7	2,8
392,3	393,0	393,0	392,8	0,5	0,8	0,4	2,5
490,3	490,6	490,6	490,5	0,2	0,2	0,1	2,4
588,4	590,6	590,6	589,9	1,5	2,2	1,3	3,5
686,5	688,2	688,2	687,6	1,1	1,7	1,0	3,1
784,5	785,7	785,7	785,3	0,8	1,2	0,7	2,7
882,6	880,7	880,7	881,4	-1,2	1,9	1,1	3,2
980,7	978,3	978,3	979,1	-1,6	2,4	1,4	3,6

Tabela A.8 – Incertezas de medição do transdutor de pressão PX2.

Leituras no padrão	Leituras no instrumento: PX2						
	Série		Média das leituras	Erro de indicação	Erro de reprodutibilidade	Desvio padrão	Incerteza expandida
	Car-ga	Descar-ga					
(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)
0,0	-2,8	-2,8	-1,8	-1,8	2,8	1,6	4,0
98,1	94,8	94,8	95,9	-2,2	3,3	1,9	4,5
196,1	192,3	192,3	193,6	-2,5	3,8	2,2	5,0
294,2	289,9	289,9	291,3	-2,9	4,3	2,5	5,5
392,3	392,7	392,7	392,5	0,3	0,4	0,2	2,4
490,3	484,9	484,9	486,7	-3,6	5,4	3,1	6,7
588,4	590,4	590,4	589,7	1,3	2,0	1,1	3,3
686,5	682,6	682,6	683,9	-2,6	3,8	2,2	5,0
784,5	785,4	785,4	785,1	0,6	0,9	0,5	2,6
882,6	880,3	880,3	881,1	-1,5	2,3	1,3	3,5
980,7	980,5	980,5	980,6	-0,1	0,2	0,1	2,4

A.3 Transdutor de vazão

Para a calibração dos transdutores de vazão, foi utilizada a curva característica fornecida pelo fabricante, cuja imagem e equação estão na Figura A.5.

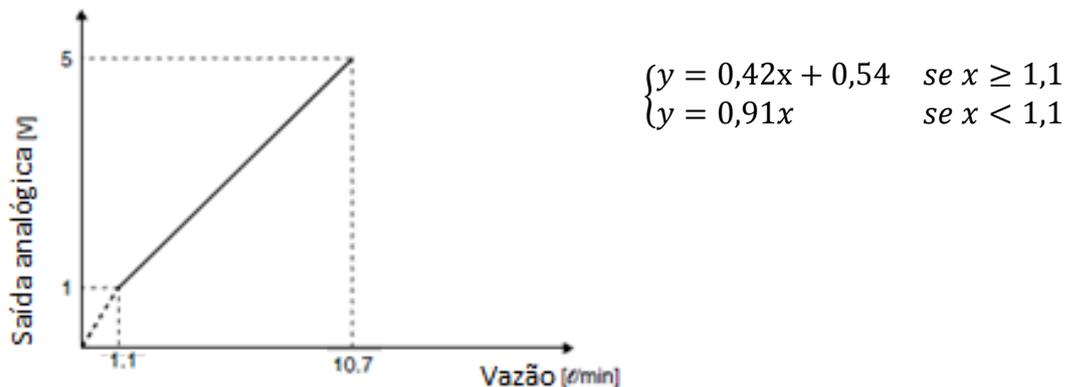


Figura A.5 – Curva de calibração dos transdutores de vazão.

Esses tipos de medidores oferecem comumente uma imprecisão de 0,5% a 1% do fundo de escala.

Um comportamento típico desse instrumento é a perda de carga na passagem do gás, uma vez que ele deve ser inserido na direção do fluxo. A Figura A.6 exibe a curva característica desse fenômeno fornecida pelo fabricante.

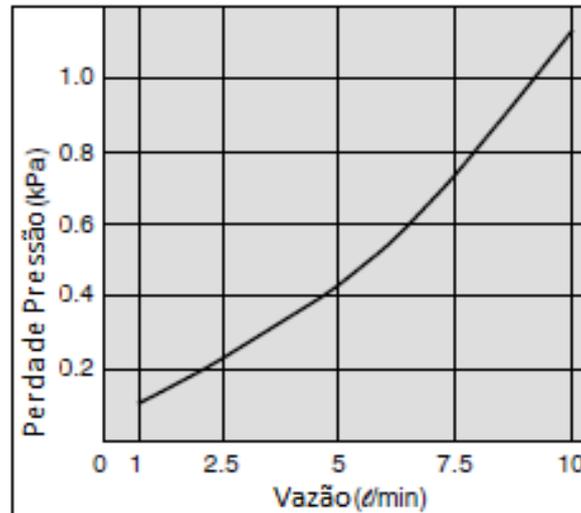


Figura A.6 – Curva da perda de pressão dos transdutores de vazão.

Visto que a perda de pressão na vazão máxima da válvula proporcional é equivalente a apenas 0,4% da pressão atmosférica, optou-se por relevar esse comportamento e considerar o instrumento como ideal.