

MODELAGEM E ANÁLISE DE UM SISTEMA ELETRO-HIDRÁULICO COM CONTROLE DE PRESSÃO INFLUENCIADO POR CARGA NEGATIVA

Rafael Rivelino Bravo¹

¹ Instituto Federal de Santa Catarina. Departamento de Eletroeletrônica/ Mecatrônica, Campus Criciúma. rafael.bravo@ifsc.edu.br

Resumo: O presente artigo descreve o comportamento de um motor hidráulico que opera com cargas de tração num plano vertical. Com o objetivo de evitar que haja um decréscimo de pressão na entrada do atuador em consequência da ação da carga é realizado o controle de pressão por meio de uma válvula limitadora de pressão proporcional e um controlador PI. Para tanto, é desenvolvido um modelo matemático linear de 5ª. ordem, a partir do qual se analisa a influência da carga negativa e alterações na velocidade de operação do atuador sobre as variáveis do processo. Alterações nos coeficientes do modelo da válvula limitadora de controle da pressão são efetuadas a fim de avaliar o comportamento do servomecanismo operando com válvulas de diferentes níveis de amortecimento. Características entre diferentes configurações de válvulas de contrabalanço mecânicas, tradicionalmente usadas neste tipo de aplicação, são analisadas. Entradas em tensão na forma de funções rampa e degrau são aplicadas ao modelo a fim de simular os comandos efetuados pelo operador da máquina hidráulica. As curvas de resposta dinâmica das diversas variáveis, em particular, da pressão controlada, demonstram a coerência do modelo usado sob a perspectiva do comportamento da máquina. O projeto de controle usando um controlador PI mostrou-se satisfatório no atendimento aos requisitos de desempenho dinâmico da compensação.

Palavras chave: controle de pressão, hidráulica proporcional, controle de cargas.

1 Introdução

A influência de cargas de tração no controle de movimento de cargas está presente em uma ampla gama de aplicações de engenharia. Máquinas de uso industrial e móbil, como guindastes, guinchos, escavadeiras e a maioria das máquinas destinadas à elevação e transporte de cargas precisam ser projetadas objetivando proporcionar baixa sensibilidade ao sistema, no sentido de diminuir o esforço do operador para compensar a influência de cargas variáveis durante a operação da máquina.

No segmento de elevação e transporte de cargas, a tecnologia hidráulica tem sido amplamente empregada em decorrência de suas características diferenciadas e favoráveis, tais como: baixa relação peso/potência, respostas rápidas e precisas, inércia reduzida, adaptação automática de forças e/ou torques, segurança eficaz contra sobrecargas, capacidade de operação com grandes potências, dentre outras.

As válvulas de contrabalanço, balanças de pressão e válvulas de frenagem têm sido usadas em circuitos hidráulicos com o objetivo de reduzir, neutralizar ou compensar a ação de cargas de tração, denominadas cargas negativas. Na maioria das aplicações estas válvulas são atuadas mecânica e/ou hidraulicamente. Para tanto, existe no mercado uma diversidade de configurações de válvulas que realizam o controle de pressão.

As configurações mais comuns variam de acordo com o tipo de pilotagem, interna e/ou externa, o tipo de dreno, interno ou externo, com a localização das tomadas

de pilotagem, na entrada ou saída da válvula, e ainda com a atuação da pressão-piloto, a qual pode agir no sentido de abrir ou fechar a válvula. A escolha pelo tipo de linha de pilotagem da válvula de contrabalanço determina parte da perda de carga gerada no circuito e, conseqüentemente, o nível de aquecimento transferido para o óleo hidráulico.

Em se tratando de circuitos fechados, esta escolha normalmente tende para pilotagem externa, pois esta permite menor aquecimento do óleo durante o movimento de descida de cargas. Da mesma forma, o ajuste de abertura da válvula independe do peso da carga, o que garante uma única regulagem de pressão de abertura da válvula, normalmente da ordem de 100 a 200 psi (TRINKEL, 2000). Em contrapartida, o controle da carga tende a ser menos estável se comparado ao controle realizado por válvulas com pilotagem interna. Adicionalmente, a válvula perde sua função de “segurança” nos casos de parada brusca da carga, o que pode acarretar em pressão induzida pela carga na linha encarregada de gerar a contrapressão de frenagem. Neste caso, deve-se acrescentar um circuito de segurança contra sobrecargas.

Para sanar estas limitações, pode-se optar pela pilotagem interna e externa simultânea da válvula de contrabalanço. Neste caso, a relação de áreas de linha de pilotagem deve ser da ordem de 7:1 a 10:1, ou superior, o que resulta em menor perda de energia. Além disso, a regulagem da pressão de abertura da válvula está sempre vinculada à condição mais crítica (ou condição de maior carga), o que resulta em um circuito menos eficiente se comparado ao circuito com válvula de contrabalanço com piloto externo.

Atualmente existem no mercado válvulas de contrabalanço com funcionamento mais amortecido. O objetivo é o de proporcionar movimentos de abertura e fechamento mais suaves, requisito este necessário especialmente quando a pilotagem é realizada externamente, o que resulta em um maior controle sobre a carga operada.

Há ainda as chamadas válvulas proporcionais, as quais podem ter comando manual-mecânico ou eletro-mecânico. Neste último caso, pode-se empregar a válvula limitadora de pressão proporcional para realizar o controle da pressão encarregado pela sustentação da carga.

As válvulas proporcionais apresentam as seguintes vantagens inatas:

1. Valores de vazão e pressão infinitamente ajustáveis;
2. Ajuste automático durante a operação da máquina;
3. Redução no consumo de energia graças ao controle de vazão e pressão, o qual pode ser ajustado conforme a demanda do sistema;

4. Simplificação do circuito através da substituição de várias válvulas on-off por uma proporcional;
5. Redução dos picos de pressão e eventuais irregularidades na movimentação das cargas, o que pode ser obtido por meio da aplicação de sinais na forma de rampa.

Não obstante o uso das válvulas limitadoras ser bastante difundido, seu tamanho nominal (normalmente até 25) geralmente é limitado a pequenas e médias vazões. Para o emprego em grandes vazões (tamanho nominal até 100) faz-se necessário usar as válvulas denominadas elementos lógicos que operam nesta condição com reduzida perda de carga. O uso de elementos lógicos para controle de pressão implica na seleção de válvulas de duplo estágio, sendo o estágio piloto uma válvula proporcional. A maior limitação desta escolha provém da dificuldade de ajuste da válvula, como consequência de seu grande ganho de vazão e baixo amortecimento.

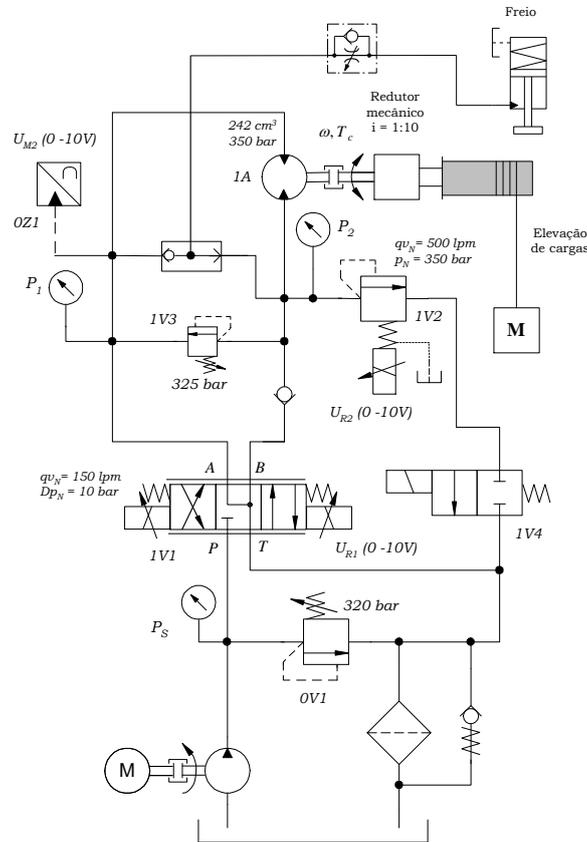
O uso de válvula proporcional no controle em malha fechada da carga permite que a pressão de controle seja monitorada pelo transdutor 0Z1, o que equivale a um controle de pressão por pilotagem externa (Figura 1). Além disso, pode-se fazer uso da função rampa para controlar o tempo de comutação do solenóide U_{R1} a fim de evitar transições bruscas da válvula direcional 1V1, o que poderia produzir oscilações de pressão e irregularidades durante a movimentação da carga em consequência de mudanças abruptas na velocidade do motor. Outra vantagem obtida com o uso de válvula proporcional provém da possibilidade de fácil alteração da pressão de referência e controle. Pode-se em decorrência da necessidade de melhora da estabilidade e controle da máquina aumentar o valor do sinal elétrico de referência da pressão de controle. Esta ação pode resultar em maior segurança na operação da máquina hidráulica, trazendo como desvantagem um maior aquecimento do óleo com redução da eficiência mecânica.

O circuito mostrado na Figura 1 é atuado pelo motor hidráulico 1A, cujo eixo de transmissão está indiretamente acoplado à carga negativa. A não inclusão dos elementos mecânicos na modelagem, como caixas redutoras, sistemas de polias, catraca e o freio, decorre do requisito de simplificação do modelo. Elementos mecânicos introduzem não-linearidades, as quais não podem ser tratadas diretamente pela teoria linear de controle.

O componente usado como elemento de controle é a válvula limitadora de pressão proporcional 1V2 controlada por um controlador PI. O projeto do controlador está baseado no método do lugar das raízes. Selecionou-se uma válvula com eletrônica

integrada com compensação de zona morta operando na região linear, cuja dinâmica foi representada por um modelo de 2ª. ordem.

Figura 1. Circuito eletro-hidráulico de testes.



Parâmetros do Modelo:

$m=2000$ kg (massa da carga)

$\beta_e=1.5 \cdot 10^8$ Pa (módulo de compressibilidade efetivo)

$U_{R1}=2$ V (Sinal de entrada da válvula direcional)

$U_{R2}=1$ V (Sinal de entrada da válvula de contrabalanço)

$K_{pc2}=0,2$ (Ganho proporcional do controlador)

$I_m=46 \cdot 10^{-3}$ kg.m² (momento de inércia do motor)

$I_L = 1.8$ kg.m² (momento de inércia da carga)

$B_m=1.13675$ N.m.s (coeficiente de amortecimento viscoso)

$\sigma^{-1}=\tau_v=50$ ms (constante de tempo da válvula de contrabalanço)

$K_{q1} = 6.6867 \cdot 10^{-4}$ m³/V.s (ganho de vazão, válvula 1V1)

$K_{C1} = 8.9156 \cdot 10^{-10}$ m³/Pa.s (ganho de vazão-pressão, válvula 1V1)

$K_{q2} = 8.3333 \cdot 10^{-4}$ m³/V.s (ganho de vazão, válvula 1V2)

$Kc_2 = 2.3810 \cdot 10^{-10} \text{ m}^3/\text{Pa.s}$ (ganho de vazão-pressão, válvula 1V2)

$Km_2 = 1 \cdot 10^{-6} \text{ V/Pa}$ (ganho do transdutor de pressão)

$V_1 = V_2 = 3.2618 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ (volume de óleo nas linhas de E/S do motor)

$r = 0.3 \text{ m}$ (raio do tambor de carga)

$V_D = 242 \text{ cm}^3$ (volume do motor)

$T = 1 \text{ seg.}$ (atraso da resposta)

O solenóide proporcional U_{R1} da válvula 1V1 determina a vazão qv_1 e a velocidade de trabalho do motor 1A, que neste estudo, simula a descida da carga. O comportamento dinâmico da válvula foi desprezado. Os parâmetros do modelo estão listados na sequência. Os valores dos parâmetros foram baseados em cálculos estáticos de dimensionamento mecânico e hidráulico e informações fornecidas no catálogo dos fabricantes dos componentes mostrados no circuito.

2 Descrição do modelo e análise dinâmica

O modelo desenvolvido no ambiente simulink do software Matlab está mostrado por meio de um diagrama de blocos na Figura 2. A Figura 2 mostra as variáveis usadas na simulação para obtenção das respostas dinâmicas e análise do comportamento do sistema eletro-hidráulico. A Figura 3 mostra o diagrama de blocos simplificado, a partir do qual se obtém a localização dos pólos e zeros das respectivas funções de transferência.

O objetivo do circuito eletro-hidráulico é o transporte de cargas no plano vertical por meio do motor hidráulico 1A. O vazamento interno do motor foi ignorado no modelo. O comando do operador está representado pelo sinal U_{R1} vindo da válvula proporcional 1V1 que produz a rotação do motor e a descida da carga. A condição mais crítica de comando é representada por uma entrada em degrau. A contrapressão que garante o controle sobre o movimento da carga é obtida através da perda de carga gerada pela válvula limitadora de pressão 1V2. Portanto, o objetivo do projeto do controlador é o de controlar a abertura da válvula de forma que a pressão P_1 seja mantida sob determinado valor de acordo com o sinal de referência pré-definido para o solenóide U_{R2} .

Com base nos valores usuais de pressão pré-ajustados nas válvulas de contrabalanço com pilotagem externa e regulagem manual, estipula-se um valor equivalente a 10 bar na linha de pressão P_1 , o qual deve ser mantido durante a descida

de cargas ($U_{R2} = 1$ volt) (TRINKEL, 2000). Qualquer desvio deste valor deve ser automaticamente corrigido pelo controlador.

Figura 2. Diagrama de blocos: sistema eletro-hidráulico com controle de pressão.

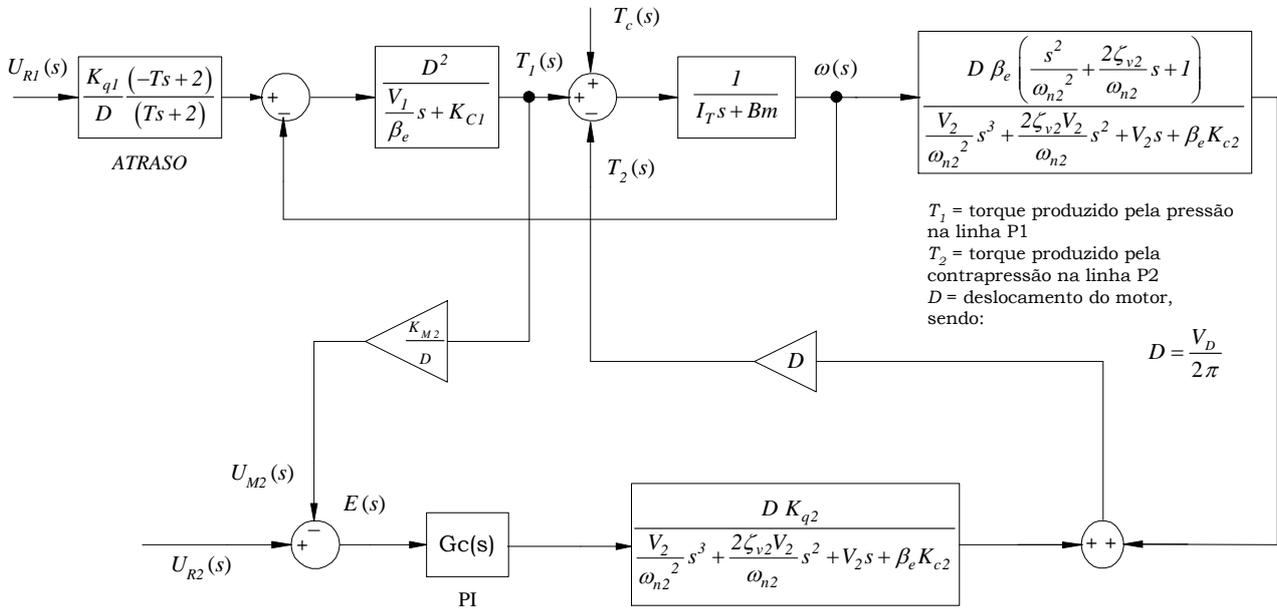
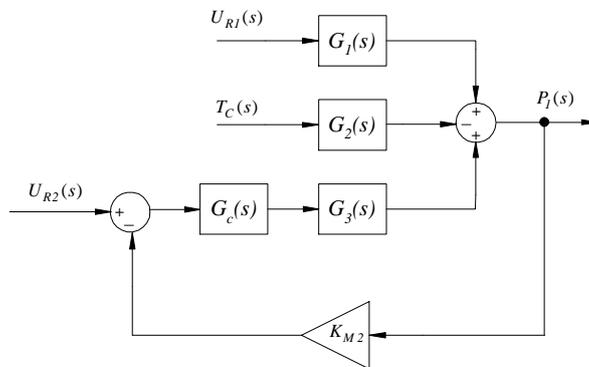


Figura 3. Diagrama de blocos simplificado.



Observa-se na Figura 3 que existem três entradas independentes que influenciam a movimentação do atuador: a tensão de entrada $U_{R1}(s)$ para abertura da válvula direcional, a carga $T_c(s)$ e a tensão de referência $U_{R2}(s)$ do solenóide proporcional da válvula limitadora, que controla a vazão na saída no motor e, conseqüentemente, a pressão P_1 . Isto significa ser necessário considerar a influência de outras “perturbações” na análise do mecanismo.

Foram incluídas algumas não-linearidades no diagrama de blocos do SIMULINK/MATLAB do modelo teórico do mecanismo hidráulico, tais como saturação do sinal de alimentação do solenóide proporcional e vazão das válvulas. Neste último caso, em decorrência da linearização da equação da vazão, da não inclusão do freio (e ação da carga) e da faixa de operação da válvula, a resposta do modelo fornece vazão “negativa”, o que não acontece de fato. Para fins de simplificação da figura, os blocos das não linearidades não foram incluídos na Figura 2.

Como pré-requisitos para o projeto do controlador definiu-se que a compensação de pressão efetuada pela válvula limitadora seja rápida e pouco oscilatória, com picos de pressão limitados a 50% acima do valor estacionário da pressão P_2 e erro máximo de regime permanente de 10% do valor de referência. Estes critérios são estabelecidos qualitativamente com base na estabilidade e segurança de controle da carga. A função transferência do controlador PI usado é:

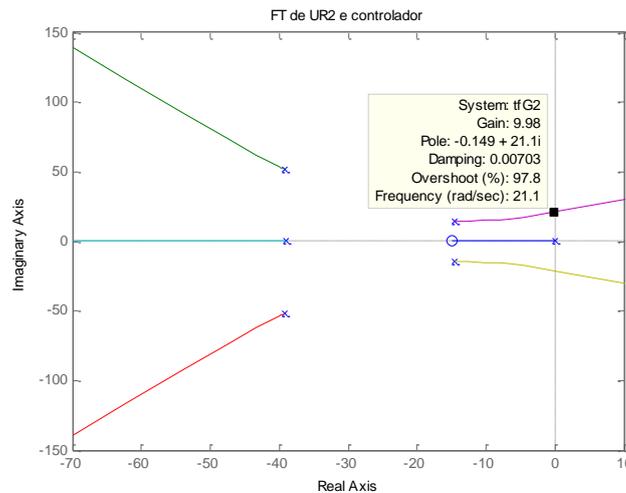
$$G_c(s) = \frac{K_{PC2}}{s} \left(s + \frac{1}{T_{I2}} \right) = \frac{K_{PC2}}{s} (s + K_{I2}) \quad (01)$$

As constantes do controlador adotadas foram:

$$K_{I2} = 15; \quad K_{PC2} = 0,2$$

O lugar das raízes da função transferência $G_3(s)$ e controlador PI está mostrado na Figura 4, onde se verifica um ganho proporcional crítico $K_{pc2} \cong 10$ e uma frequência crítica de operação $\omega = 21,1$ rad/s. O gráfico foi obtido usando como parâmetros da válvula 1V2, $\zeta_v = 1,0$ e $\omega_n = 20$ rad/s.

O critério usado para localização do zero do controlador objetivou aumentar a estabilidade relativa e diminuir o tempo de compensação do erro da válvula limitadora 1V2. A escolha pelo controlador PI decorreu de sua fácil aceitação e sintonia na indústria e da necessidade de compensar o erro estacionário. O termo derivativo não trouxe benefícios na redução do tempo de resposta e tornou o sistema mais oscilatório.

Figura 4. Lugar das raízes da função transferência $G_3(s)$ e controlador PI.

Apesar do ganho crítico mostrado no gráfico do lugar das raízes ser significativamente alto, o ganho proporcional do controlador foi estabelecido em um valor bem menor, de 0,2. Esta discrepância se deve por causa da influência da localização das raízes das outras funções de transferência, em particular, a influência da carga $T_c(s)$, cujos zeros da função de transferência $G_2(s)$ estão localizados mais próximos da origem do semi-plano complexo.

Outra variante analisada foi à variação dos parâmetros do modelo da válvula limitadora de pressão. Foram testados modelos de 1ª. e 2ª. ordem, nos quais foram alterados a constante de tempo da válvula τ_v , o fator de amortecimento ζ_v e a frequência natural ω_{nv} , respectivamente.

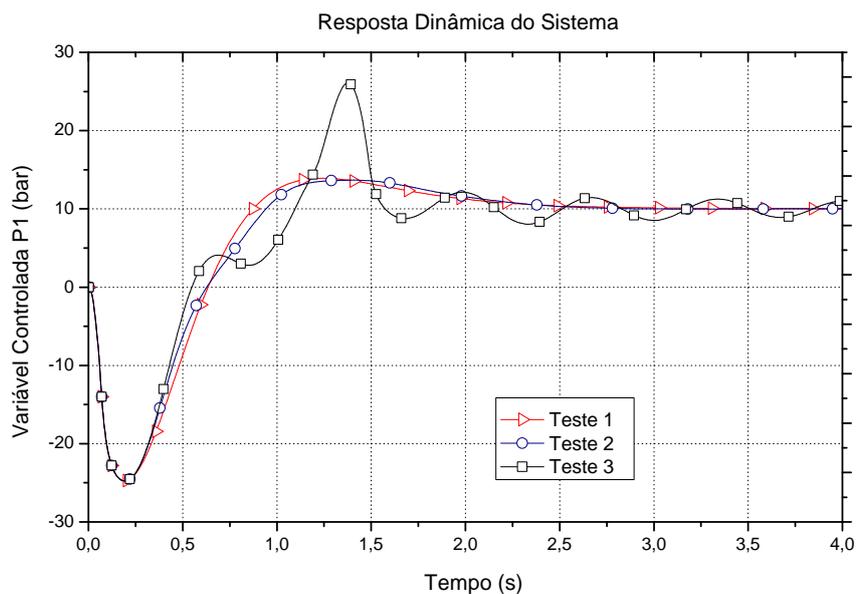
Para a constante de tempo da válvula τ_v foram adotados valores entre 50 a 100 ms. Para o fator de amortecimento ζ_v foram adotados valores de 0,4 a 1,5. A frequência natural ω_{nv} resultou do inverso do produto destes parâmetros. Não obstante, valores de $\zeta_v \geq 1$ resultarem em raízes reais e sistemas mais amortecidos, o que é desejável em válvulas de contrabalanço, observou-se que a redução da frequência natural e/ou aumento da constante de tempo aproximou os zeros e pólos da função de transferência $G_2(s)$ à origem do semi-plano complexo, tornando o sistema menos estável e limitando o ganho de regime permanente (lembrando que o denominador da função de transferência de $G_2(s)$ é igual ao denominador de $G_3(s)$ que está em malha fechada). Em termos práticos, válvulas mais lentas podem comprometer a compensação do sistema, trazendo instabilidade operacional e aumento no tempo de compensação.

Na Tabela 1 estão descritos os valores dos parâmetros do modelo de 2ª. ordem da válvula limitadora de pressão 1V2 usados nos testes. Outros testes similares foram realizados, inclusive usando um modelo de 1ª. ordem, porém, os resultados trouxeram conclusões semelhantes as referidas no parágrafo anterior. A Figura 5 mostra o gráfico resultante referente à variável de controle, no caso, a pressão $P_1(s)$, onde se constata a deterioração da estabilidade da resposta obtida com a válvula mais lenta.

Tabela 1. Variação dos parâmetros do modelo de 2ª. ordem da válvula Limitadora de Pressão.

Teste	Constante de tempo τ_{v2}	Fator de amortecimento ζ_{v2}	Frequência natural ω_{n2}
Teste 1	50 ms	0,4	50 rad/s
Teste 2	50 ms	1,0	20 rad/s
Teste 3	100 ms	1,0	10 rad/s

Figura 5. Comparação entre modelos de válvulas de controle de pressão.



Conforme mencionado, em função da simplificação do modelo, não foram incluídos outros elementos mecânicos. Um cilindro hidráulico de simples ação com avanço por força de mola geralmente é usado como freio mecânico, conforme está representado na Figura 1. Em uma situação normal de depressurização do circuito da máquina, o freio estaria ativado, o que impediria a queda acentuada de pressão que se verifica no gráfico mostrado na Figura 5. Observa-se ainda que, mesmo na ausência do

freio, o tempo decorrido para de compensação é inferior a um segundo, o que torna a operação da máquina bastante segura em condições normais de funcionamento.

Em condições de aumento do peso da carga para quatro toneladas, por exemplo, a simulação permite verificar que resposta da compensação mantém o mesmo padrão de comportamento. A diferença está somente no aumento da amplitude negativa do pico de pressão $P_1(s)$ e do aumento da pressão $P_2(s)$ de regime permanente, responsável pela sustentação da carga.

3 CONCLUSÃO

O artigo apresentou algumas características fundamentais das válvulas usadas em circuitos eletro-hidráulicos que operam com carga negativa. O emprego de válvulas de controle de pressão e vazão tem sido extensivo para compensar o esforço desestabilizante gerado pela carga. Os recursos disponíveis na tecnologia das válvulas proporcionais permitem controlar de forma contínua, segura e versátil a movimentação de cargas. Para tanto, neste trabalho foi elaborado um modelo matemático linear de 5ª. ordem, o qual representou um circuito atuado por um motor hidráulico cuja função foi a de realizar o controle de pressão do atuador sujeito a cargas negativas. Empregou-se uma válvula limitadora de pressão proporcional para gerar a contrapressão de sustentação da carga, e uma segunda válvula direcional proporcional para controlar a velocidade do motor. Alterações nos coeficientes do modelo de 2ª. ordem da válvula limitadora de pressão foram efetuadas a fim de avaliar o comportamento do mecanismo operando com válvulas de diferentes níveis de amortecimento. Observou-se que válvulas mais lentas, ainda que mais amortecidas, induzem a instabilidade operacional, o que reduz o ganho do controlador. Os gráficos gerados na simulação computacional demonstraram a coerência do modelo e do comportamento das variáveis mediante alterações dos sinais de entrada. O uso de um controlador PI mostrou-se suficientemente eficiente no tocante ao atendimento dos pré-requisitos do projeto de controle.

4 REFERÊNCIAS

- [1] NISE, Norman S. Engenharia de Sistemas de controle. Editora LTC, 3ª. Edição, 2002.
- [2] PEREIRA, E. F. Sistema hidráulico de controle de pressão em moldes estereolitografados. Dissertação de mestrado: Programa de pós-graduação em engenharia mecânica. UFSC, 2000.

- [3] TONYAN, M. J. Electronically controlled proportional valves: selection and application. By Marcel Dekker, Inc., 1985.
- [4] TRINKEL, BUD. Industrial Fluid Power Basics. By Hydra-Pneu Consulting, INC., 1st. Edition, 2000.