

Modelagem e simulação de elementos empregados em suspensões veiculares ativas

MODELING AND SIMULATION OF ELEMENTS USED IN VEHICULAR ACTIVE SUSPENSIONS

Willian Peterson da Silva
Francisco José Grandinetti
Universidade de Taubaté
Departamento de Engenharia Mecânica

RESUMO

Para que os automóveis apresentem melhores características de dirigibilidade, desempenho e conforto, emprega-se as suspensões ativas, as quais consistem em elementos ativos e sistemas de controle que gerenciam a dinâmica veicular através de uma estratégia de controle. Um atuador ativo compensará as variações de deslocamento oriundas da estrutura do automóvel e da ondulação do solo. O sistema ativo determina a força desejada a ser empregada pelo atuador e comanda a servoválvula para sua ação. Neste trabalho é feita a modelagem de 1/4 de uma suspensão automotiva e de um elemento atuador ativo composto por uma servoválvula e por um cilindro hidráulico de dupla ação. As equações dinâmicas dos sistemas e os diagramas de blocos para que sejam feitas as simulações são apresentados. Simulou-se o comportamento do sistema de suspensão e comportamento do sistema formado pela servoválvula e pelo cilindro hidráulico. Nesta etapa, não foi efetuada simulação de realimentação em malha fechada. Em seguida, é feita a apresentação dos resultados e a análise dos mesmos.

PALAVRAS CHAVE

Suspensão ativa. Modelagem. Simulação. Sistemas hidráulicos. Engenharia automotiva.

ABSTRACT

In order to present better performance and better ride comfort characteristics, active suspensions are used in vehicles. Those suspensions consist of active elements and control systems that manage the dynamics of the vehicle through a control design. An active actuator compensates the displacements from the vehicle structure and from ground irregularities.

The active system determines the desired actuator force and commands the servovalve for the action of the actuator. The modeling of a 1/4 vehicle suspension and the modeling of an active actuator constituted of an electro-hydraulic servovalve and a two way hydraulic cylinder are done in this study. The dynamic equations for the systems and the block diagrams for the simulations are also presented. It was simulated the behavior of the suspension system and the behavior of the system composed by the servovalve and by the hydraulic cylinder. So far, it was not simulated the close-loop feedback. Next, the results are presented and analysed.

KEYWORDS

Active suspension. Modeling. Simulation. Hydraulic systems. Automotive Engineering.

INTRODUÇÃO E OBJETIVO

O propósito das suspensões veiculares é suportar adequadamente o chassis do veículo, manter o contato dos pneus com o solo e gerenciar o compromisso entre dirigibilidade e conforto dos passageiros. Por exemplo, carros esportivos terão suspensões mais rígidas para melhor dirigibilidade e para que a execução de manobras agressivas seja possível, enquanto que as suspensões utilizadas nos carros de passeio serão mais macias para aumento do conforto.

Suspensões passivas possuem desempenho limitado pois seus componentes apenas dissipam energia de forma pré-determinada. A adição de componentes ativos nas suspensões veiculares melhoram substancialmente as características de dirigibilidade, desempenho e conforto.

De forma geral, os seguintes equipamentos são requeridos em um sistema de suspensão veicular ativa:

- Atuadores – elementos responsáveis pelo emprego de força e movimento mecânico requeridos;
- Sensores – dispositivos utilizados na medição dos parâmetros necessários para o controle, como acelerações e o movimento relativo entre o eixo da roda e a carroceria do veículo;
- Unidade de processamento – responsável pela interpretação das informações provenientes dos sensores e pela determinação do sinal de controle.

A partir dos trabalhos de Chantranuwathana e Peng (2000), que aplicaram estratégia de controle robusto adaptativo em um modelo de 1/4 de suspensão veicular, de Furst (2001), que efetuou um estudo de controle de posição em circuitos hidráulicos, de Shen e Peng (2003), que analisaram sistemas de suspensões ativas com atuadores hidráulicos, este estudo tem como objetivo a execução da modelagem de 1/4 de uma suspensão ativa e de um sistema atuador ativo composto por uma servoválvula e por um cilindro hidráulico de dupla ação. Adicionalmente, serão feitas simulações para a verificação do comportamento dinâmico do sistema e de seus componentes.

MODELAGEM

Faz-se a seguir, a apresentação e o estudo dos modelos matemáticos dos componentes que compõem o sistema hidráulico empregado nas suspensões veiculares ativas.

SISTEMA DE SUSPENSÃO VEICULAR

Um modelo típico de 1/4 de um veículo foi utilizado (figura 1). É importante notar que, assim como no modelo utilizado por Chantranuwathana e Peng (2000), a contribuição referente ao amortecimento dos pneus não foi desprezada - como verifica-se em Lin e Kanellakopoulos (1995) e Yi, Wargelin e Hedrick (1992).

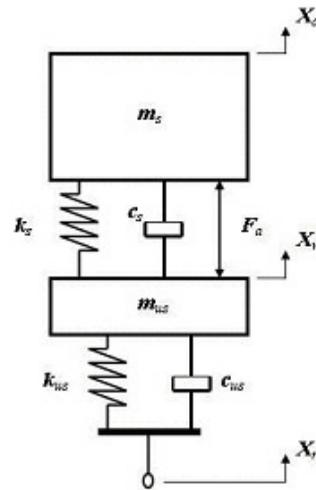


Figura 1 – Modelo de 1/4 suspensão veicular

Onde,

m_s e m_{us} são a massa da carroceria e a massa da roda;

k_s e k_{us} são a rigidez da suspensão e do pneu;

c_s e c_{us} são o amortecimento da suspensão e do pneu;

F_a é a força exercida pelo atuador hidráulico;

X_c , X_w e X_r são as posições da carroceria, do eixo da roda e da estrada, respectivamente.

A energia cinética (T), a energia potencial (V) e a energia dissipada (R) do sistema são dadas por:

$$T = \frac{1}{2} \cdot m_{us} \cdot \dot{X}_w^2 + \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot \dot{X}_c^2 \quad (1)$$

$$V = \frac{1}{2} \cdot K_{us} \cdot (X_w - X_r)^2 + \frac{1}{2} \cdot K_s \cdot (X_c - X_w)^2 \quad (2)$$

$$R = \frac{1}{2} \cdot C_{us} \cdot (\dot{X}_w - \dot{X}_r)^2 + \frac{1}{2} \cdot C_s \cdot (\dot{X}_c - \dot{X}_w)^2 \quad (3)$$

Utilizando as equações de Lagrange obtém-se as equações dinâmicas para o sistema mostrado na figura 1.

(4)

$$m_{us} \cdot \ddot{X}_w = K_{us} \cdot (X_r - X_w) + C_{us} \cdot (\dot{X}_r - \dot{X}_w) - K_s \cdot (X_w - X_c) - C_s \cdot (\dot{X}_w - \dot{X}_c) - F_a$$

(5)

$$m_s \cdot \ddot{X}_c = K_s \cdot (X_w - X_c) + C_s \cdot (\dot{X}_w - \dot{X}_c) + F_a$$

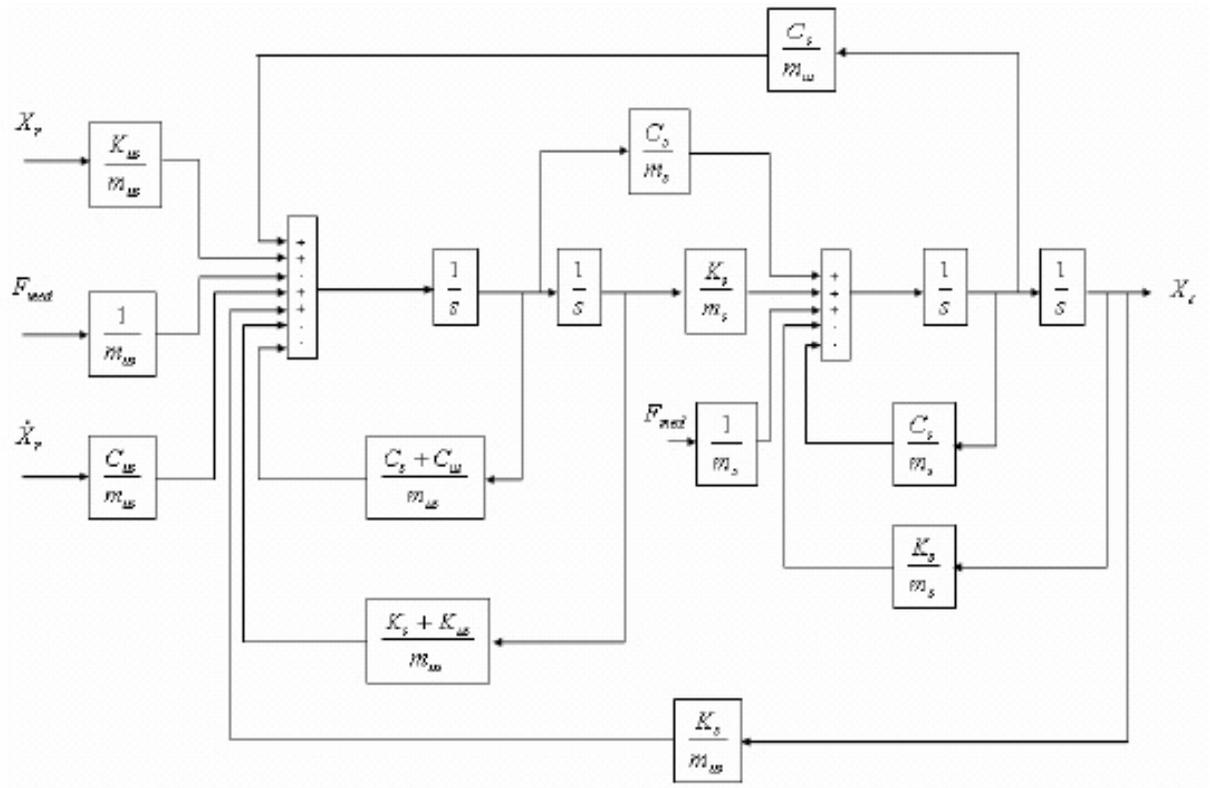


Figura 2 – Diagrama de blocos para o sistema de ¼ de suspensão

CILINDRO HIDRÁULICO

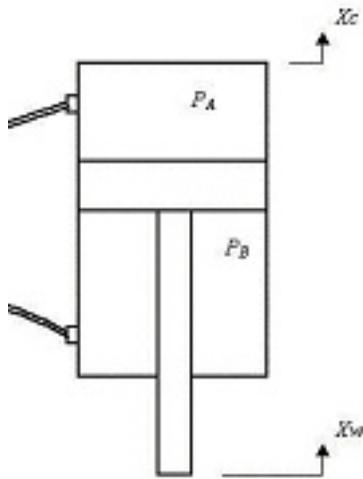


Figura 3 – Modelo do cilindro hidráulico

Partindo-se da equação da conservação de massa e assumindo-se que o escoamento é unidimensional, a massa específica do fluido é uniforme, utilizando-se a velocidade média em cada seção e desconsiderando-se vazamentos internos e externos, obtém-se a equação da continuidade para um cilindro hidráulico.

$$Q_c = \frac{V_t}{4 \cdot \beta_e} \cdot \frac{d}{dt} P_c + A_p \frac{d}{dt} (X_c - X_w) \tag{6}$$

- Onde,
- V_t - volume total do cilindro;
- $\hat{\alpha}_e$ - módulo de compressibilidade efetivo do fluido;
- P_c - pressão de carga;
- A_p - área do pistão.

Fazendo a Transformada de Laplace da equação acima e reescrevendo-a isolando a pressão de carga, tem-se:

$$P_c(s) = \frac{4 \cdot \beta_e}{V_t} \cdot \frac{1}{s} \cdot [Q_c(s) - A_p \cdot s \cdot (X_c(s) - X_w(s))] \tag{7}$$

O diagrama de blocos que representa a equação acima é:

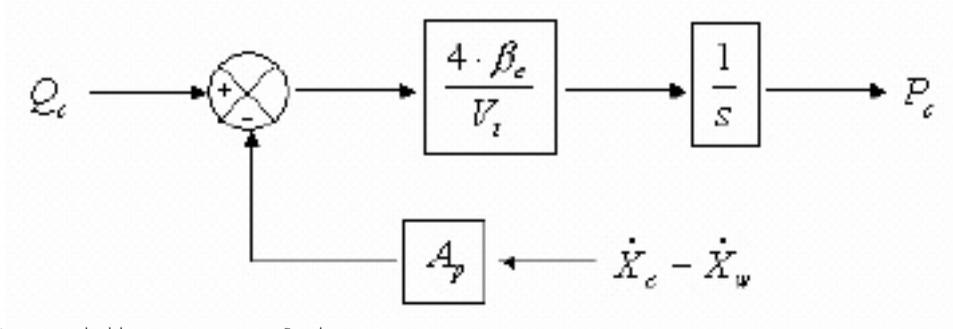


Figura 4 – Diagrama de blocos para a pressão de carga

Conforme descrito por De Negri (2001), a força necessária para movimentar o êmbolo de um cilindro hidráulico em uma análise linear, é dada por:

$$F = A_P \cdot P_c = M \cdot \frac{d^2}{dt^2}(x) + B \cdot \frac{d}{dt}(x) + K \cdot x + F_{at} \quad (8)$$

Desconsiderando-se a rigidez e a força de atrito e considerando-se o deslocamento relativo entre a carroceria do veículo e o eixo da roda, tem-se:

$$F_A = A_P \cdot (P_A - P_B) = M \cdot \frac{d^2}{dt^2}(X_C - X_W) + B \cdot \frac{d}{dt}(X_C - X_W) \quad (9)$$

Onde,

B - coeficiente de atrito viscoso.

Reescrevendo a equação acima e fazendo a Transformada de Laplace:

$$P_C(s) = \frac{1}{A_P} \cdot [M \cdot s^2 \cdot (X_C(s) - X_W(s)) + B \cdot s \cdot (X_C(s) - X_W(s))] \quad (10)$$

O diagrama de blocos representativo da equação acima é:

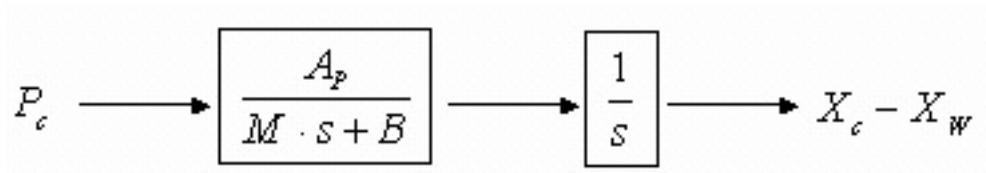


Figura 5 – Diagrama de blocos representativo da equação 10

SERVOVÁLVULA

O modelo da servoválvula utilizado é mostrado na figura 6. Considera-se que a válvula é de centro crítico (isto é, com sobreposição nula, que apresenta relação linear em toda faixa da curva vazão versus tensão de controle) e simétrica (apresenta a mesma abertura para ambos os lados; o que acarreta a mesma vazão ao ser acionada por um sinal positivo e negativo de mesma magnitude).

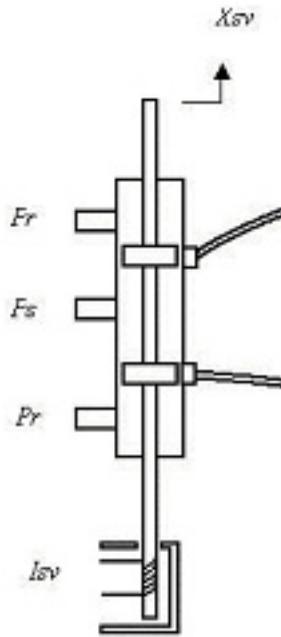


Figura 6 – Modelo da servoválvula

A função de transferência que relaciona a posição do carter com a corrente aplicada na servoválvula é:

$$\frac{X_{sv}(s)}{I_{sv}(s)} = \frac{K_{sv}}{\tau \cdot s + 1} \quad (11)$$

Onde,

- X_{sv} - posição do carter da válvula;
- I_{sv} - corrente aplicada na válvula;
- K_{sv} - constante característica da servoválvula;
- \hat{o} - constante de tempo da servoválvula.

Esta função de transferência foi utilizada no modelo estudado por Chantranuwathana e Peng (2000); o diagrama de bloco é mostrado a seguir.

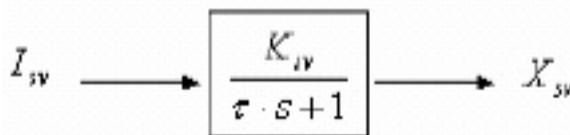


Figura 7 – Diagrama de bloco representativo da equação 11

Conforme Merrit (1967), a equação da vazão de controle para servoválvulas de centro crítico e orifícios simétricos é:

$$Q_c = C_d \cdot w \cdot X_{sv} \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} \cdot \left(P_s - \frac{X_{sv}}{|X_{sv}|} \cdot P_L \right)} \quad (12)$$

Onde,

- C_d - coeficiente de descarga;
- w - largura do pórtico da válvula;
- X_{sv} - posição do carter da servoválvula;
- \tilde{n} - densidade do fluido hidráulico;
- P_s - pressão fornecida ao sistema;
- P_L - pressão de carga.

Após a linearização em torno do ponto central de operação, tem-se, segundo Furst (2001):

$$Q_c(s) = K_{qo} \cdot X_{sv}(s) - K_{co} \cdot P_c(s) \quad (13)$$

Onde,

- K_{co} - coeficiente de vazão-pressão (variação de Q_c que se obtém quando se varia de uma unidade na região próxima ao ponto de operação);
- K_{qo} - ganho de vazão (variação de Q_c que se obtém quando se desloca o carter de uma unidade na região próxima ao ponto de operação);
- P_c - pressão de controle;
- X_{sv} - posição do carter da servoválvula.

O diagrama de blocos para a equação 13 é mostrado na figura abaixo.

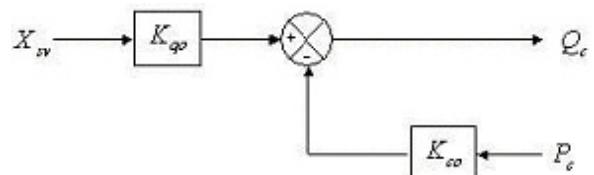


Figura 8 – Diagrama de blocos para a vazão de controle

CONJUNTO SERVOVÁLVULA E CILINDRO HIDRÁULICO

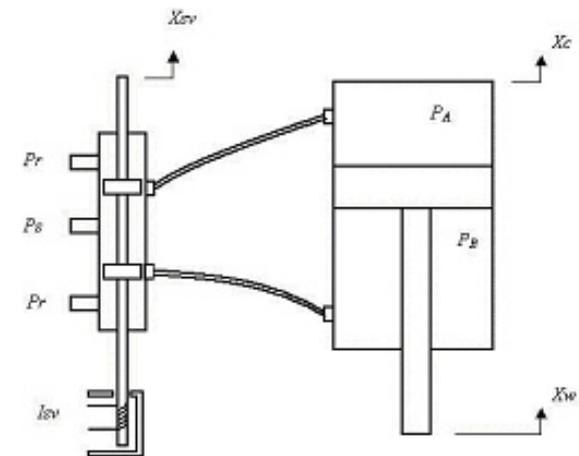


Figura 9 – Servoválvula e cilindro hidráulico

Combinando-se os diagramas de blocos mostrados nas figuras 4, 5, 7 e 8, tem-se o diagrama de blocos para o sistema formado pela servoválvula e pelo cilindro hidráulico.

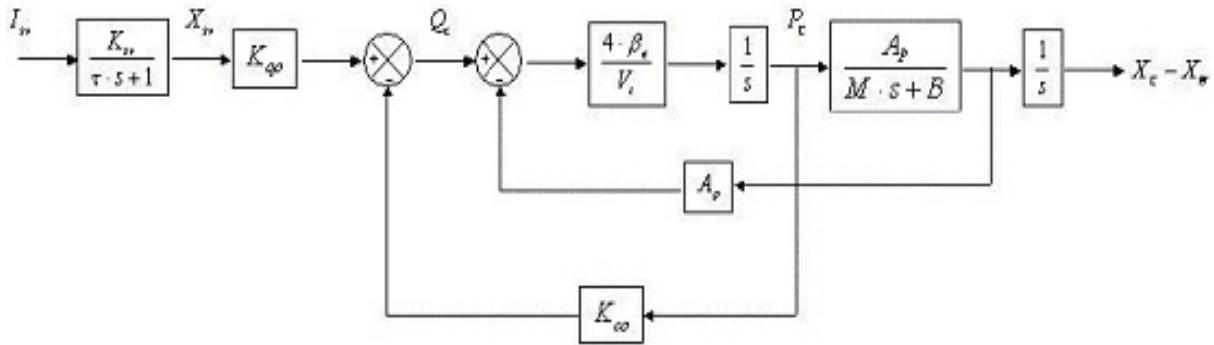


Figura 10 – Diagrama de blocos do sistema formado pela servoválvula e pelo cilindro hidráulico

SIMULAÇÕES E RESULTADOS

Apresenta-se inicialmente o comportamento das massas da carroceria e da roda do sistema de suspensão veicular passivo quando esse sistema é perturbado por um obstáculo de 15 cm de altura que atua por 1 segundo. Este comportamento é mostrado na figura 11. Em seguida, promove-se a simulação do sistema

considerando um pavimento sem obstáculos (isto é, regular e uniforme) e tendo F_a como entrada em duas condições: inicialmente como um degrau unitário e em seguida como uma força que atua por 1 segundo, permitindo que massas da carroceria e da roda retornem às suas posições iniciais (figura 12).

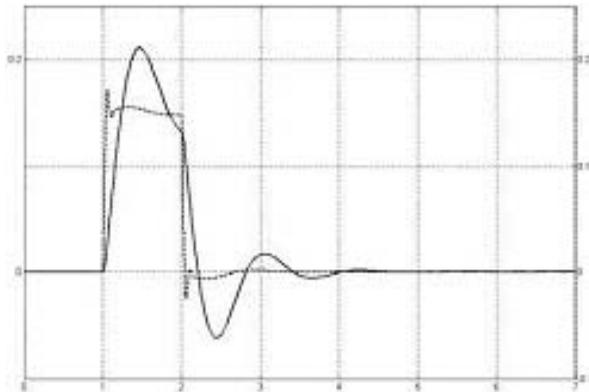


Figura 11 – Comportamento de X_c (linha contínua) e X_w em uma suspensão passiva

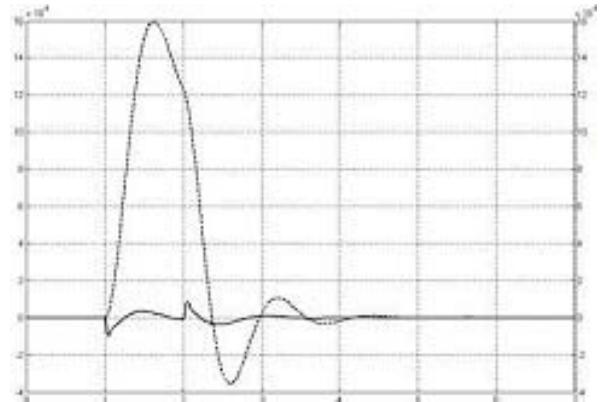


Figura 12 – Comportamento de X_c (linha tracejada) e X_w tendo F_a como entrada

Para o sistema formado pela servoválvula e pelo cilindro hidráulico, efetuou-se a simulação aplicando uma corrente na servoválvula no intervalo de tempo de 1 segundo, retornando ao valor nulo em seguida. Como pode-se observar na figura 13, a massa da carroceria foi afastada da massa da roda; i.e. $X_c - X_w$ assumiu outro valor. A figura 13 também mostra o comportamento do carretel da servoválvula. Os comportamentos da pressão de carga e da força aplicada pelo cilindro hidráulico assumindo os respectivos valores e retornando a zero após o término da aplicação da corrente na servoválvula são mostrados na figura 14.

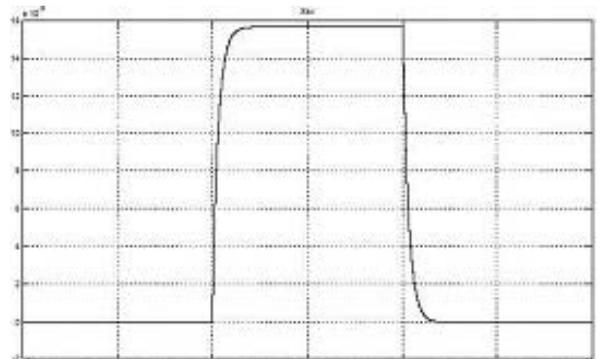


Figura 13 – Gráfico de $X_c - X_w$ e de X_{sv}

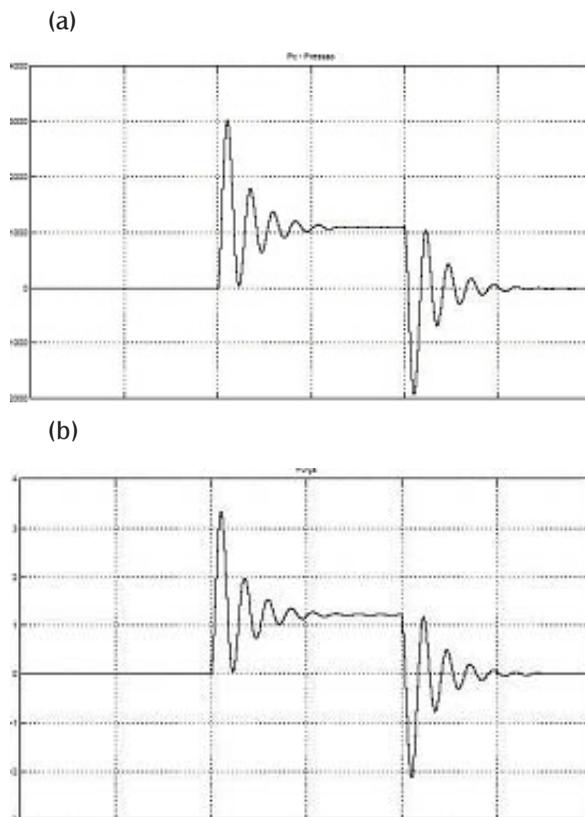


Figura 14 – Gráfico da pressão de carga e da força empregada pelo cilindro hidráulico

Os valores dos parâmetros utilizados nas simulações estão mostrados na tabela 1 abaixo. Estes valores foram extraídos de Shen e Peng (2003) e Furst (2001).

Tabela 1 - Parâmetros do sistema utilizados nas simulações

A_p	0,0011 m ²	K_s	8.090 N/m
B	340 N.s/m	K_{sv}	0,0157 m/A
b_e	1,6e ⁶ N/m ²	K_{us}	102.000 N/m
C_s	1.145 N/m/s	m_s	253 kg
C_{us}	415 N/m/s	m_{us}	26 kg
K_{co}	2,7e ⁻¹¹ m ⁵ /N.s	t	0,03 s
K_{qo}	0,00025 m ³ /V.s	V_t	0,00011 m ³

REFERÊNCIAS

CHANTRANUWATHANA, S.; PENG, H. Practical Adaptive Robust Controllers for Active Suspensions. In: *ASME International Congress and Exposition – IMECE*, Orlando, 2000.

DE NEGRI, V. *Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle*. Florianópolis, 2001.

FURST, F. Sistematização do Projeto Preliminar de Circuitos Hidráulicos com Controle de Posição. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2001.

LIN, J.; KANELAKOPOULOS, I. Nonlinear Design of Active Suspensions. In: *34th IEEE Conference on Decision and Control*. New Orleans, p. 3567-3569, 1995.

MERRIT, E. *Hydraulic Control Systems*. John Wiley & Sons, Inc., 1967.

SHEN, X.; PENG, H. Analysis of Active Suspension Systems with Hydraulic Actuators. In: *IAVSD Conference*, Atsugi, 2003.

YI, K.; WARGELIN, M.; HEDRICK, K. Dynamic Tire Force Control by Semi-Active Suspensions. In: *ASME Winter Annual Meeting*. Anaheim, 1992.