



ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DINÂMICO DE VEÍCULOS TERRESTRES NÃO CONVENCIONAIS

Arthur Rozendo de Campos Leite

Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais
Instituto Militar de Engenharia
arozendo@ig.com.br

Fernando Ribeiro da Silva

Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais - IME
Escola de Engenharia - UCP
d4fernan@epq.ime.eb.br

***Resumo.** Os veículos não convencionais possuem certas características físicas e geométricas que tornam os sistemas tipicamente não lineares. Neste trabalho são apresentados os modelos físico e matemático para a dinâmica de um veículo blindado com acionamento hidráulico para a torre do canhão. O sistema de controle é responsável pelo direcionamento do canhão a um alvo preestabelecido. São apresentados alguns dos resultados do modelo matemático onde é analisada a coerência física do sistema.*

***Palavras-chave:** Veículos não convencionais, Dinâmica Veicular*

1. INTRODUÇÃO

A análise convencional da dinâmica de veículos terrestres considera que as influências entre os vários subsistemas existentes em um veículo possuem um caráter puramente mecânico. Esta hipótese não é satisfatória para veículos não convencionais onde além dos subsistemas mecânicos estão também presentes sistemas hidráulicos, cuja resposta dinâmica depende dos sistemas utilizados em seu controle.

O carro de combate, mostrado na Fig. (1) junto de seu modelo físico, é um exemplo de veículo não convencional. Esse veículo pode ser considerado como uma plataforma móvel, o chassi, que transporta uma segunda plataforma giratória denominada torre onde se apóia um corpo rígido, o canhão, além dos dispositivos necessários para a seleção do alvo, pontaria e execução de um tiro em movimento.

Os deslocamentos dos carros de combate no terreno causam movimentos indesejáveis no canhão tirando-o da pontaria. Estes deslocamentos devem ser minimizados caso se queira atirar em movimento com uma boa probabilidade de atingir os alvos. A torre e o canhão são acionados em direção e elevação, respectivamente, pelo atirador ou sistema de estabilização com o objetivo de manter a pontaria no alvo.

Este trabalho propõe o estudo das dinâmicas de um carro de combate distinguindo-se as dinâmicas do chassi, da torre, do canhão e do sistema hidráulico afim de verificar a influência dos principais parâmetros quando se deseja estabilizar o canhão numa determinada posição, durante a passagem do veículo em terrenos irregulares.

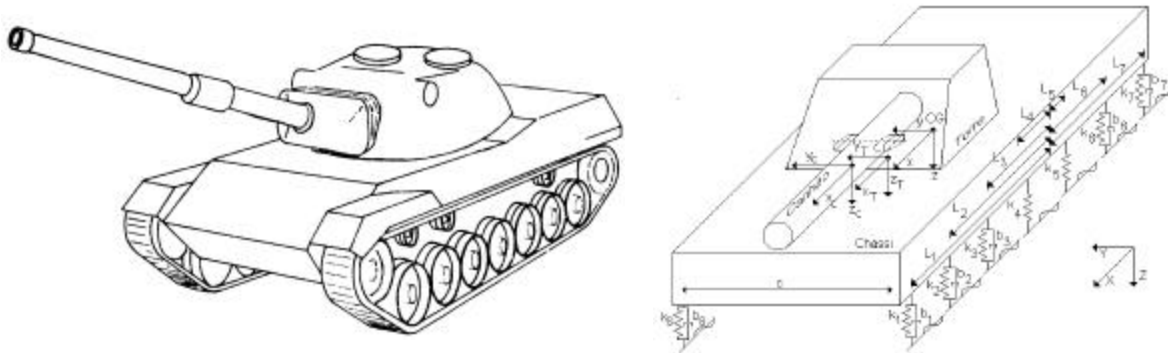


Figura 1. Modelo real e modelo físico proposto.

2. O SISTEMA HIDRÁULICO

Para o acionar os movimentos da torre e do canhão os carros de combate são dotados de um sistema eletro-hidráulico ou eletro-eletrônico.

2.1. Modelo do circuito hidráulico

Identificando no sistema real os principais componentes que tem influência na dinâmica do sistema, pode-se elaborar uma planta simplificada do circuito hidráulico. O sistema hidráulico será modelado pela técnica dos grafos de ligação tendo em vista sua flexibilidade, modularidade e facilidade de obtenção das equações de estado. O modelo de circuito adotado e seu grafo correspondente incluindo a redução existente entre o motor hidráulico e a cremalheira na torre estão representados na Fig. (2).

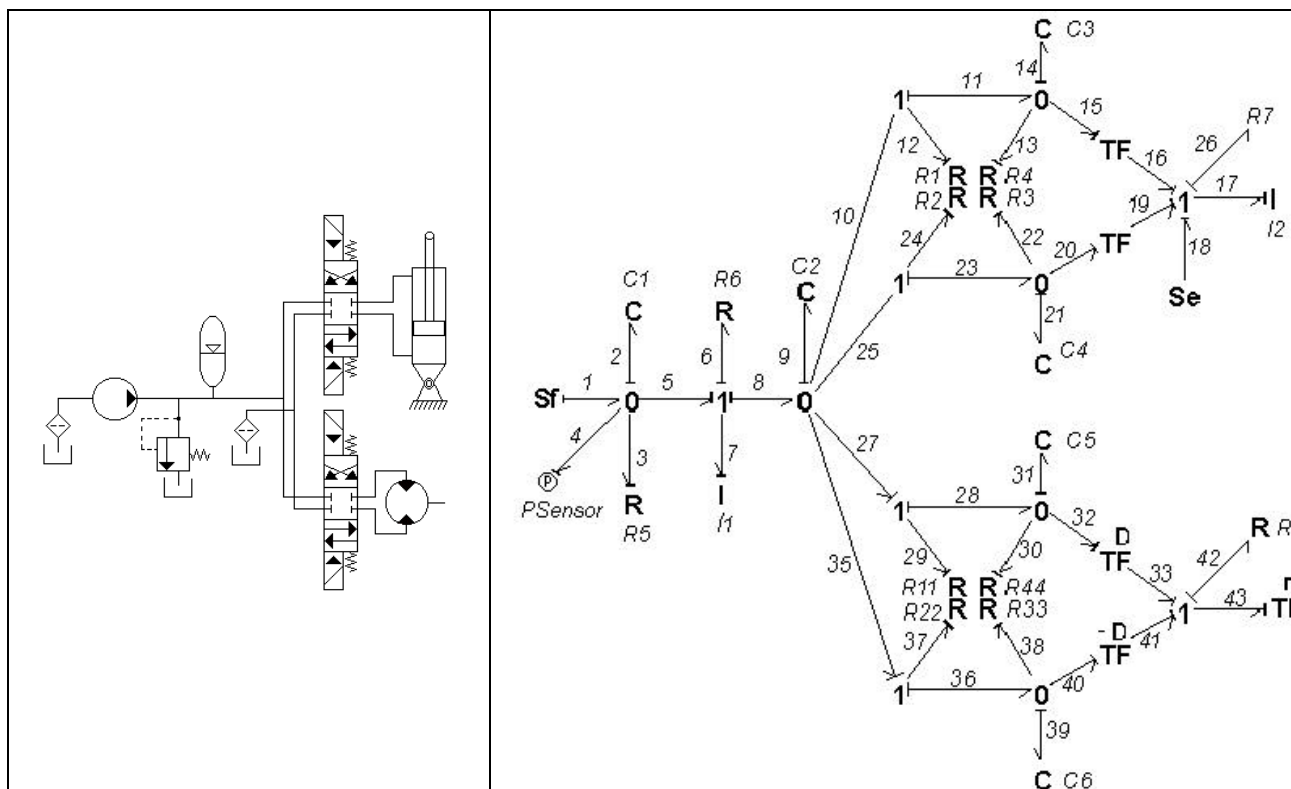


Figura 2. Circuito hidráulico simplificado e grafo de ligação do circuito completo

2.2. Equacionamento

Obedecendo-se ao procedimento estabelecido pela técnica dos grafos de ligação com os fluxos de potência, as causalidades e as equações constitutivas de cada elemento, obtém-se as equações de estado para o sistema representado pelo conjunto de Eqs. (1).

$$\begin{aligned}
 \dot{q}_2 &= f_1 - f_3 - \frac{1}{I_1} p_7 & \dot{p}_7 &= \left(\frac{1}{C_1} \right) q_2 - \left(\frac{R_6}{I_1} \right) p_7 - \left(\frac{1}{C_2} \right) q_9 \\
 \dot{q}_9 &= \left(\frac{1}{I_1} \right) p_7 - f_{12} - f_{24} - f_{29} - f_{37} & \dot{q}_{14} &= f_{12} - \frac{A_a}{I_2} p_{17} - f_{13} \\
 \dot{q}_{21} &= \frac{A_r}{I_2} p_{17} - f_{22} & \dot{q}_{31} &= f_{29} - f_{30} - \frac{D_r}{I_3} p_{44} \\
 \dot{q}_{39} &= f_{37} - f_{38} + \frac{D_r}{I_3} p_{46} & \dot{p}_{46} &= \frac{D_r}{C_5} q_{31} - \frac{D_r}{C_6} q_{39} - r e_{42} - e_{45}
 \end{aligned} \tag{1}$$

onde

- A_a = Área de avanço do êmbolo do atuador linear;
- A_r = Área de recuo do êmbolo do atuador linear;
- C_1 = Módulo de dilatação volumétrica da câmara de avanço do atuador linear;
- C_2 = Módulo de dilatação volumétrica da câmara de recuo do atuador linear;
- C_5 = Módulo de dilatação volumétrica da câmara direita do motor hidráulico;
- C_6 = Módulo de dilatação volumétrica da câmara esquerda do motor hidráulico;
- D_r = Módulo do transformador do motor hidráulico função do deslocamento volumétrico;
- e_{42} = Atrito no motor hidráulico;
- e_{45} = Atrito no rolamento da torre;
- f_1 = Vazão fornecida pela bomba de deslocamento positivo;
- f_3 = Vazão na válvula de alívio;
- $f_{12, 13, 22, 24, 27, 30, 35, 38}$ = Vazões nos orifícios das válvulas direcionais;
- I_1 = Inércia do fluido hidráulico na linha;
- I_2 = Momento de inércia do canhão em relação ao eixo do munhão;
- I_3 = Momento de inércia da torre em relação ao eixo vertical;
- p_7 = Volume de fluido na linha;
- p_{46} = Quantidade de movimento angular da torre;
- q_2 = Variação de volume no acumulador principal;
- q_9 = Variação de volume na linha devido à dilatação;
- $q_{14, 21, 31, 39}$ = Variação de volume das câmaras dos atuadores devido à dilatação;
- r = Fator de redução do trem engrenagens.
- R_6 = Coeficiente de resistência da linha;

3. MODELO DO VEÍCULO

3.1. A Suspensão

A suspensão de um carro de combate sobre lagartas é formada por um conjunto de sete suspensões independentes para cada lado além das lagartas. Cada suspensão é composta de roda de apoio, braço de apoio, barra de torção, amortecedor e mola em voluta, que proporciona um aumento na rigidez da suspensão a partir de um certo valor de deformação da barra de torção. A Fig. (3).

ilustra o modelo real. A lagarta exerce a função de um pneu envolvendo as rodas de apoio e com grande área de contato, possibilitando uma boa interação entre o veículo e o solo, principalmente aumentando a aderência.

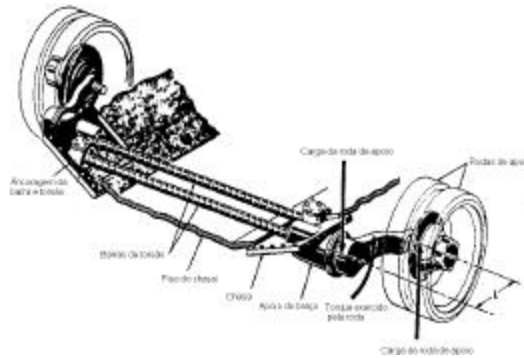


Figura 3. Suspensão de um veículo sobre lagarta baseado em barras de torção.

Na Fig. (4) pode-se visualizar uma vista lateral da suspensão completa do veículo. Deve-se observar que as rodas 4 e 5 não possuem amortecedores e o detalhe da mola em voluta no final do curso da roda de apoio..

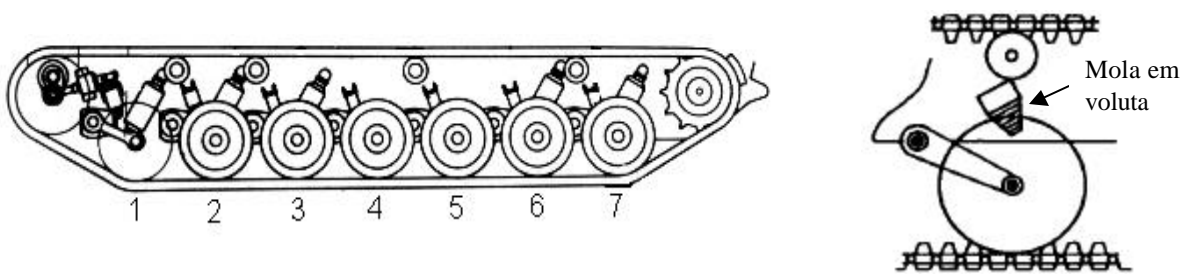


Figura 4. Vista lateral da suspensão do veículo e detalhe da mola em voluta.

Para fins de modelagem, calcula-se a rigidez equivalente do mecanismo da suspensão mostrado na Fig. (5).

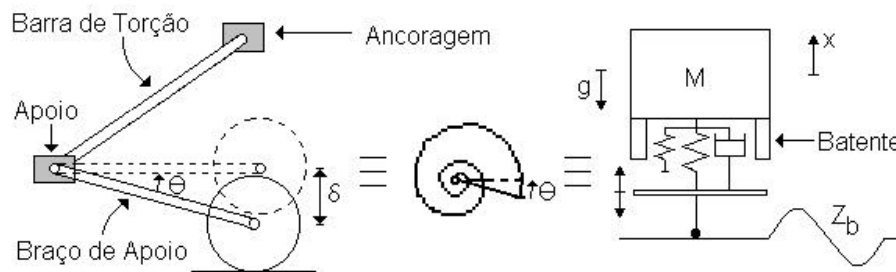


Figura 5. Modelo de mola equivalente

Considerando pequenos deslocamentos angulares do braço de apoio, tem-se o torque exercido pelo deslocamento vertical da extremidade do braço roda de apoio e da resistência dos materiais sabe-se o torque em um eixo circular, obtendo-se a rigidez equivalente para o mecanismo, Eq. (2).

$$K_{eq} = \frac{G\pi r^4}{2L_B L_{Br}^2} \quad (2)$$

onde

- G é o módulo de elasticidade transversal do material;
- r é o raio da barra de torção;
- L_{Br} é o comprimento do braço de apoio;
- L_B é o comprimento da barra de torção

3.2. O modelo plano vertical

A Fig. (6) esboça o modelo do meio-carro proposto para o plano vertical. O modelo é composto de um corpo rígido maior representando o chassi, sete suspensões, um segundo corpo rígido representando o conjunto do canhão e seus anexos que podem bascular em torno de uma rótula chamada de munhão, que está apoiado no chassi e um atuador linear representa o cilindro hidráulico responsável pela força (F_a) que aciona o canhão.

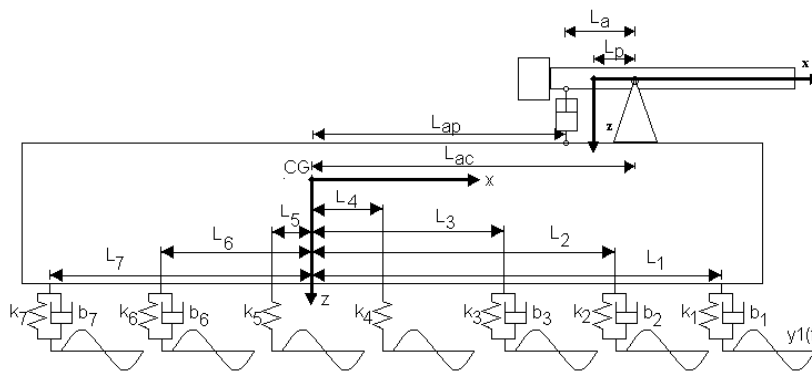


Figura 6. Modelo com sete rodas e três graus de liberdade.

3.3. O modelo no plano horizontal

A guinada de um veículo sobre lagartas ocorre pela ação do motorista no guidom. A mudança de direção ocorre em decorrência de torques diferentes nas polias oriundos da caixa de velocidade e direção do veículo. Resolveu-se prescrever velocidades angulares ao chassi, uma vez que a interação da lagarta com o solo não está sendo objeto deste estudo e dispõe-se dados teóricos de guinada de um veículo sobre lagartas. A Fig. (7) esboça o modelo proposto com os deslocamentos angulares do chassi e da torre, respectivamente ψ e ψ_T . Onde ψ é prescrito e ψ_T é calculado pelo equacionamento do circuito hidráulico de direção.

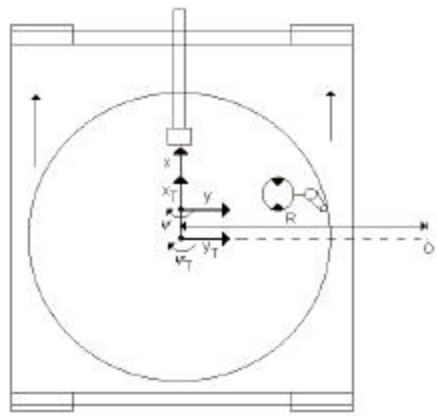


Figura 7. Direção de um veículo sobre lagartas.

4. ACOPLAMENTO ENTRE O SISTEMA HIDRÁULICO E O VEÍCULO

O acoplamento entre os sistemas faz-se substituindo-se a força, o torque e as velocidades relativas nos modelos do veículo pelos esforços e fluxos correspondentes nos circuitos hidráulicos. A posição do carretel da válvula direcional é calculada, simulando um sistema de controle, interativamente função das velocidades e deslocamentos angulares, com a finalidade de manter o canhão e a torre na sua posição inicial. A posição do carretel de elevação é calculada conforme a Eq.(3). Tal formulação é uma simplificação do modelo de blocos do sistema de estabilização que consta no manual do veículo. As Eqs. (4), (5) e (6) representam as equações de governo do sistema

$$\mathbf{X}_v = \mathbf{G}_5 \left(\mathbf{G}_1 \dot{\theta} + \mathbf{G}_2 \dot{\theta}_C + \mathbf{G}_3 \theta + \mathbf{G}_4 \theta_C \right) \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & c_{18} \ddot{z} + (c_{19} b_1 + c_{20} b_2 + c_{21} b_3 + c_{22} b_6 + c_{23} b_7 + c_{24} b_8 + c_{25} b_9 + c_{26} b_{10} + c_{27} b_{13} + c_{28} b_{14}) \dot{z} + \\ & + (-c_{19} b_1 L_1 - c_{20} b_2 L_2 - c_{21} b_3 L_3 + c_{22} b_6 L_6 + c_{23} b_7 L_7 - c_{24} b_8 L_8 - c_{25} b_9 L_9 - c_{26} b_{10} L_{10} + \\ & + c_{27} b_{13} L_{13} + c_{28} b_{14} L_{14}) \dot{\theta} + (c_{19} b_1 \frac{c}{2} + c_{20} b_2 \frac{c}{2} + c_{21} b_3 \frac{c}{2} + c_{22} b_6 \frac{c}{2} + c_{23} b_7 \frac{c}{2} - c_{24} b_8 \frac{c}{2} + \\ & - c_{25} b_9 \frac{c}{2} - c_{26} b_{10} \frac{c}{2} - c_{27} b_{13} \frac{c}{2} - c_{28} b_{14} \frac{c}{2}) \dot{\phi} = c_{29} + c_{30} F_a - c_{19} F m_1 - c_{20} F m_2 - c_{21} F m_3 + \\ & - c_{31} F m_4 - c_{32} F m_5 - c_{22} F m_6 - c_{23} F m_7 - c_{24} F m_8 - c_{25} F m_9 - c_{26} F m_{10} + -c_{33} F m_{11} + \\ & - c_{34} F m_{12} - c_{27} F m_{13} - c_{28} F m_{14} + c_{19} b_1 \dot{z}_{b1} + c_{20} b_2 \dot{z}_{b2} + c_{21} b_3 \dot{z}_{b3} + c_{22} b_6 \dot{z}_{b6} + c_{23} b_7 \dot{z}_{b7} + \\ & + c_{24} b_8 \dot{z}_{b8} + c_{25} b_9 \dot{z}_{b9} + c_{26} b_{10} \dot{z}_{b10} + c_{27} b_{13} \dot{z}_{b13} + c_{28} b_{14} \dot{z}_{b14} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & c_1 \ddot{\theta} + (c_2 b_1 + c_3 b_2 + c_4 b_3 + c_5 b_6 + c_6 b_7 + c_7 b_8 + c_8 b_9 + c_9 b_{10} + c_{10} b_{13} + c_{11} b_{14}) \dot{z} + \\ & + (-c_2 b_1 L_1 - c_3 b_2 L_2 - c_4 b_3 L_3 + c_5 b_6 L_6 + c_6 b_7 L_7 - c_7 b_8 L_8 - c_8 b_9 L_9 - c_9 b_{10} L_{10} + \\ & + c_{10} b_{13} L_{13} + c_{11} b_{14} L_{14}) \dot{\theta} + (c_2 b_1 \frac{c}{2} + c_3 b_2 \frac{c}{2} + c_4 b_3 \frac{c}{2} + c_5 b_6 \frac{c}{2} + c_6 b_7 \frac{c}{2} - c_7 b_8 \frac{c}{2} + \\ & - c_8 b_9 \frac{c}{2} - c_9 b_{10} \frac{c}{2} - c_{10} b_{13} \frac{c}{2} - c_{11} b_{14} \frac{c}{2}) \dot{\phi} = c_{12} F_a + c_{13} - c_2 F m_1 - c_3 F m_2 - c_4 F m_3 + \\ & - c_{14} F m_4 - c_{15} F m_5 - c_5 F m_6 - c_6 F m_7 - c_7 F m_8 - c_8 F m_9 - c_9 F m_{10} - c_{16} F m_{11} - c_{17} F m_{12} + \\ & - c_{10} F m_{13} - c_{11} F m_{14} + c_2 b_1 \dot{z}_{b1} + c_3 b_2 \dot{z}_{b2} + c_4 b_3 \dot{z}_{b3} + c_5 b_6 \dot{z}_{b6} + c_6 b_7 \dot{z}_{b7} + c_7 b_8 \dot{z}_{b8} + \\ & + c_8 b_9 \dot{z}_{b9} + c_9 b_{10} \dot{z}_{b10} + c_{10} b_{13} \dot{z}_{b13} + c_{11} b_{14} \dot{z}_{b14} \end{aligned} \quad (5)$$

$$\ddot{\theta}_C = \frac{1}{I_{yyC}} (m_c g L_p - F_a L_a) \quad (6)$$

5. SIMULAÇÕES

Realizou-se uma simulação que seria a passagem do veículo sobre um obstáculo em forma de meia senoide com 0,2 m de altura e 1,412 m de comprimento a uma velocidade de 4 km/h. Pode-se verificar nas figuras a coerência qualitativa dos resultados obtidos.

A Fig. (8) representa a evolução da posição do carretel do circuito de elevação. Na Fig. (9) verifica-se que o sistema hidráulico aciona o canhão de modo que ele tenha velocidades simétricas ao do chassi. Na Fig. (10) verifica-se que a amplitude de deslocamento do canhão é bem menor do que a do chassi mostrando que o sistema de controle está desempenhando sua função. A Fig. (11) mostra em detalhe o erro em graus, que seria a correção a ser efetuada pelo atirador. A Fig. (12)

apresenta a força empregada pelo atuador. A Fig. (14) mostra a potência despendida pelo atuador principalmente após 0,5s, onde o veículo inicia seu movimento sobre os obstáculos.

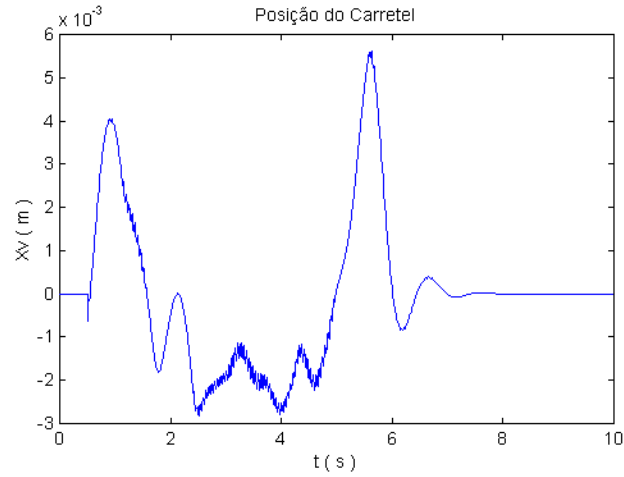


Figura 8. Posição do carretel do circuito de elevação.

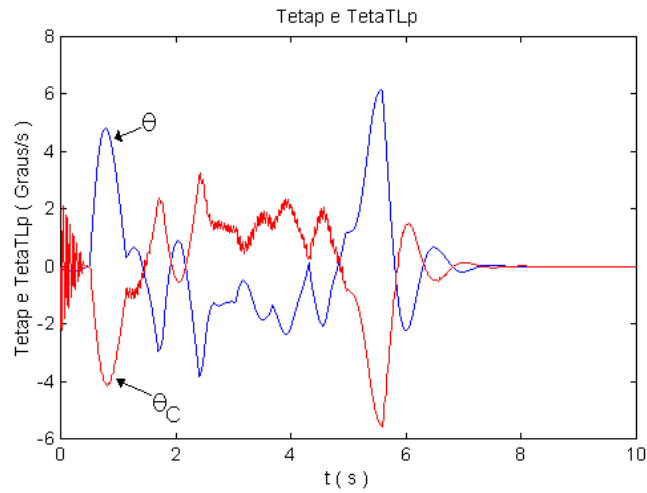


Figura 9. Velocidades angulares do veículo e do tubo.

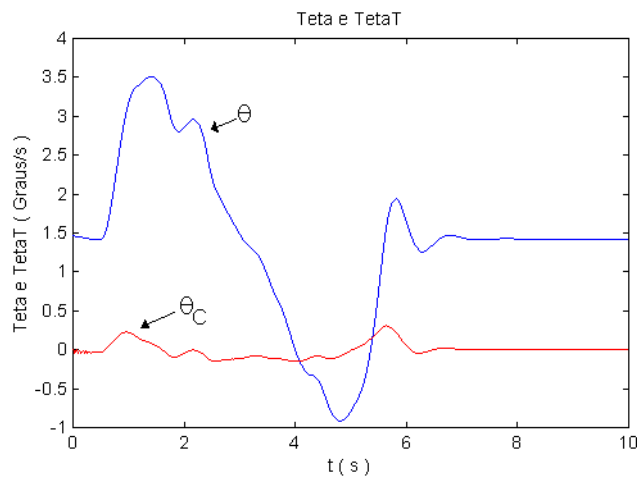


Figura 10. Deslocamentos angulares do veículo e do canhão.

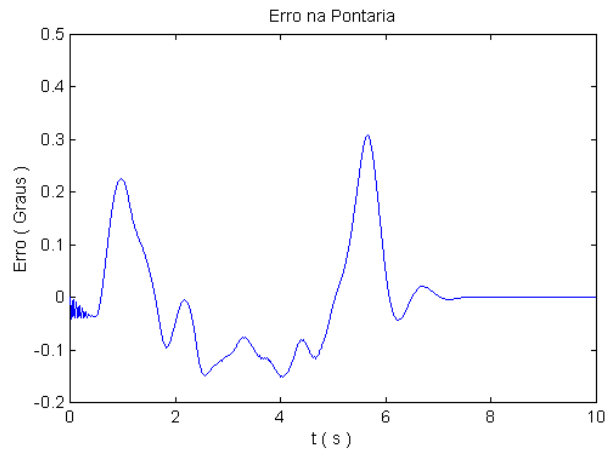


Figura 11. Erro na elevação.

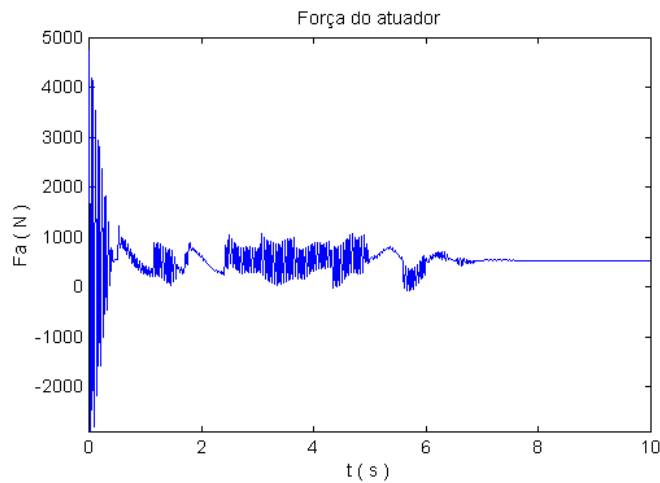


Figura 12. Força do atuador.

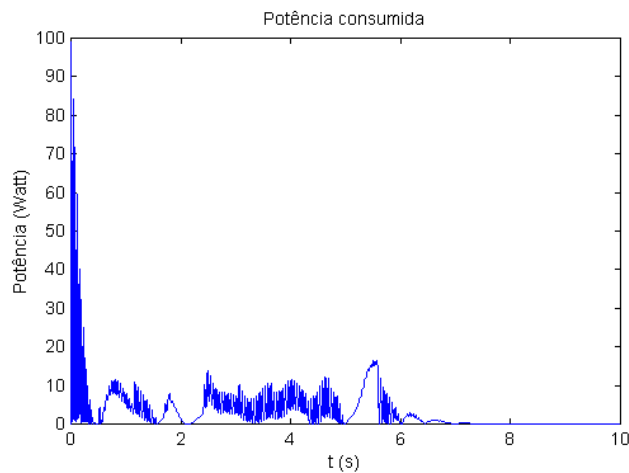


Figura 13. Potência consumida pelo atuador.

Para o plano horizontal prescreveu-se para o chassi a velocidade de $0,13 \text{ rad/s}$ e o controle atuou para regular a posição em zero. Os gráficos a seguir mostram o desempenho do sistema na simulação. A Fig. (14) representa a posição do carretel da válvula de direção, a Fig. (15) as velocidades angulares do chassi e da torre, a Fig. (16) mostra os deslocamentos angulares e a Fig. (17) mostra o erro em posição no plano horizontal.

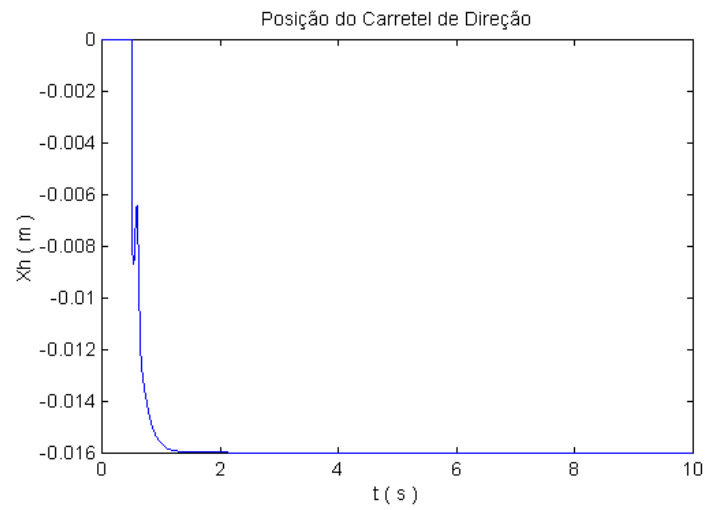


Figura 14. Posição do carretel de direção.

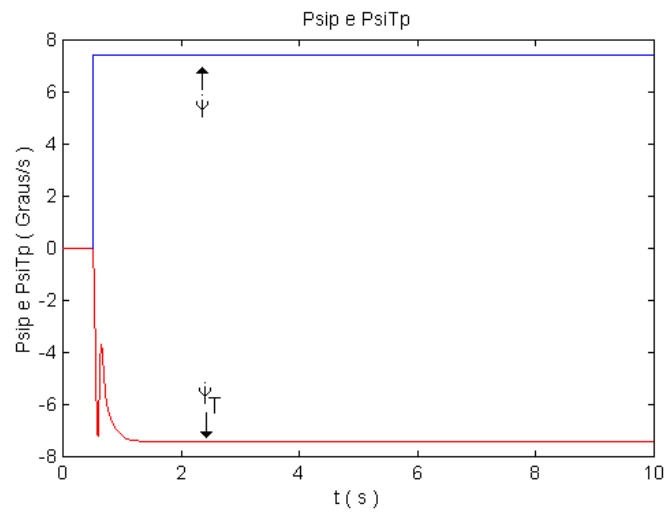


Figura 15. Velocidades angulares do chassi e da torre.

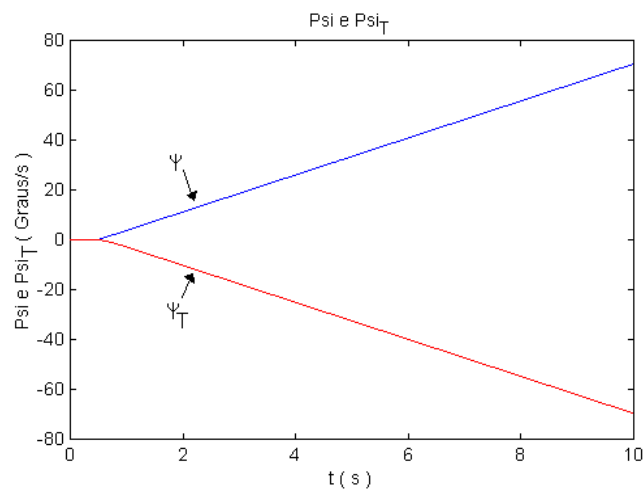


Figura 16. Deslocamentos angulares do chassi e da torre.

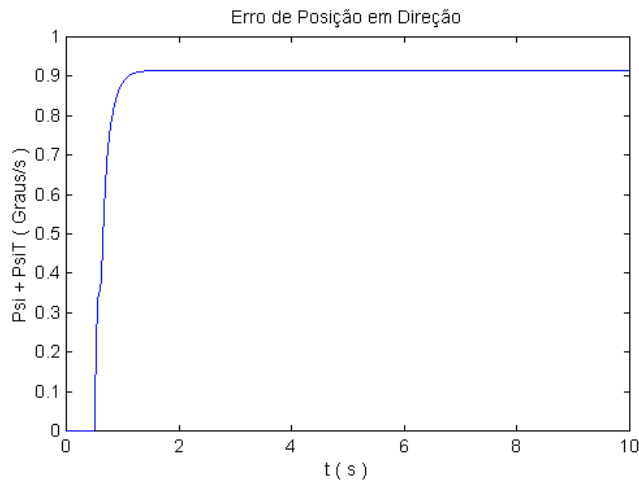


Figura 17. Erro de posição em direção.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho tem por finalidade estudar a modelagem da dinâmica de um sistema composto por um sub-sistema mecânico acoplado a um sub-sistema hidráulico acionado por um sub-sistema de controle. Modelou-se os principais elementos que têm influência na dinâmica de cada sub-sistema e seu acoplamento, objetivando aplicar técnicas de modelagem em sistemas de natureza distinta. Em uma primeira fase o objetivo é obter resultados qualitativos para depois, de posse de dados reais dos parâmetros e de medições de campo, aprimorar a modelagem e possibilitar a variação de parâmetros pesquisando suas influências na dinâmica do sistema.

O controle, a dinâmica da lagarta e a interação com o solo não foram objetos do estudo aqui proposto.

7. REFERÊNCIAS

- AMCP 706-355, 1965, Engineering Design Handbook Automotive Series, “The Automotive Assembly”, 1965.
- AMCP 706-357, 1967, Engineering Design Handbook Automotive Series, “The Automotive Bodies and Hulls”.
- AMCP 706-356, 1967, Engineering Design Handbook Automotive Series, “The Automotive Suspensions”.
- Barnard, B. W., Dransfield, P., Mar 1977, “Predicting Response of a Proposed Hydraulic Control System Using Bond Graphs”, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, pp. 1-7.
- Bekker, M. G. ,1962, “Theory of Land Locomotion”, The University of Michigan Press, Michigan.
- Dransfield, P., Teo, M. K., 1979, “Using Bond Graphs in Simulating an Electro-Hydraulic System”, Journal of The Franklin Institute, Vol. 308, nº. 3 , pp. 173-184.
- Gillespie, Thomas D., 1992, “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, Society of Automotive Engineers, Warrendale.
- Ogorkiewicz, Richard M., 1991, “Technology of Tanks”, Jane’s Information Group Limited, United Kingdom.
- Karnopp, D. C., Margolis, D. L., Rosenberg, R. C., 1999, “Modeling and Simulation of Mechatronic Systems”, 3rd Edition, Jonh Wiley Professional.
- Merrit, H. E., 1967, “Hydraulic Control Systems”, John Wiley & Sons, Inc.,New York.
- Ogata, Katsuhiko, 2000, “Engenharia de Controle Moderno”, LTC, 3^a Edição.
- MIL–T– 45379D, Jan 1990, TANK, COMBAT, FULL-TRACKED, 105 MM GUN, M60A3-TTS.