

O CONTROLE DE FORÇA EM ATUADORES HIDRÁULICOS

Mauro André Barbosa Cunha^{1*}

Raul Guenther²

Edson Roberto De Pieri¹

Laboratório de Robótica, ¹Departamento de Automação e Sistemas, ²Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, CEP 88040 – 900, Florianópolis, SC.

* Centro Federal de Educação Tecnológica de Pelotas - RS

Resumo

Neste trabalho apresenta-se um estudo sobre o problema de controle de força em atuadores hidráulicos. Usando o modelo matemático que descreve o comportamento do atuador hidráulico, as equações relativas a um atuador em contato com um meio rígido e a dinâmica de um sensor de força, obtém-se as equações que descrevem a relação entre a corrente de entrada em uma válvula hidráulica e a força exercida sobre o meio em questão. A partir dessas equações formula-se o problema do controle de força em atuadores hidráulicos mostrando, com o auxílio do método do lugar das raízes, as principais restrições impostas pelo sistema ao controle de trajetórias de força.

Palavras-chave: Atuadores hidráulicos, Controle de Força, Sensor de Força.

1. INTRODUÇÃO

Tradicionalmente a força nos atuadores hidráulicos é controlada através da diferença de pressão nas câmaras do cilindro. A força líquida aplicada é obtida através da multiplicação desta diferença de pressão pela área do pistão, descontadas a força de inércia e as forças de atrito. Quando a tarefa não exige uma grande precisão no controle da força, as forças de inércia e de atrito podem ser desconsideradas e a diferença de pressão multiplicada pela área do pistão é considerada igual à força aplicada. Neste caso, a malha fechada atuador-meio-controlador é um sistema dinâmico com uma grande frequência natural e pequeno amortecimento, principalmente se a rigidez do meio é alta. Isso limita a estabilidade e a obtenção de um bom comportamento dinâmico. Algumas dessas limitações são estudadas em Alleyne and Liu (1999) onde é apresentada uma análise do problema de controle de força através da diferença de pressão utilizando controladores convencionais em um modelo reduzido do atuador hidráulico.

Em aplicações nas quais as exigências de precisão no controle da força são maiores, as forças de inércia e principalmente as de atrito não podem ser desconsideradas. Neste caso não é possível controlar a força através da diferença de pressão nas câmaras. Torna-se necessário

introduzir um sensor para medir diretamente a força entre a extremidade do cilindro e o meio. Este é o caso quando os atuadores hidráulicos são utilizados em robôs manipuladores.

O presente trabalho trata do controle de força em atuadores hidráulicos neste caso, ou seja, quando a força aplicada é medida através de um sensor na extremidade do atuador. Dessa forma o projeto do controlador precisa ser feito considerando a dinâmica do meio e do sensor, como já foi constatado em Eppinger and Seering (1992) para os atuadores elétricos.

É interessante observar que os atuadores elétricos podem ser vistos como geradores diretos de força, enquanto os atuadores hidráulicos geram a derivada da força. De fato, nos atuadores hidráulicos a aplicação de um sinal elétrico causa o movimento do carretel da válvula o qual controla a entrada e saída de fluido do atuador, provocando uma diferença de pressão entre as câmaras do atuador. Mesmo se a dinâmica do carretel da válvula é desprezada, o sinal de controle fundamentalmente controla a derivada da diferença de pressão entre as câmaras do atuador, ou seja, controla a derivada da força gerada por ele e não a força (Heinrichs et al., 1997)(Niksefat e Sepehri, 1999). Este fato amplia as limitações de estabilidade e a possibilidade de obtenção de bons comportamentos dinâmicos utilizando controladores convencionais.

Neste trabalho apresenta-se uma contribuição para a formulação do problema de controle de força em atuadores hidráulicos nos quais a força é medida diretamente através de um sensor na extremidade do atuador. Além da introdução de um sensor de força, emprega-se a análise do lugar das raízes em um modelo mais completo para o atuador hidráulico do que o utilizado por Alleyne and Liu (1999).

Para tanto, na seção 2, apresenta-se as equações que regem o comportamento de um atuador em contato com o meio. Na seção 3, apresenta-se a modelagem de um atuador hidráulico, e, na seção 4, introduz-se a dinâmica do atuador hidráulico no sistema do atuador em contato com o meio. Na seção 5, aborda-se os efeitos relativos à introdução de um sensor de força no sistema. Na seção 6 apresenta-se a conclusão.

2. UM ATUADOR EM CONTATO COM O MEIO

Nesta seção analisa-se a relação entre a força gerada por um atuador e a força exercida no meio. Supõe-se o atuador como um gerador de força direto como no caso dos motores elétricos, onde, normalmente, considera-se que o torque é gerado diretamente.

Considere o sistema da figura 1, onde F é a força aplicada pelo atuador ao sistema, F_e é a força que o atuador exerce sobre o meio, y é a posição do atuador, B é o coeficiente de amortecimento do atuador, M é a massa do atuador, y_e é o deslocamento do meio, M_e é a massa do meio, B_e é o coeficiente de amortecimento do meio e K_e é a rigidez do meio.

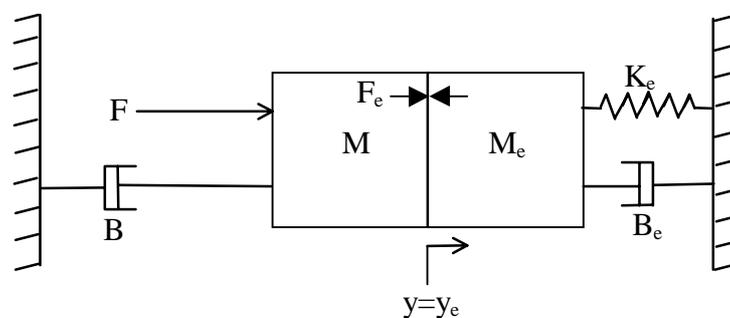


Figura 1 - Modelo para um atuador em contato com o meio

Do sistema da figura 1, pode-se escrever no domínio de Laplace (para condições iniciais nulas):

$$\left[(M + M_e)s^2 + (B + B_e)s + K_e \right] Y(s) = F(s) \quad (1)$$

$$\left[M_e s^2 + B_e s + K_e \right] Y(s) = F_e(s), \quad (2)$$

o que resulta na função de transferência

$$\frac{F_e(s)}{F(s)} = \frac{M_e s^2 + B_e s + K_e}{(M + M_e)s^2 + (B + B_e)s + K_e}. \quad (3)$$

Este modelo apresenta dois pólos e dois zeros complexos conjugados (Silveira, 1998). Da função de transferência pode-se calcular a frequência natural e o amortecimento dos pólos e dos zeros:

$$\omega_z^2 = \frac{K_e}{M_e} \quad (4)$$

$$\omega_p^2 = \frac{K_e}{M + M_e} = \frac{M_e}{M + M_e} \omega_z^2 \quad (5)$$

$$\xi \omega_z = \frac{B_e}{2M_e} \quad (6)$$

$$\xi \omega_p = \frac{(B_e + B)}{2(M_e + M)}. \quad (7)$$

Da equação (5) conclui-se que a frequência natural dos pólos é menor do que a dos zeros e como B_e é, normalmente, muito pequeno tem-se que $\xi \omega_z < \xi \omega_p$. Assim, com base nas equações (4)-(7), um possível lugar das raízes é mostrado na figura 2.

Se B_e for desprezado tem-se $\xi \omega_z = 0$ e $\xi \omega_p = \frac{B}{2(M_e + M)}$, ou seja, os zeros estão sobre o eixo imaginário e os pólos à esquerda. Se, além disso, o coeficiente de amortecimento do atuador for pequeno comparado a soma da massa do meio mais a massa do atuador, de forma que esta razão fique muito próxima de zero, resulta no lugar das raízes mostrado na figura 3.

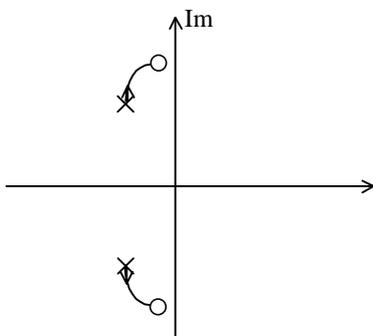


Figura 2 - Lugar das raízes da função de transferência (3)

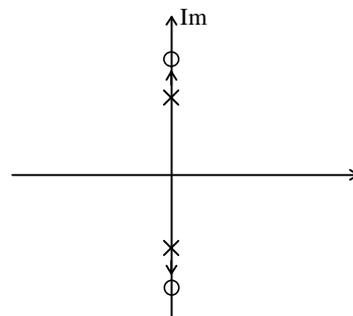


Figura 3 - Lugar das raízes da função de transferência (3) com $B=0$ e $B_e=0$

Analisando a função de transferência (3) e as figuras 2 e 3 verifica-se que mesmo sem considerar a dinâmica do atuador os dois zeros complexos conjugados próximos (ou na) origem impõem uma dura restrição no uso de controladores clássicos na malha fechada. No caso de um controlador proporcional, por exemplo, os pólos tenderiam a posições próximas do (ou no) eixo imaginário.

3. ATUADOR HIDRÁULICO

Considere o atuador hidráulico mostrado na figura 4. Esse atuador consiste de um cilindro controlado por uma servoválvula tipo carretel de quatro vias e centro crítico. Na figura 4, P_S é a pressão de suprimento, P_0 é a pressão no reservatório, P_1 é a pressão na câmara 1 do cilindro, P_2 é a pressão na câmara 2 do cilindro, v_1 é o volume na câmara 1, v_2 é o volume na câmara 2, Q_1 é a vazão da válvula para a câmara 1, Q_2 é a vazão da câmara 2 para a válvula, M é a massa do sistema, B é o coeficiente de atrito viscoso, “ u ” é a entrada de controle, e “ y ” é a posição do pistão atuador (e conseqüentemente da massa M).

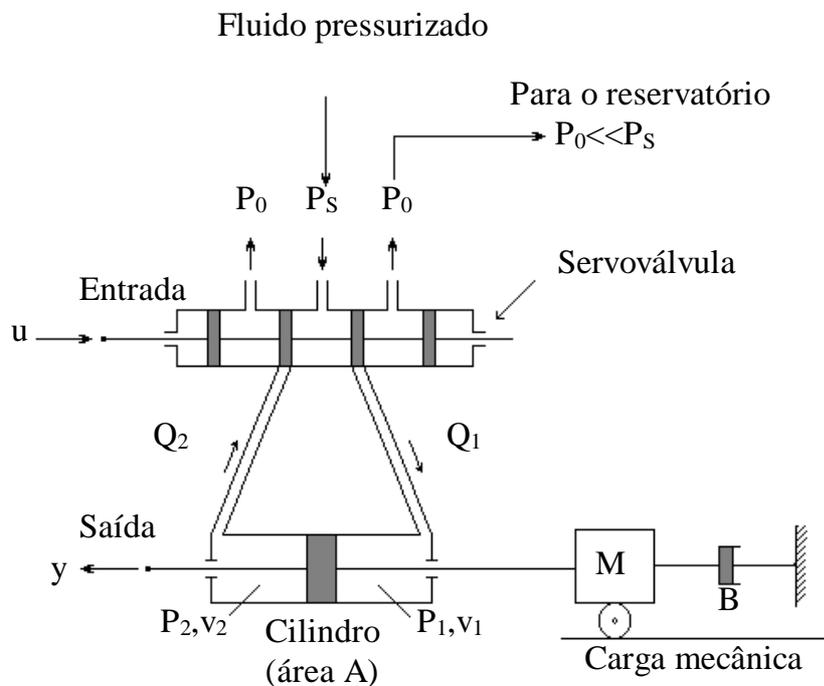


Figura 4. Atuador hidráulico

O modelo linear do atuador em questão é dado por (Cunha, 1999)

$$M\ddot{y} + B\dot{y} = AP_{\Delta} \quad (8)$$

$$\dot{P}_{\Delta} = \frac{4\beta}{v} (K_Q x_v - K_C P_{\Delta} - A\dot{y}) \quad (9)$$

$$\dot{x}_v = -\frac{1}{\tau_v} x_v + \frac{K_v}{\tau_v} i, \quad (10)$$

onde β é o *bulk modulus*, $P_{\Delta}=P_1-P_2$ é a diferença de pressão entre as câmaras, K_Q é o ganho de vazão, K_C é o ganho de vazão-pressão, x_v é o deslocamento do carretel da servoválvula, i é a corrente de entrada da servoválvula e τ_v e K_v são constantes da servoválvula. Para maiores detalhes sobre sistemas hidráulicos ver Watton (1989).

4. ATUADOR HIDRÁULICO EM CONTATO COM O MEIO

A força gerada por um atuador hidráulico é dada por $F = AP_{\Delta}$. Assim, observando a equação (9), verifica-se que desprezando a dinâmica da servoválvula ($u=x_v$) tem-se que o sinal de controle controla a derivada da força e não a força diretamente como ocorre normalmente nos atuadores elétricos. Se a dinâmica da servoválvula é considerada como de 1ª ordem, então, existe uma dinâmica de 2ª ordem entre o sinal de controle e a força gerada pelo atuador.

Analisa-se, inicialmente, o caso em que a dinâmica da servoválvula é desprezada ($u=x_v$). Para isto, aplicando-se a transformada de Laplace na equação (9) com condições iniciais nulas resulta

$$F(s) = \frac{1}{\left(s + \frac{4\beta A}{v} K_C\right)} \left[-\frac{4\beta A^2}{v} sY(s) + \frac{4\beta A}{v} K_Q X_v(s) \right]. \quad (11)$$

Substituindo (11) em (1) obtém-se

$$\left\{ \left(s + \frac{4\beta A}{v} K_C \right) \left[(M + M_e)s^2 + (B + B_e)s + K_e \right] + \frac{4\beta A^2}{v} s \right\} Y(s) = \frac{4\beta A}{v} K_Q X_v(s) \quad (12)$$

e a seguinte função de transferência:

$$\frac{F(s)}{X_v(s)} = \frac{4\beta A K_Q}{v} \frac{M_e s^2 + B_e s + K_e}{\left\{ \left(s + \frac{4\beta A}{v} K_C \right) \left[(M + M_e)s^2 + (B + B_e)s + K_e \right] + \frac{4\beta A^2}{v} s \right\}}. \quad (13)$$

Dependendo da válvula, o valor de K_C é muito pequeno e pode ser desprezado. Desconsiderando K_C e B_e o denominador de (13) torna-se

$$s \left[(M + M_e)s^2 + Bs + K_e + \frac{4\beta A^2}{v} \right], \quad (14)$$

e assim, comparando (14) com (3) pode-se concluir que a introdução do sistema hidráulico, sem considerar a dinâmica da servoválvula, acrescenta um pólo na origem e aumenta a frequência natural dos pólos, podendo-se ter como possibilidades os lugares das raízes mostrados nas figuras 5 e 6.

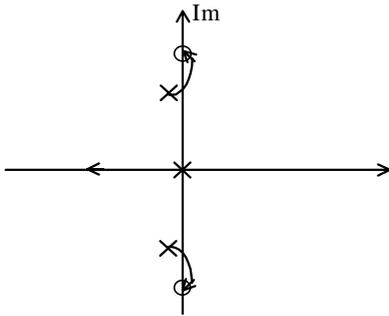


Figura 5 - Lugar das Raízes

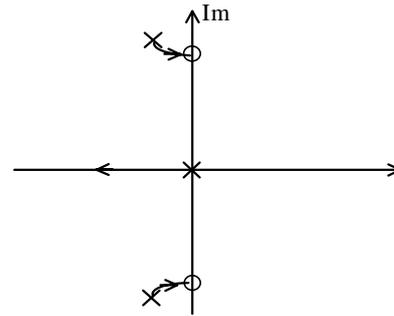


Figura 6 - Lugar das raízes

Comparando os lugares das raízes das figuras 2 e 5, nota-se que a introdução da dinâmica hidráulica faz com que, dependendo dos valores do sistema, um ganho proporcional possa levar o sistema à instabilidade. Este fato geralmente não é considerado nos atuadores elétricos, visto que a dinâmica do atuador pode, normalmente, ser desprezada. Pode-se também notar que a banda de passagem, que já era limitada, diminui.

Da equação (13), pode-se observar que introduzindo a dinâmica da servoválvula dada na equação (10), $X_v(s) = \frac{K_v}{\tau_v s + 1} I(s)$, tem-se que $\frac{F_e(s)}{I(s)} = \frac{K_v F_e(s)}{(\tau_v s + 1) X_v(s)}$, ou seja, acrescenta-se

um pólo real com parte real negativa na função de transferência do sistema. O lugar das raízes depende da frequência natural deste pólo e dos outros já existentes. Contudo, supondo o lugar das raízes da figura 5, a dinâmica da servoválvula faria com que o ângulo de partida no traçado do lugar das raízes fosse diminuído e o ângulo de chegada fosse aumentado, diminuindo ainda mais a largura da banda de passagem antes que o sistema atinja a instabilidade.

5. ATUADOR HIDRÁULICO EM CONTATO COM O MEIO E COM UM SENSOR DE FORÇA

Com o objetivo de poder medir esta força aplicada ao meio, introduz-se um sensor de força, e o sistema passa a ser o representado na figura 7. A força F_e medida pelo sensor é dada por

$$F_e = K_s (y - y_e), \quad (15)$$

e a função de transferência para este sistema é dada por

$$\frac{F_e(s)}{F(s)} = \frac{(M_e s^2 + B_e s + K_e) K_s}{(M s^2 + B s + K_s) [M_e s^2 + B_e s + (K_e + K_s)] - K_s^2}. \quad (16)$$

De (16) pode-se afirmar que a introdução de um sensor de força acrescenta ao modelo dois pólos complexos conjugados (Silveira, 1998). Considerando a força gerada pelo atuador hidráulico dada pela equação (11) resulta na função de transferência dada por

$$\frac{F_e(s)}{X_v(s)} = \frac{4\beta AK_Q}{v} \frac{(p(s) - K_s)K_s}{\left\{ \left[\left(s + \frac{4\beta A}{v} K_c \right) (p(s)q(s) - K_s^2) \right] + \frac{4\beta A^2}{v} sp(s) \right\}}, \quad (17)$$

onde $q(s) = (Ms^2 + Bs + K_e)$ e $p(s) = [M_e s^2 + B_e s + (K_e + K_s)]$. Assim, a introdução do sensor e da dinâmica hidráulica acrescenta três pólos à função de transferência e não alteram a localização dos zeros. Observando a equação (17) verifica-se que a introdução da dinâmica da servoválvula dada pela equação (10) acrescenta mais um pólo na malha fechada resultando em um sistema de 6ª ordem.

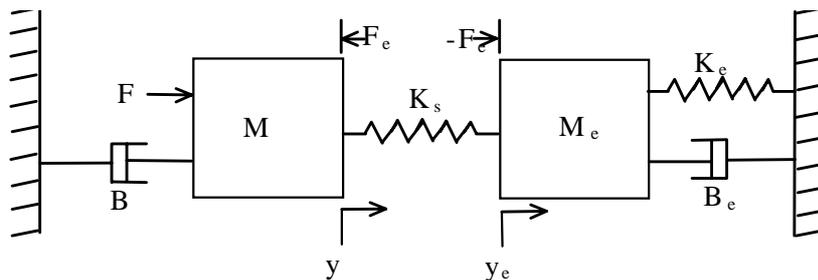


Figura 7 - Sistema atuador-sensor-meio

Em Laval et al. (1996) utilizando um modelo semelhante a este, com $B_e = 0$ e com a dinâmica da servoválvula sendo considerada de segunda ordem, um sistema de 7ª ordem foi obtido com os pólos e os zeros iguais aos mostrados na tabela 1. O lugar das raízes é mostrado nas figuras 8 e 9.

Tabela 1 - Pólos e zeros obtidos em Laval et al. (1996)

Pólos	Frequência (rad/s)	Zeros	Frequência (rad/s)
-1,4	1,4	$j208,2$	208,2
-394,5	394,5	$-j208,2$	208,2
-1369,8	1369,8		
$-175 + j2298,4$	2305,1		
$-175 - j2298,4$	2305,1		
$-244,7 + j6590$	6594,5		
$-244,7 - j6590$	6594,5		

Do lugar das raízes obtido em Laval et al. (1996) pode-se verificar que o controle de uma força desejada em um sistema com restrições no ambiente a partir da entrada de corrente em uma servoválvula hidráulica apresenta, do ponto de vista de lugar das raízes, uma semelhança com o problema de controle de posição. Esta semelhança é a presença dos dois pólos complexos conjugados pouco amortecidos que tendem a ir para a instabilidade. Pode-se notar, também, a presença dos dois zeros complexos conjugados sobre o eixo imaginário os quais representam uma dura restrição ao desempenho de malha fechada com controladores clássicos, pois limitam a banda de passagem.

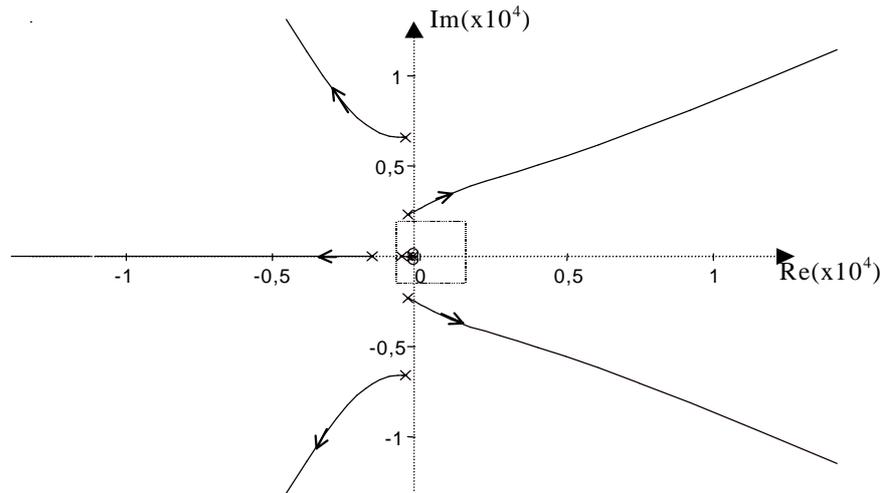


Figura 8 - Lugar das raízes da tabela 1

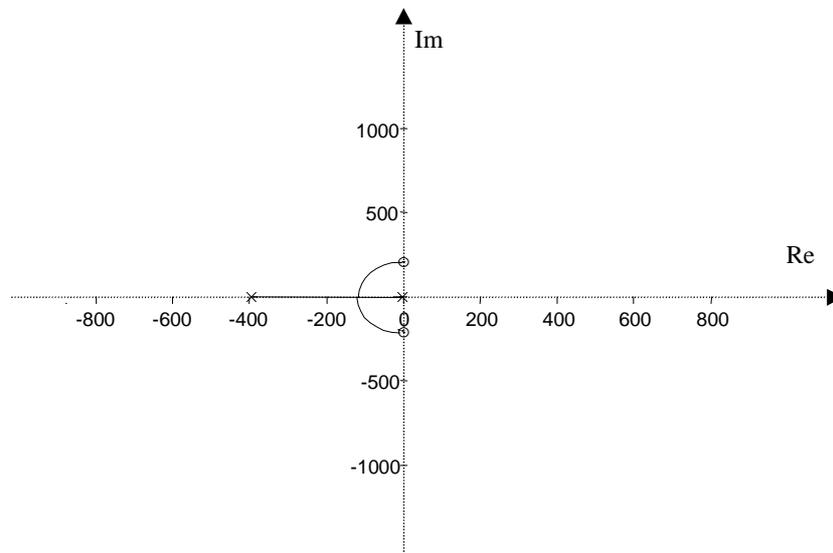


Figura 9 - Ampliação da parte tracejada da figura anterior

6. CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

Neste trabalho apresentou-se, através do método do lugar das raízes, um estudo qualitativo do problema de controle de força em atuadores hidráulicos. No controle de força em atuadores, a presença de dois zeros complexos conjugados próximos ao eixo imaginário impõe uma dura restrição limitando a banda de passagem quando da utilização de controladores convencionais na malha fechada. Esta restrição independe do tipo de atuador. Com a introdução da dinâmica hidráulica, é acrescentado um pólo na origem (ou próximo dela) fazendo que a banda de passagem fique ainda menor e, além disso, podendo levar o sistema para a instabilidade. A inclusão da dinâmica da servoválvula acentua este problema. A introdução de um sensor de força acrescenta mais dois pólos complexos conjugados ao sistema. Dessa forma, o problema de controle de força em um atuador hidráulico apresenta dois pólos complexos conjugados sobre o eixo imaginário que tendem à instabilidade (similar ao problema de controle de posição nestes atuadores) acrescido de dois zeros complexos

conjugados sobre o (ou próximos do) eixo imaginário. Com esta análise ilustrou-se a complexidade do problema de rastreamento de trajetórias de força em atuadores hidráulicos.

Pesquisas futuras incluem o desenvolvimento em nível teórico, de simulação e de experimentação de algoritmos de controle para vencer estas restrições.

7. REFERÊNCIAS

- Alleyne, A. and Liu, R., 1999, “On the Limitations of Force Tracking Control for Hydraulic Servosystems”, ASME, Journal of Dynamic System Measurement and Control.
- Cunha, M.A.B., 1999, “Estratégias de Controle Aplicadas ao Controle de Robôs Manipuladores Acionados Hidraulicamente”, Exame de Qualificação de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina. , Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 90p.
- Eppinger, S.D. and W.P. Seering, 1992, “Understanding Bandwidth Limitations in Robot Force Control”, IEEE Conference on Robotics and Automation, Raleigh, USA, April, pp. 904-909.
- Heinrichs, B., Sepehri, N. and Thornton-Trump, A.B., 1997, “Position-Based Impedance Control of an Industrial Hydraulic Manipulator”, IEEE Control Systems, February, pp. 46-52.
- Laval, L, M’Sirdi, N.K. and Cadiou, J-C, 1996, “ H_{∞} - Force Control of a Hydraulic Servo-Actuator with Environmental Uncertainties”, Proceedings of IEEE International Conference on Robotics & Automation, Minneapolis, Minnesota, April, pp.15661571.
- Niksefat, N. and Sepehri, N., 1999, “Robust Force Controller Design for an Electro-Hydraulic Actuator Based on Nonlinear Model”, International Conference on Robotics & Automation, Detroit, Michigan, May, pp. 200-206.
- Silveira, C.A.B., 1998, “Contribuição ao Estudo e Projeto de Controladores de Força para Robôs Manipuladores”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Santa Catarina, Brasil, 193p.
- Watton, J., 1989, “Fluid Power Systems: modeling, simulation, analog and microcomputer control”, Prentice Hall.