

**UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ**

**Willian Peterson da Silva**

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E CONTROLE DE ELEMENTOS  
EMPREGADOS EM SUSPENSÕES VEICULARES ATIVAS**

**Taubaté – SP**

**2006**

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

**UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ**

**Willian Peterson da Silva**

**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E CONTROLE DE ELEMENTOS  
EMPREGADOS EM SUSPENSÕES VEICULARES ATIVAS**

Dissertação apresentada para a obtenção do título de Mestre pelo Curso Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.

Área de Concentração: Automação e Controle Industrial.

Orientador: Prof. Dr. Francisco José Grandinetti.

**Taubaté – SP**

**2006**

Silva, Willian Peterson da.

S586m

Modelagem, simulação e controle de elementos empregados em suspensões veiculares ativas/ Willian Peterson da Silva — Taubaté: UNITAU, 2006.  
114fl.: il.; 30 cm.

Dissertação (mestrado) – Universidade de Taubaté. Departamento de Engenharia Mecânica. 2006.  
Orientador: Prof. Dr. Francisco José Grandinetti.

1. Sistemas Hidráulicos 2. Engenharia Automotiva 3. Suspensão Ativa. I. Grandinetti, Francisco José. II. UNITAU – Universidade de Taubaté. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD(21) 627.428

**WILLIAN PETERSON DA SILVA**  
**MODELAGEM, SIMULAÇÃO E CONTROLE DE ELEMENTOS EMPREGADOS EM**  
**SUSPENSÕES VEICULARES ATIVAS**

Dissertação apresentada para a obtenção do título de Mestre pelo Curso Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.  
Área de Concentração: Automação e Controle Industrial

Data: 23 de Fevereiro de 2006

Resultado: \_\_\_\_\_

**BANCA EXAMINADORA**

Prof. Dr. Francisco José Grandinetti

Universidade de Taubaté

Assinatura \_\_\_\_\_

Prof. Dr. Álvaro Manoel de Souza Soares

Universidade de Taubaté

Assinatura \_\_\_\_\_

Prof. Dr. Inácio Bianchi

Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho

Assinatura \_\_\_\_\_

Dedico este trabalho aos  
meus pais, Dilma e Venício,  
e à minha esposa Graziela,  
pessoas essenciais à minha vida.

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais Venício e Dilma, dois grandes incentivadores dos meus estudos, pelo apoio concedido em todos os desafios, me incentivando e orientando com dedicação e fidelidade.

À minha esposa Graziela, pelo incentivo, pela dedicação, pela paciência e pelo companheirismo irrestritos.

Aos meus irmãos Wellington e Vanessa, pelo apoio e amizade e pelo convívio admirável.

Ao Roberto, à Rosenda e ao Diogo, pessoas que se tornaram membros da minha família e que sempre dispensaram apoio e amizade.

Aos professores e amigos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté e aos amigos da EMBRAER – Empresa Brasileira de Aeronáutica S.A., que me propiciaram um convívio alegre e amigável.

Ao Fábio e à Elaine, funcionários da biblioteca do Instituto Tecnológico de Aeronáutica – ITA, pela dedicação e presteza.

Um agradecimento especial ao Professor Dr. Francisco José Grandinetti pela orientação, confiança e amizade demonstradas, e pela dedicação com que transmite seus conhecimentos.

*Algo só é impossível até que  
alguém duvida e acaba provando o  
contrário.*

*Albert Einstein*



## RESUMO

Para que os automóveis apresentem melhores características de dirigibilidade, desempenho e conforto, empregam-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. Nestes sistemas, atuadores ativos compensam as variações de deslocamento oriundas da ondulação do pavimento de rolagem e da estrutura do automóvel, em função das manobras empregadas. O sistema ativo aplica uma força desejada a ser exercida pelo atuador comandado por uma eletro-válvula. Neste trabalho é feita a modelagem de  $\frac{1}{4}$  de uma suspensão automotiva, e do elemento atuador ativo composto por uma válvula direcional proporcional e por um cilindro hidráulico de dupla ação, e é feita a apresentação de duas propostas de controle que promovam a redução do máximo sobre-sinal e do tempo de acomodação em pelo menos 50%. As equações dinâmicas dos sistemas e os diagramas de blocos para que sejam feitas as simulações são apresentados. Inicialmente simulou-se o comportamento do modelo de  $\frac{1}{4}$  de um sistema de suspensão veicular e do sistema atuador formado pela válvula proporcional direcional e pelo cilindro hidráulico em malha aberta. Posteriormente, realizou-se a simulação em malha fechada por meio das equações de estado utilizando o método de alocação de pólos e por meio da modelagem por função de transferência utilizando um controlador PID, sem considerar-se a dinâmica do atuador. As simulações em malha fechada mostraram que as arquiteturas do sistemas ativos propostos são adequadas e apresentam ganhos substanciais em relação ao sistema passivo.

**Palavras-Chave:** Suspensão Ativa, Modelagem, Simulação, Sistemas Hidráulicos, Engenharia Automotiva.

## **Abstract**

### **MODELING, SIMULATION AND CONTROL OF ELEMENTS USED IN VEHICLE ACTIVE SUSPENSIONS**

*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. In those systems, active actuators compensate 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  $\frac{1}{4}$  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. It is also proposed two control strategies which reduce the overshoot and the settling time of 50% at least. The dynamic equations for the systems and the block diagrams for the simulations are also presented. It was simulated, in open-loop, the behaviour of the suspension system and the behaviour of the system composed by the servovalve and by the hydraulic cylinder. Afterwards, the closed-loop feedback was simulated using the state-space equations and the pole placement method without taking into account the actuator dynamics. The closed-loop simulation showed that the proposed active system architectures are adequate and showed that there are advantages over the passive system.*

*Key words: Active suspension, Modeling, Simulation, Hydraulic Systems, Automotive Engineering.*

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Comparação das respostas para suspensões ativas e passivas	30
Figura 2 – Modelo elementar de $\frac{1}{4}$ de suspensão veicular	31
Figura 3 – Transmissibilidade em função de $r$ e de $\zeta$	37
Figura 4 – Diagrama de corpo livre da carroceria	38
Figura 5 – Fator de amplificação em função de $r$ e de $\zeta$	42
Figura 6 – Válvula direcional proporcional	44
Figura 7 – Válvula direcional proporcional de três vias	45
Figura 8 – Válvula direcional proporcional de quatro vias	45
Figura 9 – Tipos de centro de válvulas proporcionais	46
Figura 10 – Comportamento para o três tipos de centro	47
Figura 11 – Vazão <i>versus</i> corrente de controle	48
Figura 12 – Circuito de teste para obtenção de $k_q$ <i>versus</i> corrente de controle	50
Figura 13 – Circuito de teste para obtenção de $k_p$ <i>versus</i> tensão de controle	51
Figura 14 – Cilindro hidráulico de ação simples	52
Figura 15 – Componentes típicos de um atuador hidráulico	52
Figura 16 – Válvula direcional proporcional	55
Figura 17 – Diagrama de blocos para a posição do carretel da válvula proporcional	58
Figura 18 – Representação do escoamento de um fluido em um orifício	58
Figura 19 – Carretel da válvula direcional proporcional	61
Figura 20 – Diagrama de blocos para a vazão de controle	64
Figura 21 – Cilindro hidráulico	65
Figura 22 – Diagrama de blocos para a pressão de carga	69

Figura 23 – Diagrama de blocos para $X_c - X_w$	71
Figura 24 – Válvula direcional proporcional e cilindro hidráulico	72
Figura 25 – Diagrama de blocos para o sistema formado pela válvula proporcional e pelo cilindro hidráulico	73
Figura 26 – Modelo de $\frac{1}{4}$ de suspensão veicular	74
Figura 27 – Diagrama de blocos para o sistema ativo de suspensão veicular	79
Figura 28 – Gráfico do lugar das raízes	90
Figura 29 – Diagrama do sistema com controle PID	91
Figura 30 – Comportamento de $X_c$ e $X_w$ em uma suspensão passiva (obstáculo de 15 cm de altura)	95
Figura 31 – Comportamento de $X_c$ e $X_w$ tendo $F_a$ como entrada	96
Figura 32 – Comportamento de $X_c$ e $X_w$ tendo $F_a$ como entrada (atuação por 1 segundo)	97
Figura 33 – Comportamento de $X_c - X_w$ tendo $I_{vp}$ como entrada	98
Figura 34 – Posição do carretel da válvula proporcional	98
Figura 35 – Pressão de carga	99
Figura 36 – Força aplicada pelo atuador hidráulico	99
Figura 37 – Comportamento das respostas em M.A., com controle PID e com alocação de pólos	100
Figura 38 – Tempos de acomodação	105
Figura 39 – Máximos sobre-sinal	105

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros utilizados nas simulações	101
Tabela 2 – Tempos de acomodação	104
Tabela 3 – Máximos sobre-sinal	104

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Caracteres latinos:

- $A$  - área do orifício;
- $A_0$  - área do orifício para a determinação da equação da vazão de controle;
- $A_2$  - área na vena contracta;
- $A_p$  - área do pistão;
- $B$  - coeficiente de atrito viscoso;
- $C_1$  - constante empregada na modelagem da força na válvula;
- $C_2$  - constante empregada na modelagem da força na válvula;
- $c_c$  - constante de amortecimento crítico;
- $c_{co}$  - coeficiente de contração;
- $c_d$  - coeficiente de descarga;
- $c_s$  - constante de amortecimento (carroceria);
- $c_{us}$  - constante de amortecimento (pneus);
- $c_v$  - coeficiente de velocidade;
- $F_{at}$  - força de atrito;
- $F_t$  - força transmitida;
- $F_{vp}$  - força empregada pela bobina da válvula;
- $g$  - aceleração da gravidade;
- $i_{vp}$  - corrente na bobina da válvula;
- $K$  - constante de rigidez;
- $K_b$  - constante da bobina;

- $K_{co}$  - coeficiente de vazão-pressão;
- $K_d$  - ganho derivativo;
- $K_i$  - ganho integrativo;
- $K_p$  - ganho proporcional;
- $K_{pr}$  - ganho de pressão;
- $K_{qo}$  - ganho de vazão;
- $k_s$  - constante de rigidez (carroceria);
- $k_{us}$  - constante de rigidez (pneu);
- $K_{vp}$  - constante da válvula proporcional;
- $L$  - funcional Lagrangeano;
- $M$  - massa total;
- $m_s$  - massa da carroceria;
- $m_{us}$  - massa roda+pneu;
- $P_A$  - pressão do fluido hidráulico na câmara A do cilindro;
- $P_B$  - pressão do fluido hidráulico na câmara B do cilindro;
- $P_C$  - pressão de carga;
- $p_{ci}$  - pressão de carga no ponto de operação "I";
- $P_r$  - pressão de retorno;
- $P$  - pressão;
- $P_s$  - pressão de suprimento;
- $q$  - vazão média nas câmaras do cilindro;
- $q_A$  - vazão na câmara A;



- $q_B$  - vazão na câmara B;
- $Q_c$  - vazão de controle;
- $q_{ci}$  - vazão de controle no ponto de operação “ $I$ ”;
- $r$  - relação entre a frequência de perturbação e a frequência natural não amortecida;
- $R$  - energia dissipada;
- $T$  - energia cinética;
- $T_r$  - transmissibilidade;
- $V$  - energia potencial;
- $V_t$  - volume total do cilindro;
- $V_A$  - volume da câmara A;
- $V_B$  - volume da câmara B;
- $V_v$  - velocidade do veículo;
- $X$  - amplitude da posição vertical percorrida pelo veículo;
- $X_c$  - posição da carroceria;
- $x_i$  - posição do carretel no ponto “ $I$ ”;
- $X_r$  - posição do ponto de contato do pavimento com o pneu;
- $X_{r1}$  - amplitude de oscilação;
- $X_{rel}$  - deslocamento relativo;
- $X_{vp}$  - posição do carretel da válvula proporcional;
- $X_w$  - posição do eixo da roda;
- $w$  - largura do pórtico;

### **Caracteres gregos:**

- $\beta$  - módulo de compressibilidade;
- $\beta_v$  - grau de amplificação da vibração;
- $\beta_e$  - módulo de compressibilidade efetivo;
- $\zeta$  - fator de amortecimento do sistema;
- $\lambda_p$  - comprimento de onda da pista;
- $\rho$  - densidade;
- $\rho_1$  - coeficiente empregado na determinação da força transmitida;
- $\tau$  - constante de tempo;
- $\varphi$  - ângulo de fase;
- $\varphi_0$  - ângulo de fase inicial;
- $\psi$  - ângulo de fase;
- $\omega$  - velocidade angular (frequência de perturbação);
- $\omega_d$  - frequência natural amortecida;
- $\omega_n$  - frequência natural não amortecida;

# SUMÁRIO

<b>1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS</b>	17
1.1 – Introdução	17
1.2 – Objetivos e Organização do Trabalho	18
1.3 – Revisão da Literatura	21
<b>2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS</b>	26
2.1 – Sistemas de Suspensões Veiculares	26
2.2 – Estudo do Modelo Elementar de Suspensão Veicular	31
<b>3 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES EMPREGADOS EM SUSPENSÕES VEICULARES ATIVAS</b>	43
3.1 – Válvula Direcional Proporcional	43
3.2 – Cilindro Hidráulico	51
<b>4 MODELAGEM DO SISTEMA</b>	54
4.1 – Modelagem dos Circuitos Hidráulicos de Atuação	54
4.1.1 – <i>Válvula Proporcional</i>	54
4.1.1.1 – <i>Obtenção da função de transferência que relaciona a posição do carretel com a corrente aplicada na Válvula Proporcional</i>	54
4.1.1.2 – <i>Equação da Vazão de Controle Não-Linearizada</i>	58
4.1.1.3 – <i>Linearização da equação da vazão de controle</i>	62
4.1.2 – <i>Cilindro Hidráulico</i>	64
4.1.2.1 – <i>Equação da Pressão de Carga</i>	65
4.1.2.2 – <i>Equação do Movimento</i>	69
4.1.3 – <i>Conjunto Válvula Proporcional e Cilindro Hidráulico</i>	71
4.2 – <b>Determinação das Equações Dinâmicas do Sistema de Suspensão</b>	74
4.3 – <b>Dedução das Equações de Estado</b>	80
4.4 – <b>Modelagem Utilizando Função de Transferência</b>	85
<b>5 SISTEMAS DE CONTROLE PROPOSTOS</b>	89
5.1 – <b>Proposta de Sistema de Controle através da Retroação de Estado</b>	89
5.2 – <b>Proposta de Sistema de Controle através de Controle PID</b>	91
<b>6 SIMULAÇÕES E RESULTADOS</b>	95
<b>7 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES</b>	102
<b>8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS</b>	106

# 1 CONSIDERAÇÕES INICIAIS

## 1.1 – Introdução

O propósito das suspensões veiculares é suportar adequadamente o chassi do veículo, manter o contato dos pneus com o solo e gerenciar o compromisso existente entre dirigibilidade e conforto dos passageiros. Este compromisso existe pois a otimização da dirigibilidade necessariamente acarreta na degradação do conforto. Por exemplo, carros esportivos terão suspensões mais rígidas para otimização da dirigibilidade e para que a execução de manobras agressivas seja possível, enquanto que as suspensões utilizadas nos carros de passeio são mais macias com a finalidade de promover o favorecimento do conforto. Como consequência, manobras tão agressivas quanto as que são possíveis de serem executadas em carros de corrida, não poderão ser realizadas com segurança nos carros de passeio.

As suspensões passivas possuem desempenho limitado pois seus componentes apenas dissipam energia de forma pré-determinada e, conforme explicado anteriormente, há um comprometimento invariante entre conforto e dirigibilidade. Como será visto mais adiante neste trabalho, a adição de componentes ativos nas suspensões veiculares melhora substancialmente as características de dirigibilidade, desempenho e conforto.

De forma geral, os seguintes elementos 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 implementação de um sistema de suspensão ativa em veículos traz benefícios substanciais para o desempenho da suspensão. Conforme será detalhado mais adiante nesta seção, este trabalho trata da modelagem e simulação dos componentes hidráulicos empregados em suspensões veiculares ativas e do estudo do comportamento dinâmico do sistema de  $\frac{1}{4}$  de suspensão veicular passiva e ativa. Para o caso da suspensão ativa, duas propostas de controle são feitas: sistema de controle por realimentação de estado e sistema de controle PID.

A respeito do desenvolvimento de suspensões ativas pela indústria automobilística, Lin e Kanellakopoulos (1995) declaram que: “nos últimos anos, os fabricantes de automóveis têm desenvolvido sistemas de suspensão ativa os quais empregam atuadores hidráulicos em adição aos elementos passivos”.

## **1.2 – Objetivos e Organização do Trabalho**

Este trabalho tem como objetivo a realização da modelagem de  $\frac{1}{4}$  de uma suspensão ativa e de um sistema atuador ativo composto por uma válvula

proporcional direcional e por um cilindro hidráulico de dupla ação e a apresentação de duas propostas de controle que promovam a redução do máximo sobre-sinal e do tempo de acomodação em pelo menos 50%. São feitas simulações para a verificação do comportamento dinâmico dos modelos dos componentes isoladamente e dos sistemas por eles formados. Adicionalmente, são propostas duas estratégias de controle para as quais a verificação de sua adequação é efetuada. As respostas para as duas propostas de controle e a resposta do sistema passivo são comparadas.

Com base na revisão da literatura, que descreve alguns trabalhos mencionando apenas a modelagem massa-mola, outros enfatizando controle sem apresentar a modelagem do sistema hidráulico e outros tratando da modelagem e do controle utilizando técnicas avançadas de controle como por exemplo controle ótimo, este trabalho enfatizou tanto a modelagem da suspensão quanto a modelagem do atuador de forma detalhada e comparou as respostas obtidas com e sem controle, ressaltando os ganhos obtidos com a implementação de controles ativos. O trabalho apresenta também a comparação das duas estratégias de controle propostas, uma convencional (controle PID) e outra por alocação de pólos em malha fechada.

O trabalho está organizado como descrito a seguir:

Na seção um é feita a apresentação do estudo através de uma introdução sobre o tema, a revisão bibliográfica relativa ao escopo e a pontuação dos propósitos do trabalho.

A seção dois apresenta os conceitos fundamentais necessários para o entendimento e desenvolvimento do estudo. As possíveis arquiteturas de sistemas de suspensão veicular são apresentadas e é feito o estudo de um modelo elementar de  $\frac{1}{4}$  de suspensão veicular.

A terceira seção traz a descrição dos principais componentes hidráulicos empregados em suspensões veiculares ativas. São apresentadas as principais características e os principais parâmetros das válvulas direcionais proporcionais e é feita a apresentação de um cilindro hidráulico e seus elementos constituintes.

A obtenção dos modelos matemáticos é tratada na seção quatro. A primeira parte está dedicada à modelagem dos componentes hidráulicos; são obtidos os modelos matemáticos para a válvula direcional proporcional e para o cilindro hidráulico e, em seguida, é apresentado o diagrama de blocos para o conjunto formado pela válvula proporcional e pelo cilindro hidráulico. A seguir, é feita a modelagem do sistema de suspensão com a obtenção das equações dinâmicas e do diagrama de blocos para o sistema. As duas últimas partes desta seção tratam da dedução das equações de estado e da modelagem do sistema utilizando função de transferência.

A apresentação dos dois sistemas de controle propostos é feita na seção cinco. Um sistema de controle através de retroação de estado e um sistema de controle através de controle PID são propostos.

Os resultados das simulações são mostrados na seção seis. Os comportamentos dinâmicos dos elementos cujos modelos foram previamente obtidos são mostrados,

assim como os comportamentos dinâmicos dos sistemas quando sujeitos a perturbações. Nesta seção também são efetuadas as comparações das respostas dos sistemas em malha aberta e em malha fechada para as duas propostas de controle efetuadas. Adicionalmente, é apresentada a tabela contendo os parâmetros utilizados na execução das simulações.

Na seção sete é feita a análise dos resultados das simulações mostrados na seção seis e as conclusões decorrentes da análise são discutidas.

Na seção oito são feitas sugestões para trabalhos futuros relacionados ao estudo de suspensões veiculares ativas tratados neste estudo.

### **1.3 – Revisão da Literatura**

Yi, Wargelin e Hedrick (1992) apresentaram um algoritmo de controle para a redução de esforços dinâmicos em suspensões veiculares e apresentaram o desenvolvimento e aplicação de observadores. Leis de controle semi-ativo foram investigadas e a estrutura de um observador para sistemas com perturbações desconhecidas foi proposta. Os estudos experimentais mostraram que o desempenho da suspensão semi-ativa é próximo à melhor arquitetura de suspensão passiva para todas as faixas de frequência. Os esforços dinâmicos para as suspensões passiva e semi-ativa foram comparados para a demonstrar-se o potencial de redução de esforços da suspensão semi-ativa.



Um projeto para suspensões ativas com o objetivo de melhorar o desempenho de suspensões veiculares foi proposto por Lin e Kanellakopoulos (1995). Foi utilizado um modelo de  $\frac{1}{4}$  de suspensão veicular e propôs-se um projeto de controle não linear para o sistema considerando-se a dinâmica do atuador hidráulico. Foi efetuada a comparação do comportamento de uma suspensão passiva e de duas configurações propostas de suspensão passiva, a qual demonstrou as melhorias obtidas com o projeto de controle proposto.

Chantranuwathana e Peng (2000) aplicaram estratégia de controle robusto adaptativo em um modelo de  $\frac{1}{4}$  de suspensão veicular. A arquitetura de um sistema de suspensão ativa apresentada em trabalhos anteriores foi decomposta em dois *loops*. Por conseguinte, a força desejada a ser empregada pelo atuador é determinada pelo *loop* principal enquanto que o *loop* secundário tenta manter a força real próxima da força desejada. A inclusão da dinâmica do atuador hidráulico no projeto da estratégia de controle robusto adaptativo foi efetuada. Dentre as modificações propostas, o cancelamento da dinâmica do atuador e a adaptação *on-line* de um parâmetro do controle robusto adaptativo se mostraram promissoras para implementação real.

O problema do controle de sistemas hidráulicos foi abordado por Sirouspour e Salcudean (2000), os quais desenvolveram um controlador não-linear para um servo sistema hidráulico considerando a dinâmica da válvula controladora. A dinâmica do atuador hidráulico não foi considerada no estudo. Adicionalmente, propuseram uma lei de adaptação para identificação *on-line* dos parâmetros hidráulicos. As

simulações efetuadas e os resultados experimentais mostraram a efetividade do método proposto.

Furst (2001) efetuou um estudo de controle de posição em circuitos hidráulicos. Seu trabalho discorre sobre a sistematização da análise e do dimensionamento de componentes hidráulicos. Foram formalmente estabelecidas as bases do conhecimento e as ações do projetista necessárias à execução do projeto. Com o objetivo de oferecer ao projetista maior segurança na seleção de componentes e de unificar as informações necessárias, foi proposta uma metodologia direcionada à integração das equipes. As características e o comportamento dinâmico dos cilindros hidráulicos e das válvulas de controle foram estudados. Desta forma, foi possível a definição do conjunto de tarefas para a fase preliminar de projeto incluindo modelagem, aquisição de dados de catálogos de componentes hidráulicos, simulação e análise dos resultados. A metodologia proposta foi aplicada na análise de dois circuitos de controle de posição de cilindros hidráulicos empregados no sistema de controle de velocidade de turbinas em centrais hidrelétricas.

Moura (2003) efetuou estudo abordando os conceitos e fundamentos das suspensões ativa, semi-ativa (emprego da tecnologia de fluidos magneto-reológicos) e passiva. Apresentou o modelo básico de suspensões veiculares e utilizou um modelo de dois graus de liberdade de  $\frac{1}{2}$  veículo nas simulações executadas. Foi dedicada uma seção ao estudo da resposta humana à vibração veicular onde foram realizados estudos sobre o conforto e a tolerância à vibração. As aplicações dos fluidos magneto-reológicos (fluidos que apresentam alterações em suas propriedades em presença de campo magnético) em suspensões semi-ativas foram

estudadas com a apresentação do modelo computacional de um amortecedor magneto-reológico . Os modelos foram desenvolvidos com a descrição das hipóteses, simplificações e dos procedimentos utilizados. Foram realizadas as simulações dos modelos desenvolvidos e efetuou-se análise dos resultados obtidos comparando-se os três tipos de suspensão veicular estudados. Moura (2003) concluiu que a suspensão ativa possui eficiência superior às suspensões passiva e semi-ativa. Contudo, foi ressaltado que, a análise dos resultados indicou que as características de desempenho do sistema semi-ativo com fluido magneto-reológico são plenamente satisfatórias e como o custo deste sistema é inferior ao custo do sistema ativo, o sistema semi-ativo pode ser considerado mais atrativo que o sistema ativo.

Rodrigues, De Negri e Valdiero (2003) descreveram os principais parâmetros que determinam o desempenho de válvulas direcionais proporcionais. Adicionalmente, analisaram a influência destes parâmetros nos sistemas hidráulicos de controle. Apresentou-se a determinação experimental dos principais parâmetros das válvulas eletro-hidráulicas, sugeriu-se modelos matemáticos para as válvulas e sugeriu-se as compensações a serem implementadas.

Shen e Peng (2003) analisaram sistemas de suspensões ativas com atuadores hidráulicos. Em seus estudos, investigaram a interação entre o atuador hidráulico e o sistema de suspensão utilizando um modelo de  $\frac{1}{4}$  de uma suspensão veicular e abordaram o problema do controle de força e do controle de posição e propuseram soluções para a limitação do desempenho do sistema em malha fechada a uma faixa de baixa frequência. Os potenciais e as limitações destas soluções propostas foram

analisados. Shen e Peng (2003) concluíram que as soluções propostas podem resolver completamente as limitações existentes ou podem aumentar a taxa de amortecimento de forma que as restrições de desempenho são reduzidas.

O sistema de controle de suspensões automotivas ativas foi fracionado em dois *loops* no estudo de Zhou e Zhang (2003). Neste trabalho, foi empregado o conceito *skyhook damping* para a determinação da força desejada a ser aplicada pelo atuador hidráulico. Três diferentes tipos de controladores foram propostos, assim como um observador de estados para estimar o deslocamento e a velocidade do sistema. Os resultados das simulações executadas mostraram melhorias substanciais no desempenho em se tratando de baixas frequências. Contudo, a abordagem *skyhook damping* convencional não se mostrou efetiva para altas frequências.

## 2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

### 2.1 – Sistemas de Suspensões Veiculares

Os sistemas de suspensão utilizados nos veículos são usualmente classificados como: suspensões passivas, suspensões semi-ativas e suspensões ativas. As suspensões passivas consistem em componentes convencionais com propriedades de rigidez e amortecimento invariantes com o tempo (não considerando-se a degradação dos componentes ao longo de sua vida útil). Esses elementos passivos armazenam energia (molas) ou dissipam energia (amortecedores) e não há energia externa fornecida à suspensão passiva. Existe uma variação da suspensão passiva denominada suspensão a ar muito utilizada em caminhões pesados na qual uma válvula de controle de altura monitora a suspensão e, quando houver variação da posição normal em um intervalo de tempo pré-estabelecido, a pressão do ar é ajustada para fazer com que a deflexão retorne para a faixa desejada. A principal característica da suspensão a ar é a constância da frequência natural em função da variação da rigidez causada pela variação da pressão.

Nas suspensões semi-ativas, as propriedades rigidez e amortecimento são alteradas por um controle externo. Há um modelo de suspensão semi-ativa, conhecido como suspensão adaptativa, no qual o amortecimento e a rigidez podem ser alterados entre níveis discretos em função das mudanças nas condições de dirigibilidade. Sinais da pressão dos freios, ângulo de extorso e movimento da suspensão são utilizados para promover as mudanças do controle, que ocorrem em frações de segundo, dando ao sistema a capacidade de controlar os movimentos da carroceria

sob condições adversas da pista de rolagem ou da manobra em execução. Contudo, existe um atraso para o retorno para os ajustes para condições mais suaves de forma que não seja possível ajuste contínuo durante cada ciclo da oscilação da suspensão semi-ativa. Em outra arquitetura para um sistema de suspensão ativa, a rigidez e/ou o amortecimento são continuamente modulados em função das oscilações de baixa frequência (1–3 Hz) da carroceria. Também é possível uma arquitetura na qual a rigidez e/ou o amortecimento sejam continuamente modulados em função das oscilações de baixa frequência (1–3 Hz) e de alta frequência (10-15 Hz) da carroceria, conforme Gillespie (1992).

Nas suspensões ativas há elementos que agem ativamente para que sejam geradas as forças desejadas no sistema de suspensão. Esses elementos são geralmente cilindros hidráulicos e requerem energia externa para atuação. As características de desempenho que podem ser melhoradas com o emprego de controle ativo são: dirigibilidade, altura da carroceria, rolagem durante a execução de curvas e o afundamento da dianteira e da traseira do veículo durante freadas e acelerações.

A otimização da dirigibilidade necessariamente acarreta a degradação do desempenho das outras características da suspensão. Desta forma, há a necessidade do estabelecimento de um compromisso no projeto de um sistema de suspensão veicular. Com o emprego de uma suspensão ativa, o controle pode ser aplicado apenas durante uma determinada manobra e a dirigibilidade não necessita ser comprometida durante as outras condições encontradas durante o percurso.

Muitas vantagens no desempenho do veículo são obtidas com o controle automático da altura da carroceria, pois mantendo-se a altura constante independente da massa que está sendo transportada pelo veículo e das forças aerodinâmicas atuantes, a suspensão sempre trabalha na altura ideal de projeto. Com o controle de altura também é possível a redução do arrasto aerodinâmico através da diminuição da altura do veículo em elevadas velocidades. Caso o veículo esteja trafegando em estradas irregulares, a elevação da carroceria reduz a possibilidade de danos ao assoalho e favorece o conforto dos ocupantes.

A rolagem da carroceria durante a execução de curvas pode ser reduzida através do aumento do amortecimento ou com a aplicação de força na suspensão durante a execução da curva. A determinação da necessidade do controle de rolagem é feita com informações da velocidade do veículo, ângulo de exterso e aceleração lateral.

O abaixamento da dianteira do veículo durante frenagens pode ser minimizado com o aumento do amortecimento ou com a aplicação de força adequada na suspensão durante a frenagem. Esta ação de controle pode ser ativada através do sinal da luz de freio, do sinal da pressão de freio ou do sinal da aceleração longitudinal.

Durante a aceleração de um veículo, a parte traseira da carroceria tende a afundar. A minimização de tal efeito pode ser obtida com o aumento do amortecimento ou com a aplicação de força adequada durante a aceleração. Esta ação de controle pode ser ativada através do sinal da posição do acelerador, da seleção da marcha ou do sinal da aceleração longitudinal da carroceria.

As suspensões ativas e semi-ativas possuem maior capacidade de obter desempenho ótimo para as características de desempenho descritas anteriormente. Contudo, há algumas desvantagens na adoção de sistemas ativos, como aumento de peso do veículo, aumento do custo e da complexidade do sistema. Gillespie (1992) faz a comparação das respostas para suspensões ativas e passivas. A aceleração vertical (aceleração do centro de gravidade, perpendicular à direção do deslocamento), a aceleração longitudinal (aceleração angular em torno do eixo lateral do veículo) e a aceleração de rolagem (aceleração angular em torno do eixo longitudinal do veículo) estão ilustradas na figura 1. Observa-se que o sistema passivo (comportamento representado pela linha de menor espessura) apresenta tendência à ressonância para frequências próximas a 1 Hz, ao passo que o sistema ativo não apresenta tal tendência. De fato, a oscilação da carroceria dos veículos são altamente amortecidas pelas forças de controle desenvolvidas pelos sistemas de suspensão ativas.



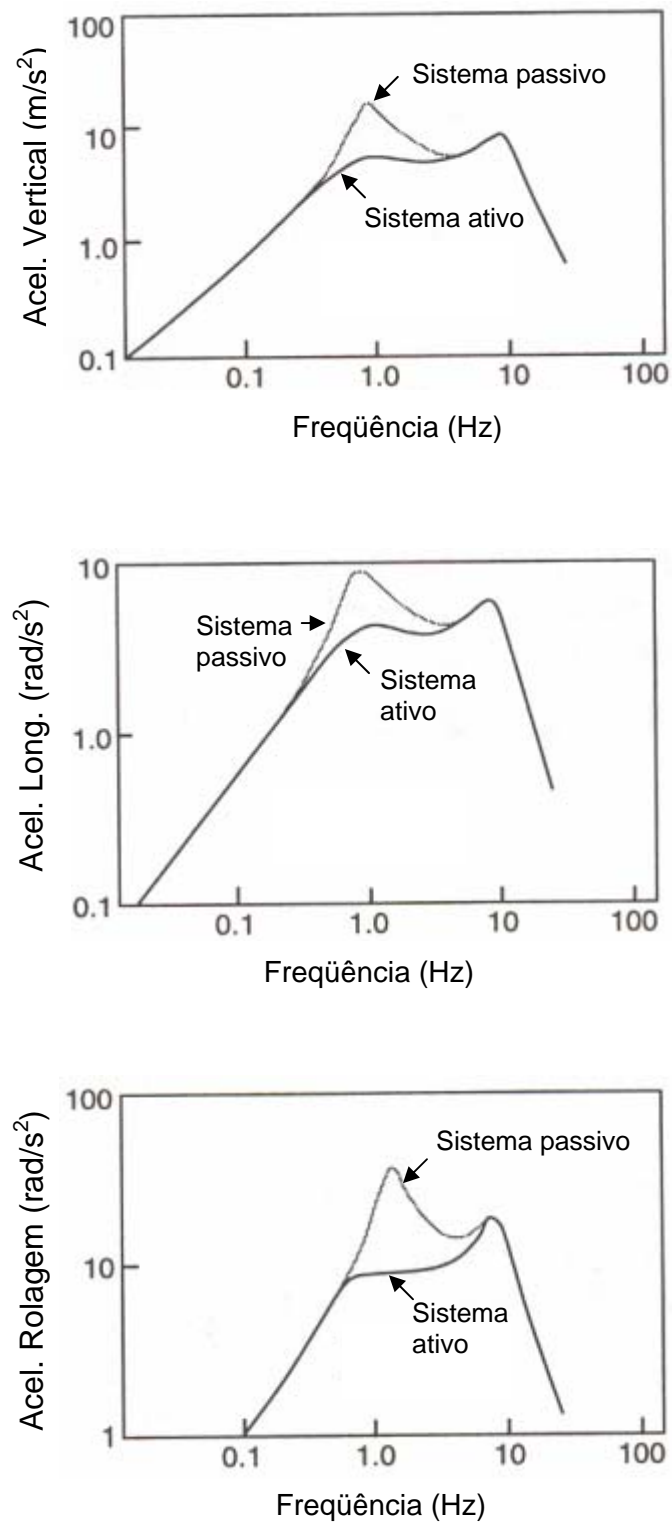


Figura 1 – Comparação das respostas para suspensões ativas e passivas

## 2.2 – Estudo do Modelo Elementar de Suspensão Veicular

Nesta seção são apresentados os conceitos sobre o equacionamento de suspensões veiculares passivas, elaborando-se a análise de um modelo de  $\frac{1}{4}$  de veículo com 1 grau de liberdade. Conforme descrito por Lin e Kanellakopoulos (1995): “os modelos de  $\frac{1}{4}$  de veículo são utilizados com freqüência na análise e projeto de suspensões veiculares pois são simples mas mantêm muitas características importantes do modelo completo”.

Pode-se entender os princípios de isolamento de vibração através da análise de um sistema linear de um grau de liberdade que contém: massa, dissipação de energia e rigidez, conforme descrito por Moura (2003). A figura 2 representa esses elementos.

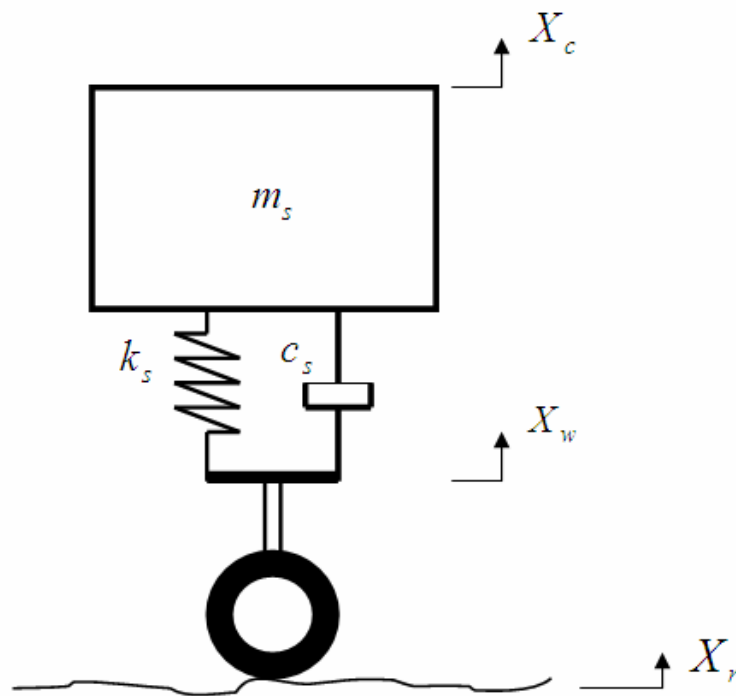


Figura 2 – Modelo elementar de  $\frac{1}{4}$  de suspensão veicular

Onde,

$m_s$  - massa da carroceria;

$k_s$  - constante de rigidez (carroceria);

$c_s$  - coeficiente de amortecimento (carroceria);

$X_c$  - posição da carroceria;

$X_w$  - posição do eixo da roda;

$X_r$  - posição do ponto de contato do pavimento com o pneu;

Assumindo o perfil do pavimento como periódico harmônico, podemos representá-lo pela equação 2.1.

$$X_r = X_{r1} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad 2.1$$

onde,

$X_{r1}$  - amplitude de oscilação;

$\omega$  - velocidade angular (frequência de perturbação).

O comportamento dinâmico do sistema descrito acima é regido por três forças: força inercial, devida à aceleração sofrida pela massa da carroceria; força de amortecimento, devida à velocidade da carroceria e à constante de amortecimento e a força de mola, devida ao deslocamento da carroceria e à constante de rigidez da mola. A força inercial é modelada por  $m_s \cdot \ddot{X}_c$ ; a força de amortecimento é modelada por  $c_s \cdot \dot{X}_c$ ; e a força de mola é modelada por  $k_s \cdot X_c$ .

A equação dinâmica para o sistema é expressa através da equação 2.2.

$$m_s \cdot \ddot{X}_c + c_s \cdot (\dot{X}_c - \dot{X}_r) + k_s \cdot (X_c - X_r) = 0 \quad 2.2$$

A frequência natural não amortecida do sistema é definida por:

$$\omega_n \equiv \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \quad 2.3$$

O amortecimento crítico é definido por:

$$c_c \equiv 2 \cdot m_s \cdot \omega_n = 2 \cdot \sqrt{k_s \cdot m_s} \quad 2.4$$

Esses dois parâmetros são parâmetros fundamentais do sistema. O amortecimento crítico é o valor de amortecimento que permite a massa retornar à sua condição de equilíbrio estático no menor tempo possível, sem que o movimento da massa ultrapasse sua coordenada de repouso original.

O fator de amortecimento do sistema ( $\zeta$ ) é definido pela relação entre a constante de amortecimento e a constante de amortecimento crítico:

$$\zeta = \frac{c_s}{c_c} \quad 2.5$$

A frequência natural amortecida ( $\omega_d$ ), definida na equação 2.6, é outra relação importante a ser avaliada nos estudos de sistemas vibracionais.

$$\omega_d \equiv \omega_n \cdot \sqrt{1 - \zeta^2} = \sqrt{\frac{k_s \cdot (1 - \zeta^2)}{m_s}} \quad 2.6$$

Pode-se representar a equação dinâmica do sistema de outra forma, utilizando as definições de frequência natural e fator de amortecimento:

$$\ddot{X}_c + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{X}_c + \omega_n^2 \cdot X_c = 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{X}_r + \omega_n^2 \cdot X_r \quad 2.7$$

Substituindo-se a equação 2.1 e a sua derivada na equação 2.7, tem-se:

$$\ddot{X}_c + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{X}_c + \omega_n^2 \cdot X_c = 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \omega \cdot X_{r1} \cdot \cos(\omega \cdot t) + \omega_n^2 \cdot X_{r1} \sin(\omega \cdot t) \quad 2.8$$

Conforme Moura (2003), o lado direito da equação 2.8 pode ser reescrito como:

$$X_{r1} \cdot \sqrt{(\omega_n^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \omega)^2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad 2.9$$

onde  $\varphi = \tan^{-1} \left( 2 \cdot \zeta \cdot \frac{\omega}{\omega_n} \right)$ .

Portanto, a equação 2.8 torna-se:

$$\ddot{X}_c + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{X}_c + \omega_n^2 \cdot X_c = X_{r1} \cdot \sqrt{\left(\omega_n^2\right)^2 + \left(2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \omega\right)^2} \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi) \quad 2.10$$

Supondo a resposta em regime estacionário ser harmônica, a solução da equação 2.10 é:

$$X_c = X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi - \varphi_0) \quad 2.11$$

onde  $X$  é a amplitude da resposta e  $\varphi_0$  é o ângulo da fase inicial em relação ao movimento vertical. Conforme Moura (2003), esses dois parâmetros são dados por:

$$X = X_{r1} \cdot \left( \frac{1 + \left(\frac{2 \cdot \zeta \cdot \omega}{\omega_n}\right)^2}{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2 \cdot \zeta \cdot \omega}{\omega_n}\right)^2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad 2.12$$

$$\varphi_0 = \tan^{-1} \left( \frac{2 \cdot \zeta \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \right) \quad 2.13$$

A frequência de perturbação  $\omega$  é função do comprimento de onda da pista  $\lambda_p$  e da velocidade do veículo  $V_v$ :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot V_v}{\lambda_p} \quad 2.14$$

Nos veículos, as vibrações transmitidas pelas rodas à carroceria devem ser reduzidas a níveis adequados. Portanto, o estudo da transmissão da vibração é necessário.

Definindo-se a relação  $r$  entre a frequência de perturbação  $\omega$  e a frequência natural não amortecida do sistema  $\omega_n$  como mostrado a seguir:

$$r \equiv \frac{\omega}{\omega_n} \quad 2.15$$

Substituindo-se  $r$  na equação 2.12, obtém-se a equação para a transmissibilidade:

$$T_r = \frac{X}{X_{r1}} = \sqrt{\frac{1 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2}} \quad 2.16$$

A figura 3 a seguir ilustra o comportamento da transmissibilidade  $T_r$  em função da relação  $r$  para o fator de amortecimento variando de 0,1 a 1,0. O programa utilizado no *software* Matlab© para a obtenção da figura 3 é mostrado no apêndice A.

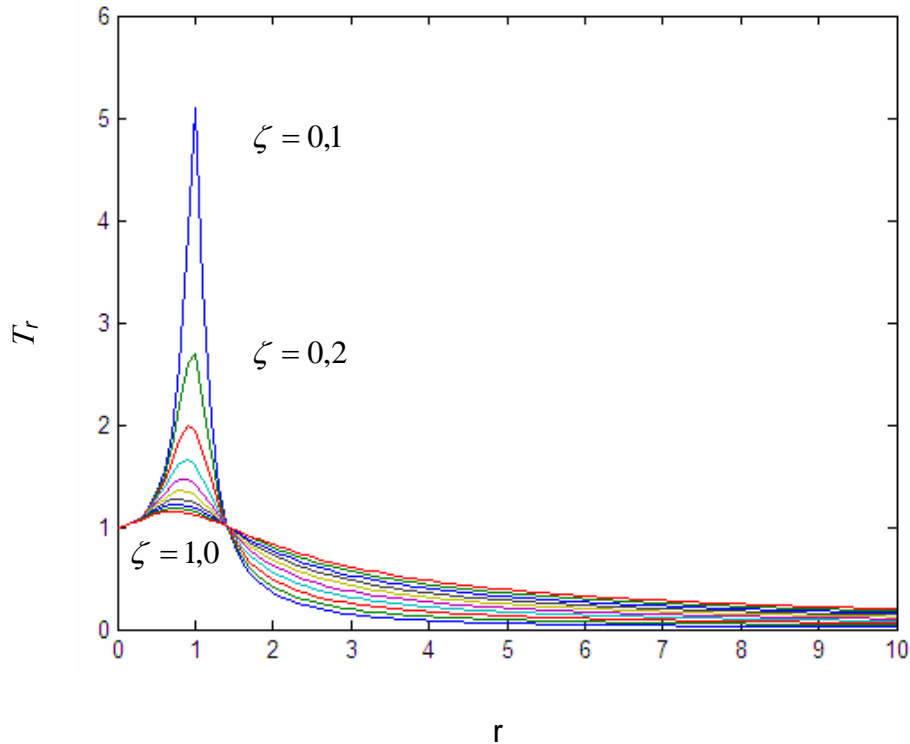


Figura 3 – Transmissibilidade em função de  $r$  e de  $\zeta$

O gráfico indica que, quando a frequência de excitação iguala-se ao valor da frequência natural ( $r=1$  - ressonância) há tendência de aumento da transmissibilidade. Com relação ao fator de amortecimento, quando  $\zeta$  tende a 1, há redução do pico de transmissibilidade na ressonância.

O diagrama de corpo livre da carroceria está ilustrado na figura 4. Para a determinação da equação que fornece a força máxima transmitida parte-se da equação 2.2 que é a equação dinâmica para o para o modelo de  $\frac{1}{4}$  de veículo com suspensão passiva.



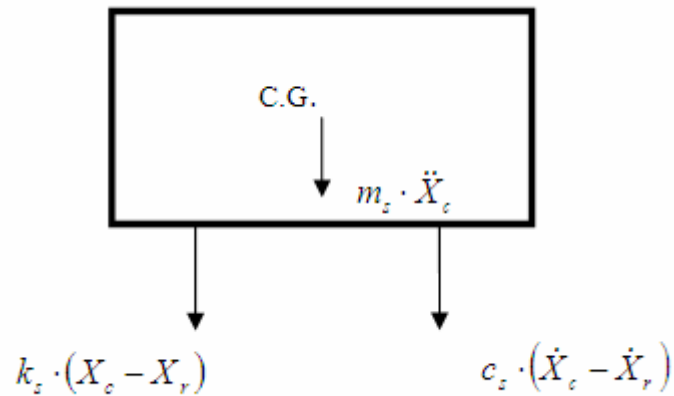


Figura 4 – Diagrama de corpo livre da carroceria

A força transmitida à carroceria é igual a  $m_s \cdot \ddot{X}_c$ . Portanto:

$$F_t = m_s \cdot \ddot{X}_c \quad 2.17$$

Derivando-se a equação 2.11 duas vezes e desconsiderando-se a fase entre as forças de mola e de amortecimento, tem-se:

$$\ddot{X}_c = -\omega^2 \cdot X \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_0) \quad 2.18$$

Como  $X = T_r \cdot X_{r1}$ , tem-se:

$$F_t = -m_s \cdot \omega^2 \cdot T_r \cdot X_{r1} \cdot \sin(\omega \cdot t - \varphi_0) \quad 2.19$$

Portanto, a amplitude da força transmitida à carroceria é dada por:

$$F_t = m_s \cdot \omega^2 \cdot T_r \cdot X_{r1} \quad 2.20$$

Substituindo-se  $m_s = \frac{k_s}{\omega_n^2}$  (equação 2.3) na equação 2.20:

$$F_t = \frac{k_s}{\omega_n^2} \cdot \omega^2 \cdot T_r \cdot X_{r1} = k_s \cdot \left( \frac{\omega^2}{\omega_n^2} \cdot T_r \right) \cdot X_{r1} \quad 2.21$$

O termo  $\frac{\omega^2}{\omega_n^2} \cdot T_r$  é denominado coeficiente  $\rho_1$ . Portanto, a equação para a força transmitida é:

$$F_t = k_s \cdot \rho_1 \cdot X_{r1} \quad 2.22$$

Desta forma, explicita-se que a força transmitida à carroceria de um veículo depende da rigidez das molas, do coeficiente  $\rho_1$  e da amplitude do movimento perturbador.

Outro objeto de interesse no estudo de suspensões veiculares é a amplitude da suspensão, cuja obtenção é dada a seguir.

O deslocamento relativo é dado por:

$$X_{rel} = X_c - X_r \quad 2.23$$

Aplicando-se novamente a segunda Lei de Newton ao diagrama de corpo livre ilustrado na figura 4 e substituindo-se a equação 2.23, tem-se:

$$m_s \cdot \ddot{X}_c = -c_s \cdot \dot{X}_{rel} - k_s \cdot X_{rel} \quad 2.24$$

Derivando-se a equação 2.23 duas vezes e reescrevendo-a isolando  $X_c$ :

$$\ddot{X}_c = \ddot{X}_{rel} + \ddot{X}_r \quad 2.25$$

Substituindo-se a equação 2.25 na equação 2.24, tem-se:

$$m_s \cdot (\ddot{X}_{rel} + \ddot{X}_r) + c_s \cdot \dot{X}_{rel} + k_s \cdot X_{rel} = 0 \quad 2.26$$

A equação 2.26 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$m_s \cdot \ddot{X}_{rel} + c_s \cdot \dot{X}_{rel} + k_s \cdot X_{rel} = -m_s \cdot \ddot{X}_r = m_s \cdot X_{r1} \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad 2.27$$

Substituindo-se as definições apresentadas nas equações 2.4, 2.5 e 2.11, a equação 2.27 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\ddot{X}_{rel} + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_n \cdot \dot{X}_{rel} + \omega_n^2 \cdot X_{rel} = X_{r1} \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad 2.28$$

A solução particular da equação 2.28 é dada por:

$$X_{rel} = \frac{X_{r1} \cdot r^2}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2}} \cdot \sin(\omega \cdot t - \psi) \quad 2.29$$

onde  $\psi$  é dado por:

$$\psi = \tan^{-1} \left( \frac{2 \cdot \zeta \cdot r}{1 - r^2} \right) \quad 2.30$$

Define-se o fator que representa o grau de amplificação da vibração como:

$$\beta_v \equiv \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2 \cdot \zeta \cdot r)^2}} \quad 2.31$$

Desta forma, a equação 2.29 pode ser reescrita como:

$$X_{rel} = X_{r1} \cdot r^2 \cdot \beta_v \cdot \sin(\omega \cdot t - \psi) \quad 2.32$$

A figura 5 ilustra o comportamento do fator de amplificação em função de  $r$  e de  $\zeta$ .

O programa utilizado no *software* Matlab® para a obtenção da figura 5 é mostrado no apêndice A.

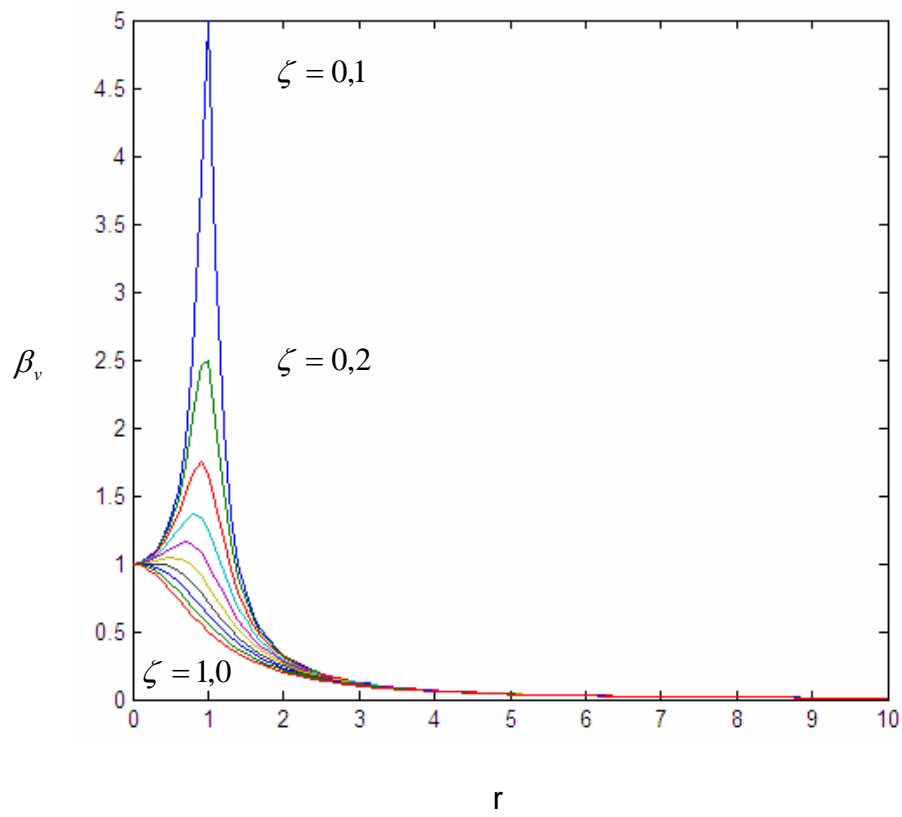


Figura 5 – Fator de amplificação em função de  $r$  e de  $\zeta$

### **3 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES EMPREGADOS EM SUSPENSÕES VEICULARES ATIVAS**

#### **3.1 – Válvula Direcional Proporcional**

As válvulas direcionais proporcionais são responsáveis pelo direcionamento do fluido hidráulico para as câmaras do cilindro hidráulico. Nelas, a vazão de fluido hidráulico é proporcional ao deslocamento do carretel da válvula. Seus principais componentes são: corpo, carretel, solenóide e o transdutor de deslocamento. O carretel é a parte deslizante interna cujo movimento é efetuado pelo solenóide, o qual consiste de um enrolamento de bobinas que, ao receber um sinal de entrada, produz um campo magnético o qual cria a força necessária para o deslocamento do carretel. A figura 6 ilustra os principais componentes de uma válvula direcional proporcional.

Conforme descrito por Rodrigues, De Negri e Valdiero (2003), o comportamento das válvulas eletro-hidráulicas interferem nos sistemas hidráulicos de controle pois estas válvulas são a interface entre os sinais elétricos aplicados aos solenóides e a transmissão da energia hidráulica ao atuador hidráulico.

A seguir será feita a descrição das principais características construtivas e dos principais parâmetros das válvulas direcionais proporcionais, os quais determinam seu desempenho e exercem influência nos sistemas hidráulicos de controle.

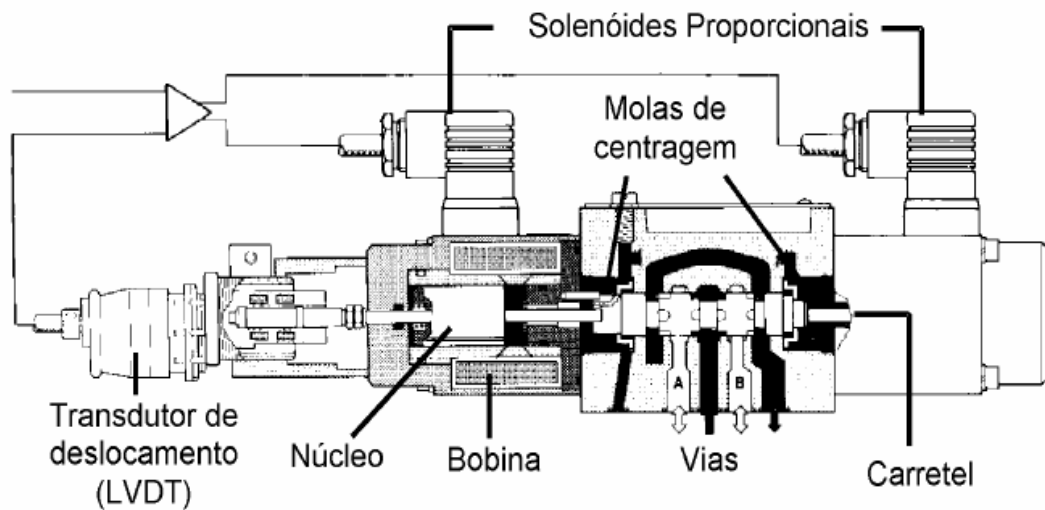


Figura 6 – Válvula direcional proporcional  
(Rodrigues, L. A. H., De Negri, V. J., & Valdiero, A. C., 2003)

O número de vias que uma válvula proporcional possui é uma das principais características construtivas da válvula. Este número indica o número de conexões que a válvula possui entre a bomba hidráulica (ou o reservatório) e o atuador hidráulico. Normalmente, emprega-se válvulas direcionais proporcionais com 3 ou com 4 vias. As válvulas direcionais de 3 vias são empregadas na operação de atuadores de ação simples e atuadores com retorno por mola. Nesta aplicação, a válvula envia pressão do fluido hidráulico para a câmara de extensão do cilindro. Quando o carretel da válvula é acionado para a outra posição, o fluxo para o atuador é bloqueado e a via do atuador é conectada à linha de retorno. Os cilindros de ação simples posicionados verticalmente retornam pela ação do seu próprio peso ou pela ação da carga. Nos cilindros com retorno por mola, é a força resultante da compressão da mola quem promove o retorno da haste do pistão. A figura 7 ilustra uma válvula direcional proporcional de 3 vias.

As válvulas com 4 vias controlam a vazão de fluido hidráulico tanto para a câmara de extensão quanto para a câmara de retração do cilindro hidráulico. Desta forma, elas podem ser empregadas em cilindros de ação dupla. Para desempenhar esta função, o carretel da válvula dirige o fluido hidráulico sob pressão proveniente da bomba hidráulica para uma câmara do atuador, e, ao mesmo tempo, direciona o fluido hidráulico que é expulso do atuador para a linha de retorno. A figura 8 ilustra uma válvula direcional proporcional de 4 vias.

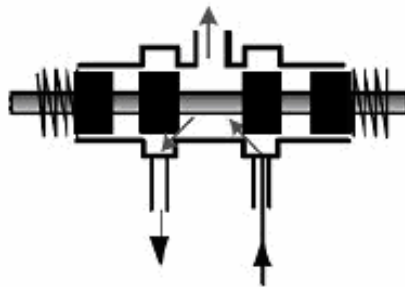


Figura 7 – Válvula direcional proporcional de três vias

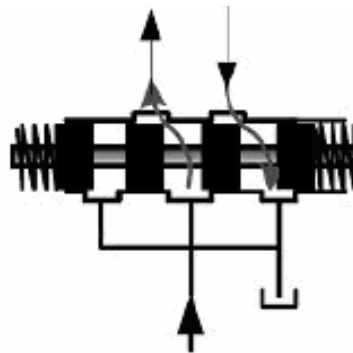


Figura 8 – Válvula direcional proporcional de quatro vias

O tipo de centro é outra característica construtiva relevante de uma válvula direcional proporcional. O tipo de centro diz respeito à sobreposição do carretel em relação aos pórticos das válvulas. Os três tipos possíveis são: supercrítico (sobreposição



positiva), subcrítico (sobreposição negativa) e crítico (sobreposição nula). A figura 9 ilustra os três diferentes tipos de centro possíveis para as válvulas proporcionais.

O tipo de centro mais usual é o supercrítico, o qual apresenta menor vazamento através das folgas entre o carretel e corpo da válvula. O ideal seria o centro crítico, pois este tipo de válvula apresenta linearidade em toda faixa da curva vazão *versus* tensão de controle. Entretanto, com a utilização de processos de fabricação modernos e de alto custo e de circuitos eletrônicos, é possível a obtenção de válvulas de centro supercrítico de alto desempenho que apresentem comportamento aproximadamente linear.

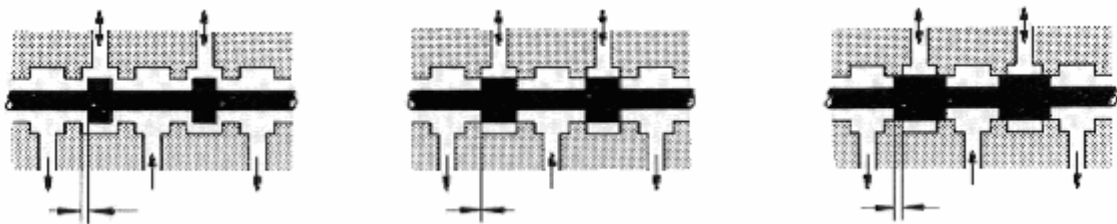


Figura 9 – Tipos de centros de válvulas proporcionais

Considerando-se a situação ideal, onde não há perdas por atrito nem outras não-linearidades além das causadas apenas pela geometria dos pórticos, o comportamento da vazão em função da corrente de controle para os três tipos de centro está ilustrado na figura 10. Mais detalhes sobre a curva e sua obtenção serão dados mais adiante nesta seção.

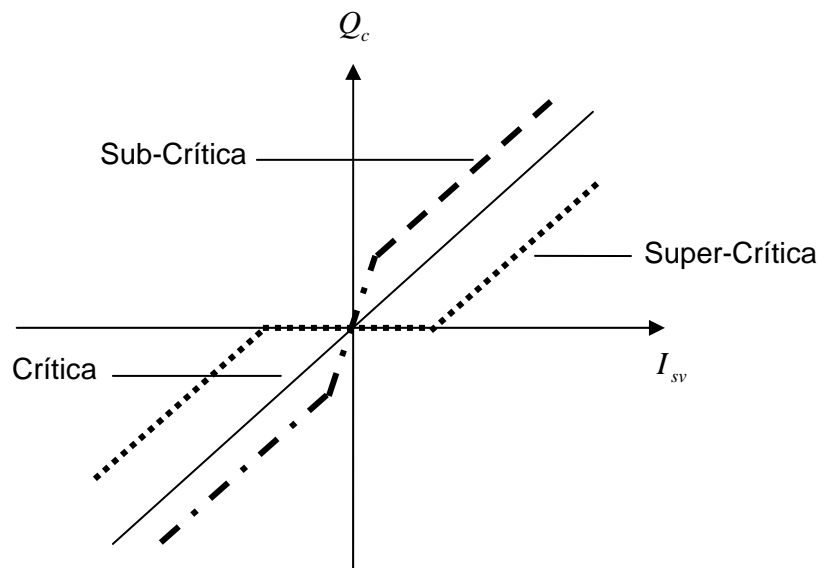


Figura 10 – Comportamento para o três tipos de centros

A simetria dos orifícios é a terceira característica construtiva a se considerar. As válvulas simétricas são aquelas que apresentam a mesma abertura para ambos os lados. Isto acarreta a mesma vazão ao ser acionada por um sinal positivo e negativo de mesma magnitude. Ao contrário, nas válvulas assimétricas, a vazão não é a mesma quando sinais de mesma magnitude de sinais opostos a acionam. Isto ocorre pelo fato de a abertura não ser a mesma para as duas situações.

A seguir, descreve-se os principais parâmetros das válvulas proporcionais direcionais. Para a obtenção da vazão em função da corrente de controle no solenóide da válvula é necessária a execução do teste de vazão. Para a execução deste teste interligam-se as duas vias de trabalho, aplica-se uma pressão constante e varia-se a corrente de controle, obtendo-se a curva da vazão *versus* corrente de controle. Considera-se que a pressão de retorno é nula.

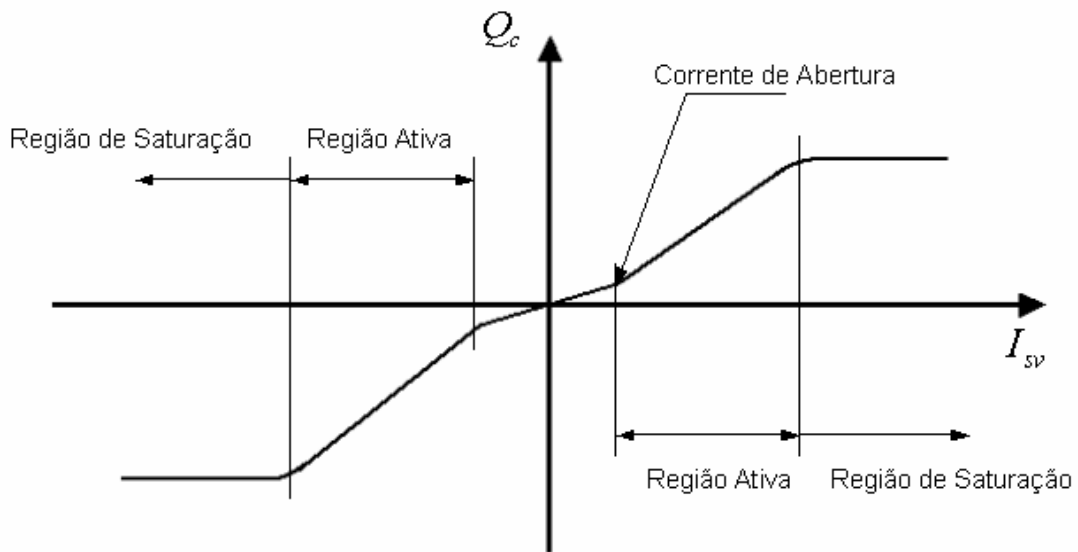


Figura 11 – Vazão versus corrente de controle

- Zona morta:

Conforme ilustrado na figura 11, a zona morta representa a região de não-linearidade próxima ao centro onde a vazão é menor que 1% da vazão de saturação. A existência desta zona é causada basicamente por dois fatores. O primeiro é o aumento da aderência do carretel à parede interna do corpo da válvula em função do rompimento da película de óleo quando o carretel permanece parado na região central. Este rompimento da película de óleo exige uma corrente mínima para que a força de atrito seja vencida e que o movimento seja reiniciado. O outro fator causador da zona morta é a sobreposição do carretel em relação ao pórtico da válvula. Numa determinada faixa de corrente o deslocamento do carretel não abre o orifício de controle para a passagem de fluido.

- Região Ativa:

É a faixa da corrente de controle onde há linearidade na variação da vazão. “A região linear, denominada aqui como região ativa, encontra-se entre a zona morta e a saturação” (Rodrigues, De Negri e Valdiero, 2003).

- Vazão de Saturação:

É a vazão de saída máxima para uma determinada pressão de teste. Esta vazão é obtida com a válvula completamente aberta. Desta forma, pelo fato de o carretel estar no limite mecânico máximo, não haverá aumento da vazão de saída se a corrente de controle for aumentada.

Ganho de Vazão ( $k_q$ ):

A inclinação da curva de vazão pela corrente de controle em torno do ponto de operação determina o ganho de vazão para uma determinada diferença de pressão. O ganho de vazão na zona morta e na região de saturação é considerado nulo. Para a obtenção deste coeficiente, ligam-se os dois pórticos de saída através de um transdutor de vazão e aplica-se um sinal senoidal de baixa frequência. É importante salientar que o ganho de vazão é função da pressão de carga e que afeta diretamente o ganho em malha aberta de um sistema; tendo, portanto, influência direta sobre a estabilidade do sistema. A figura 11 ilustra a curva da vazão pela corrente de controle e a figura 12 ilustra o circuito de teste para a determinação do ganho de vazão em função da corrente de controle.

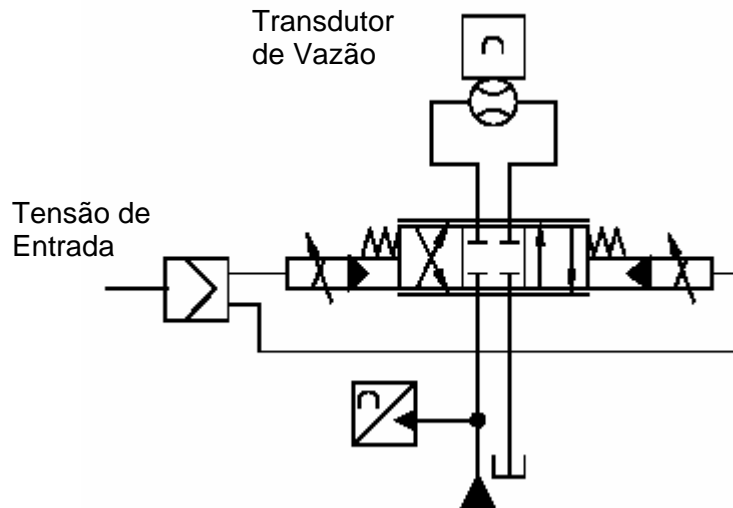


Figura 12 - Circuito de teste para obtenção de  $k_q$  versus corrente de controle  
(De Negri, V. J., 2001)

Ganho de Pressão ( $k_{pr}$ ):

Para a obtenção da curva de pressão pela corrente de controle é necessário executar o teste de pressão, o qual é feito conectando-se os pórticos de trabalho a transdutores de pressão. O ganho de pressão é a inclinação da curva de pressão pela corrente de controle para o ponto de operação.

Conforme descreve Merrit (1967), um baixo ganho de pressão indica que a válvula apresenta grande vazamento quando o carretel está na posição central, o que pode acarretar baixo desempenho do sistema. Ganho de pressão alto permite que a combinação válvula-atuador vença altas cargas de atrito e provoque pequeno erro de posicionamento. O circuito de teste para a determinação do ganho de pressão está ilustrado na figura 13.

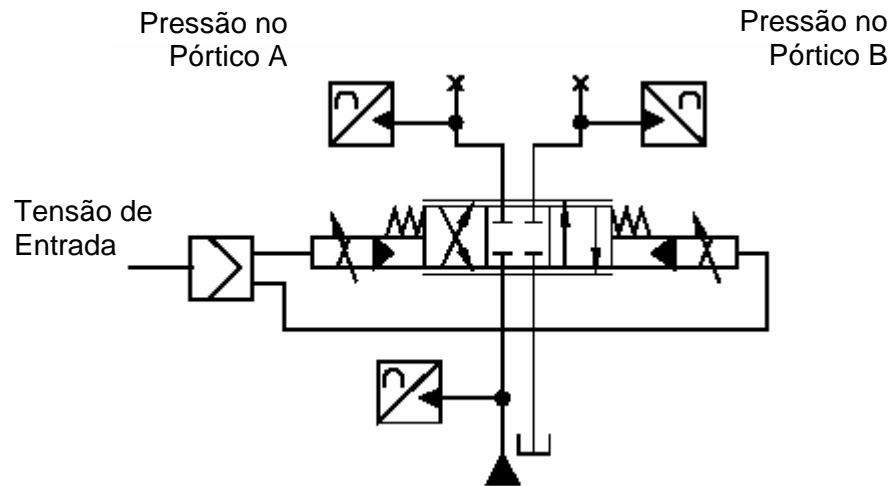


Figura 13 - Circuito de teste para obtenção de  $k_{pr}$  versus corrente de controle  
(De Negri, V. J., 2001)

### 3.2 – Cilindro Hidráulico

Os cilindros hidráulicos são atuadores que transformam trabalho hidráulico em energia mecânica linear. Seus principais elementos são: camisa, pistão móvel e haste. Os tipos de cilindros hidráulicos mais comuns são: cilindros de ação simples, dupla ação, retorno por mola, haste dupla e de múltiplo estágio. Nos cilindros de ação simples, a pressão hidráulica é aplicada somente em um sentido para a movimentação do êmbolo. Já nos cilindros de ação dupla, a pressão pode ser aplicada nos dois sentidos. O cilindro com retorno por mola consiste em um cilindro com aplicação da pressão somente em um sentido com o retorno do êmbolo sendo executado por ação de uma mola. Os cilindros com hastes duplas possuem um pistão com uma haste de cada lado. Quando se deseja um cilindro com curso longo mas com a camisa curta, emprega-se o cilindro de duplo estágio. Este cilindro possui um arranjo multi-tubular da haste que permite tal característica. A figura 14 exemplifica um cilindro de ação simples e a figura 15 ilustra os principais componentes de um cilindro hidráulico.

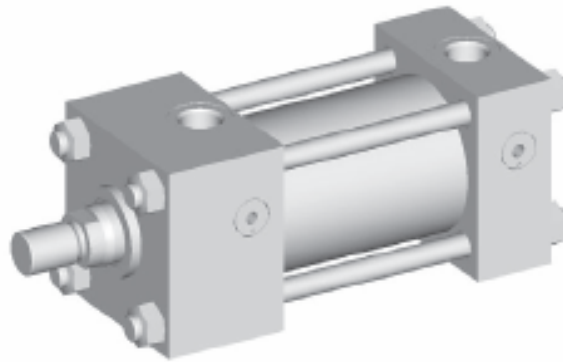


Figura 14 – Cilindro hidráulico de ação simples (cortesia Rexroth)

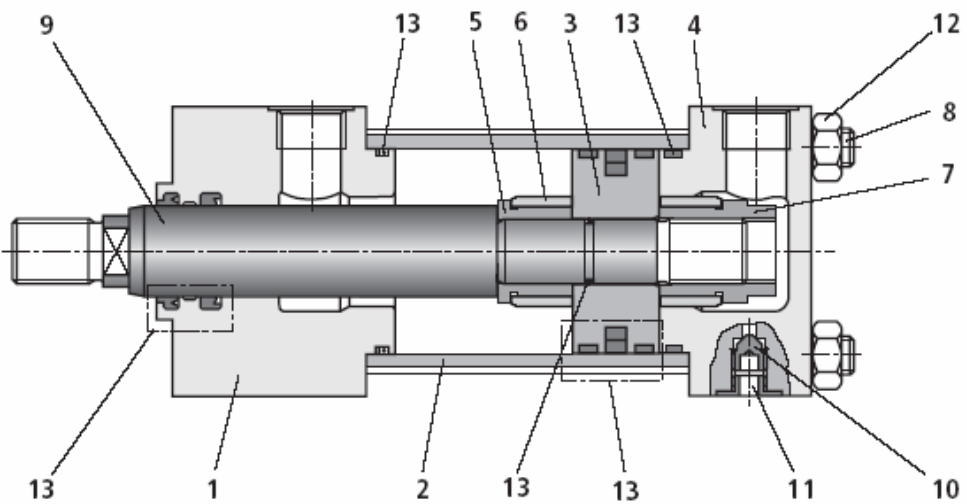


Figura 15 – Componentes típicos de um atuador hidráulico (cortesia Rexroth)

Componentes do atuador ilustrado na figura 15:

- 1 – Cabeçote;
- 2 – Camisa;
- 3 – Êmbolo;
- 4 – Fundo;

- 5 – Bucha adaptadora;
- 6 – Bucha de amortecimento;
- 7 – Porca do êmbolo;
- 8 – Tirante;
- 9 – Haste;
- 10 – Parafuso de desaeração;
- 11 – Tampa de segurança;
- 12 – Porca do tirante;
- 13 – Vedadores;

Sirouspour e Salcudean (2000) em seus estudos sobre controle não-linear de sistemas hidráulicos explicitam a importância dos atuadores hidráulicos em aplicações industriais, principalmente pelo fato de os mesmos serem capazes de gerar forças elevadas, de apresentarem respostas rápidas e de possuírem razão peso-potência favorável.

Contudo, o projeto de controle de cilindros hidráulicos é considerado desafiador em função da não-linearidade presente principalmente em decorrência das características não-lineares de pressão e escoamento do fluido hidráulico, das variações do volume de fluido no interior do cilindro por causa da movimentação do êmbolo e em função da compressibilidade do fluido.



## 4 MODELAGEM DO SISTEMA

O escopo desta seção é a determinação e o estudo dos modelos matemáticos dos componentes que compõem os sistemas hidráulicos empregados nas suspensões veiculares ativas. Inicialmente será feito o estudo e a modelagem da válvula proporcional responsável pelo controle da atuação do cilindro hidráulico, cujo modelo será estudado em seguida. Por último, será apresentado o resultado do conjunto formado pela válvula proporcional e pelo cilindro hidráulico.

### 4.1 – Modelagem dos Circuitos Hidráulicos de Atuação

#### 4.1.1 – Válvula Proporcional

Considera-se que a válvula direcional proporcional é de centro crítico (isto é, com sobreposição nula, apresentando relação linear em toda faixa da curva vazão *versus* tensão de controle) e que é simétrica.

Quando o carretel da válvula se desloca no sentido para o avanço do êmbolo, a pressão de suprimento deixa a válvula e provoca acréscimo da pressão na câmara superior do cilindro, deslocando, assim, o êmbolo para fora da camisa do cilindro. Ao mesmo tempo, o fluido hidráulico na câmara inferior do cilindro é comprimido e forçado a ir para o reservatório.

*4.1.1.1 – Obtenção da função de transferência que relaciona a posição do carretel com a corrente na válvula proporcional*

A figura 16 representa a válvula proporcional de quatro vias e o solenóide que recebe a tensão de controle e promove o posicionamento do carretel da válvula, controlando, desta forma, a atuação do cilindro hidráulico.

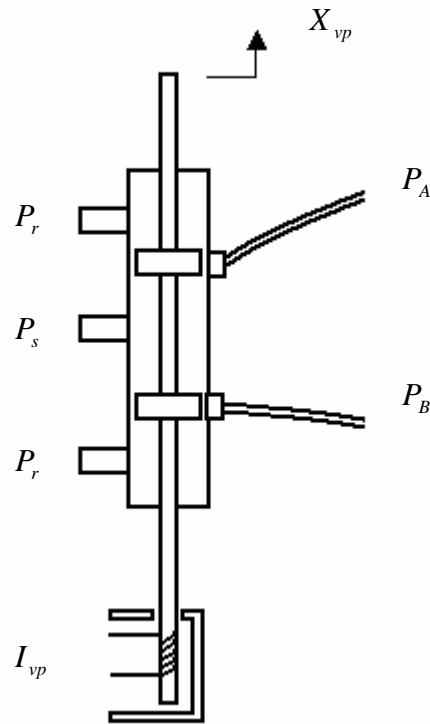


Figura 16 – Válvula direcional proporcional

$P_A$  - pressão do fluido hidráulico na câmara A do cilindro;

$P_B$  - pressão do fluido hidráulico na câmara B do cilindro;

$P_r$  - pressão de retorno;

$P_s$  - pressão de suprimento;

$I_{vp}$  - corrente elétrica na bobina da válvula proporcional;

$X_{vp}$  - posição do carretel da válvula proporcional.

A força na válvula pode ser modelada como descrito a seguir:

$$F_{vp} = C_1 \cdot \dot{X}_{vp} + C_2 \cdot X_{vp} \quad 4.1$$

onde,

$C_1$  - constante empregada no modelamento da força na válvula;

$C_2$  - constante empregada no modelamento da força na válvula;

$F_{vp}$  - força empregada pela bobina da válvula.

A força em bobinas elétricas é proporcional à corrente aplicada. Desta forma, tem-se:

$$f \propto i \rightarrow f = K_b \cdot i \quad 4.2$$

Portanto:

$$F_{vp} = K_b \cdot i_{vp}(t) \quad 4.3$$

onde,

$K_b$  - constante da bobina;

$i_{vp}$  - corrente na bobina da válvula.

Igualando-se as equações 4.1 e 4.3:

$$C_1 \cdot \dot{X}_{vp}(t) + C_2 \cdot X_{vp}(t) = K_b \cdot i_{vp}(t) \quad 4.4$$

Aplicando-se a Transformada de Laplace na equação 4.4, tem-se:

$$C_1 \cdot s \cdot X_{vp}(s) + C_2 \cdot X_{vp}(s) = K_b \cdot I_{vp}(s) \quad 4.5$$

Definindo-se  $\tau \equiv \frac{C_1}{C_2}$  (constante de tempo) e substituindo-o na equação 4.5, tem-se:

$$(\tau \cdot s + 1) \cdot X_{vp}(s) = \frac{K_b}{C_2} \cdot I_{vp}(s) \quad 4.6$$

Definindo-se  $K_{vp} = \frac{K_b}{C_2}$  (constante da válvula proporcional) e substituindo-se na equação 4.6, tem-se:

$$(\tau \cdot s + 1) \cdot X_{vp}(s) = K_{vp} \cdot I_{vp}(s) \quad 4.7$$

Que fornece a função de transferência para a válvula proporcional:

$$\frac{X_{vp}(s)}{I_{vp}(s)} = \frac{K_{vp}}{\tau \cdot s + 1} \quad 4.8$$

Esta função de transferência foi utilizada no modelo estudado por Chantranuwathana e Peng (2000) e o diagrama de blocos está ilustrado na figura 17.

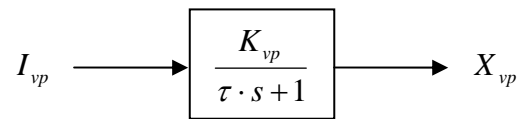


Figura 17 – Diagrama de blocos para a posição do carretel da válvula proporcional

#### 4.1.1.2 – Equação da Vazão de Controle Não-Linearizada

Através da aplicação da equação de Bernoulli (conservação da energia ao longo de um escoamento) é possível a obtenção da vazão através de cada orifício da válvula. Para a análise, considera-se fluido ideal com escoamento unidimensional e incompressível em regime permanente.

Com a aplicação da equação de Bernoulli entre a seção 1 e a seção 2 indicadas na figura 18 tem-se:

$$p_1 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 + \rho \cdot g \cdot z_1 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 + \rho \cdot g \cdot z_2 \quad 4.9$$

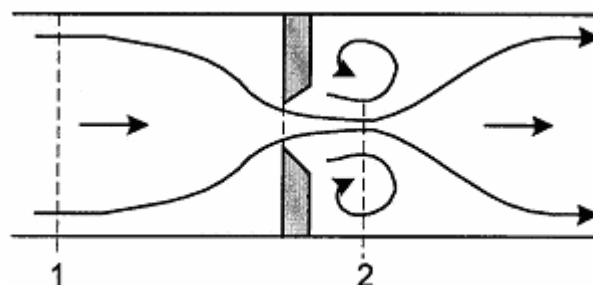


Figura 18 - Representação do escoamento de um fluido em um orifício

Pode-se desprezar  $v_1$  em relação a  $v_2$  pois a área do ponto 2 é desprezível em relação à área do ponto 1. Adicionalmente, como variação de altura não é significativa, é possível desprezar-se o termo  $\rho \cdot g \cdot (z_2 - z_1)$ . Desta forma, a equação de Bernoulli torna-se:

$$p_1 = p_2 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 \quad 4.10$$

que pode ser reescrita da seguinte forma:

$$v_2^2 = \frac{2 \cdot \Delta p}{\rho} \quad 4.11$$

A vazão pode ser expressa por:

$$q = A \cdot v \quad 4.12$$

Substituindo-se a equação 4.11 na equação 4.12, tem-se:

$$q = A_2 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad 4.13$$

A área  $A_2$  é dada por Merrit (1967):

$$A_2 = c_{co} \cdot A_0 \quad 4.14$$

onde  $c_{co}$  é o coeficiente de contração.

Em função do atrito, a velocidade no ponto 2 ( $v_2$ ) é um pouco menor. Um fator empírico ( $c_v$  - coeficiente de velocidade) é introduzido para compensar este efeito.

Desta forma, a equação da vazão em um orifício é dada por:

$$q_v = c_d \cdot A_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad 4.15$$

Onde  $c_d$  é o coeficiente de descarga, que, conforme Merrit (1967), é aproximadamente 0.6 para todos os orifícios.

A vazão no pórtilo A (figura 19) é dada por:

$$q_{va} = q_{v3} - q_{v4} \quad 4.16$$

Similarmente, a vazão no pórtilo B (figura 19) é dada por:

$$q_{vb} = q_{v6} - q_{v5} \quad 4.17$$

Para uma válvula crítica com geometria ideal, na qual os orifícios são iguais e simétricos, tem-se:

$$q_{v4} = q_{v5} = 0 \quad \text{para } x \geq 0$$

$$q_{v3} = q_{v6} = 0 \text{ para } x \leq 0,$$

$$A_3(x) = A_6(-x) = A_5(-x)$$

4.19

$$A_4(x) = A_5(x) = A_6(-x)$$

As áreas acima podem ser expressas por:

$$A(x) = w \cdot x$$

4.20

onde  $w$  é a largura do pórtico e  $x$  é o deslocamento do carretel da válvula proporcional.

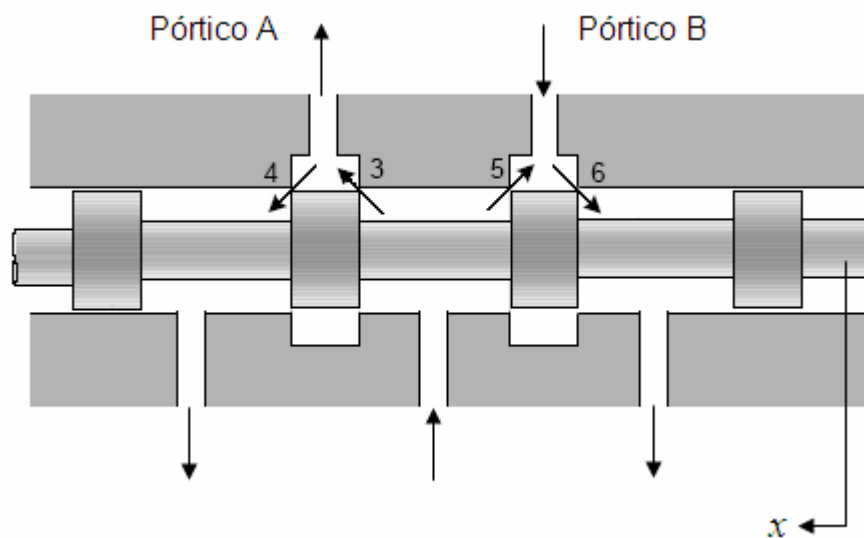


Figura 19 – Carretel da válvula direcional proporcional

Definindo-se a pressão de carga (ou pressão de controle) como:



$$p_c \equiv p_A - p_B \quad 4.21$$

é possível exprimir-se a vazão de controle em uma válvula de 4 vias da seguinte forma:

$$q = c_d \cdot w \cdot x \cdot \sqrt{\frac{p_s - \text{sgn}(x) \cdot p_c}{\rho}} \quad 4.22$$

#### 4.1.1.3 – Linearização da equação da vazão de controle

A equação 4.22 que exprime a vazão de controle em uma válvula de 4 vias é não-linear. É possível a linearização desta equação em torno de um ponto de operação “i” da seguinte forma:

$$q_c - q_{ci} = \left. \frac{\partial q}{\partial x} \right|_i (x - x_i) + \left. \frac{\partial q}{\partial p_c} \right|_i (p_c - p_{ci}) \quad 4.23$$

onde:

$q_{ci}$  - vazão de controle no ponto de operação “i”;

$p_{ci}$  - pressão de carga no ponto de operação “i”;

$x_i$  - posição do carretel no ponto “i”;

$\delta q$  - variação da vazão de controle em relação ao ponto de operação ( $\delta q = q - q_i$ );

$\delta x$  - variação do deslocamento em relação ao ponto de operação ( $\delta x = x - x_i$ );

$\delta p_c$  - variação da pressão de carga em relação ao ponto de operação

$$(\delta p_c = p_c - p_{ci}).$$

Abaixo define-se o ganho de vazão ( $k_{qi}$ ), o ganho de pressão ( $k_{pi}$ ) e o coeficiente de vazão-pressão ( $k_{ci}$ ).

$$k_{qi} \equiv \left. \frac{\partial q}{\partial x} \right|_i \quad k_{ci} \equiv \left. \frac{\partial q}{\partial p_c} \right|_i \quad k_{pi} \equiv \left. \frac{\partial p_c}{\partial x} \right|_i = \frac{k_{qi}}{k_{ci}} \quad 4.24$$

O ponto central de operação das válvulas é dado por:

$$q_i = x_i - p_{ci} = 0 \quad 4.25$$

No caso estudado, o ponto central de operação é o ponto com o carretel da válvula centrado. Desta forma, tem-se:

$$q_0 = x_0 - p_{c0} = 0 \quad 4.26$$

Portanto, a equação da vazão de controle linearizada é dada por:

$$Q_c(s) = K_{qo} \cdot X_{vp}(s) - K_{co} \cdot P_c(s) \quad 4.27$$

onde,

$K_{qo}$  - ganho de vazão

$K_{co}$  - coeficiente de vazão-pressão

$X_{vp}$  - posição do carretel da válvula proporcional

A figura 20 ilustra o diagrama de blocos que representa a equação 4.27.

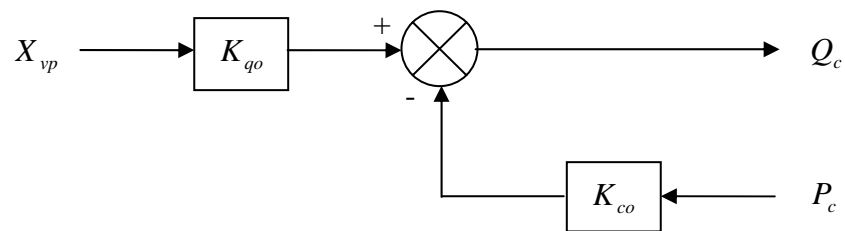


Figura 20 – Diagrama de blocos para a vazão de controle

#### 4.1.2 – Cilindro Hidráulico

A figura 21 a seguir representa o cilindro hidráulico responsável pelo emprego da força requerida no sistema da suspensão ativa. Esta força será responsável pela melhoria das características de desempenho do veículo com o emprego de um sistema de suspensão veicular ativa.

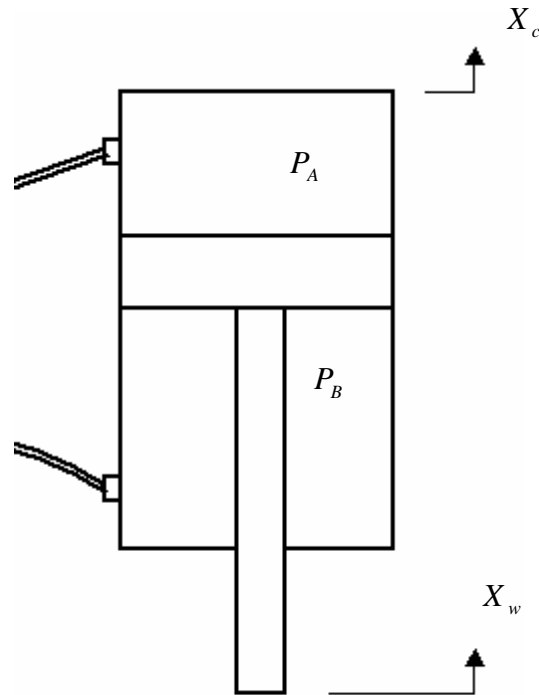


Figura 21 – Cilindro hidráulico

onde,

$X_c$  - posição da carroceria

$X_w$  - posição do roda

$P_A$  - pressão hidráulica na câmara superior do cilindro

$P_B$  - pressão hidráulica na câmara inferior do cilindro

#### 4.1.2.1 – Equação da Pressão de Carga

Com a aplicação da equação da continuidade (ou equação da conservação da massa) em um volume de controle definido em cada câmara do cilindro hidráulico é possível o entendimento dos fenômenos físicos que ocorrem em um atuador hidráulico.

O princípio físico da conservação da massa estabelece que a massa em um volume de controle definido por uma superfície de controle é constante; ou seja, o fluxo de massa através da superfície de controle é igual à variação da massa no interior do volume de controle. A formulação da conservação da massa é dada por:

$$\int_{SC} \rho \cdot \vec{v} \cdot d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{SC} \rho \cdot dV = 0 \quad 4.28$$

Fazendo a análise para um volume de controle genérico, e assumindo que o escoamento é unidimensional, que a massa específica e a pressão são uniformemente distribuídas, que a vazão em cada seção é dada por  $A \cdot v$  e que a velocidade do escoamento utilizada é a velocidade média em cada seção, obtém-se a equação que determina a diferença entre a vazão que entra e a vazão que sai de um volume de controle:

$$q_1 - q_2 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{\beta} \cdot \frac{dP}{dt} \quad 4.29$$

onde,

$q$  - vazão

$V$  - volume

$\beta$  - módulo de compressibilidade

$P$  - pressão

Aplicando-se a equação 4.29 às duas câmaras do cilindro, tem-se:

$$q_A = q_{entra} + \frac{dV_A}{dt} + \frac{V_A}{\beta} \cdot \frac{dP_A}{dt} \quad 4.30$$

$$q_B = q_{entra} - \frac{dV_B}{dt} - \frac{V_B}{\beta} \cdot \frac{dP_B}{dt} \quad 4.31$$

Exprimindo-se os volumes das câmaras A e B como mostrado a seguir e definindo-se a vazão de controle como a vazão média nas duas câmaras como na equação 4.33, tem-se:

$$V_A = V_{A0} + A \cdot x \quad \text{e} \quad V_B = V_{B0} - A \cdot x \quad 4.32$$

$$q = \frac{q_A + q_B}{2} \quad 4.33$$

e, desprezando-se o vazamento interno, pode-se escrever a equação da continuidade para um cilindro hidráulico como:

$$q = A \cdot \frac{dx}{dt} + \frac{V}{4 \cdot \beta} \cdot \frac{dP_c}{dt} \quad 4.34$$

onde,

$V = V_A + V_B$  - volume total das câmaras do cilindro

A equação da continuidade para um cilindro hidráulico (equação 4.34) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$Q_c = \frac{V_t}{4 \cdot \beta} \cdot \frac{d}{dt} P_c + A_p \frac{d}{dt} (X_c - X_w) \quad 4.35$$

Fazendo a transformada de Laplace da equação 4.35, tem-se:

$$Q_c(s) = \frac{V_t}{4 \cdot \beta} \cdot s \cdot P_c(s) + A_p \cdot s \cdot (X_c(s) - X_w(s)) \quad 4.36$$

Ao isolar-se a pressão de carga, a equação 4.36 torna-se:

$$P_c(s) = \frac{4 \cdot \beta}{V_t} \cdot \frac{1}{s} \cdot [Q_c(s) - A_p \cdot s \cdot (X_c(s) - X_w(s))] \quad 4.37$$

Levando-se em consideração a presença de ar no fluido hidráulico e o efeito da dilatação dos dutos e das paredes do cilindro, emprega-se o módulo de compressibilidade efetivo ( $\beta_e$ ), conforme discutido em De Negri (2001). Portanto, a equação para a pressão de carga de um cilindro hidráulico é dada por:

$$P_c(s) = \frac{4 \cdot \beta_e}{V_t} \cdot \frac{1}{s} \cdot [Q_c(s) - A_p \cdot s \cdot (X_c(s) - X_w(s))] \quad 4.38$$

O diagrama de blocos que representa a equação 4.38 é:

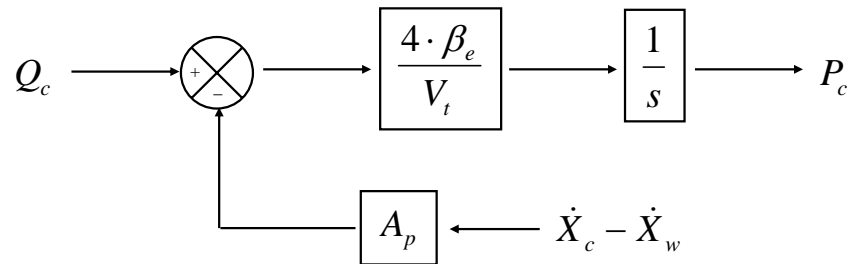


Figura 22 – Diagrama de blocos para a pressão de carga

#### 4.1.2.2 – Equação do Movimento

Com a aplicação da segunda Lei de Newton no cilindro hidráulico (figura 21), é possível a obtenção da equação que representa a força necessária para a movimentação do êmbolo do cilindro hidráulico para análise linear, conforme descrito por De Negri (2001):

$$F_a = A_p \cdot (P_A - P_B) = M \cdot \frac{d^2}{dt^2}(x) + B \cdot \frac{d}{dt}(x) + K \cdot (x) + F_{at} \quad 4.39$$

onde,

$A_p$  - área do pistão;

$P_A$  - pressão na câmara A;

$P_B$  - pressão na câmara B;

$M$  - massa total;

$B$  - coeficiente de atrito viscoso;

$K$  - constante de rigidez;



$F_{at}$  - força de atrito;

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

$$F_a = A_p \cdot (P_A - P_B) = M \cdot \frac{d^2}{dt^2}(X_C - X_W) + B \cdot \frac{d}{dt}(X_C - X_W) \quad 4.40$$

Reescrevendo-se a equação 4.40, tem-se:

$$P_C = \frac{1}{A_p} \cdot \left[ M \cdot \frac{d^2}{dt^2}(X_C - X_W) + B \cdot \frac{d}{dt}(X_C - X_W) \right] \quad 4.41$$

onde,

$P_C = P_A - P_B$  - pressão de carga;

Aplicando a transformada de Laplace da equação 4.41 e supondo condições iniciais nulas, tem-se:

$$P_C(s) = \frac{1}{A_p} \cdot \left[ M \cdot s^2 \cdot (X_C(s) - X_W(s)) + B \cdot s \cdot (X_C(s) - X_W(s)) \right] \quad 4.42$$

que pode ser reescrita da forma a seguir, explicitando-se a diferença entre a posição da carroceria do veículo e a posição do eixo da roda:

$$X_c(s) - X_w(s) = \frac{1}{s} \left[ \frac{P_c(s) \cdot A_p}{M \cdot s + B} \right] \quad 4.43$$

O diagrama de blocos representativo da equação 4.43 é:

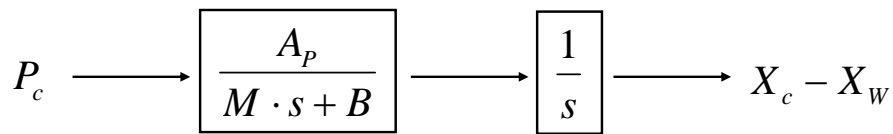


Figura 23 – Diagrama de blocos para  $X_c - X_w$

#### 4.1.3 – Conjunto válvula direcional proporcional e cilindro hidráulico

A figura 24 representa o conjunto formado pela válvula proporcional e pelo cilindro hidráulico. O pórtico A da válvula é conectado à câmara superior do cilindro e é o responsável pelo controle do fluido hidráulico nesta câmara promovendo a extensão ou retração do êmbolo do atuador. De forma análoga, o pórtico B é ligado à câmara inferior do cilindro, controlando o fluido hidráulico nesta câmara.

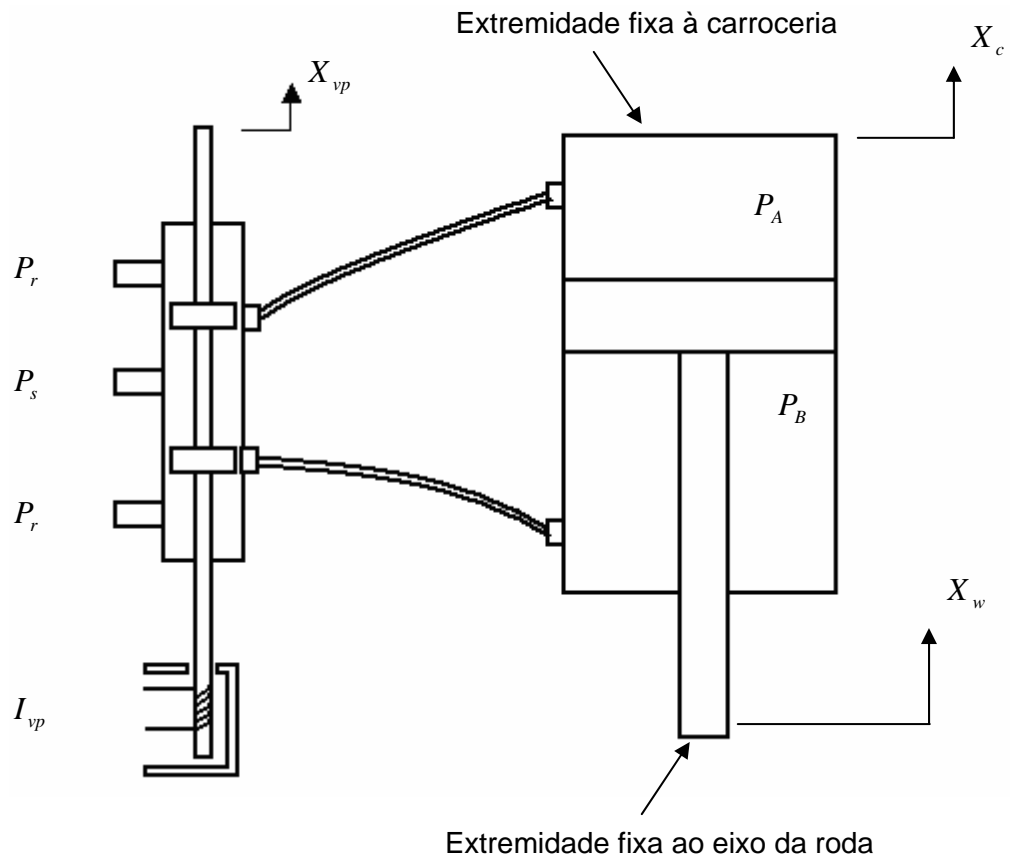


Figura 24 – Válvula direcional proporcional e cilindro hidráulico

Combinando-se os diagramas de blocos ilustrados nas figuras 17, 20, 22 e 23 obtém-se o diagrama de blocos para o sistema (figura 25).

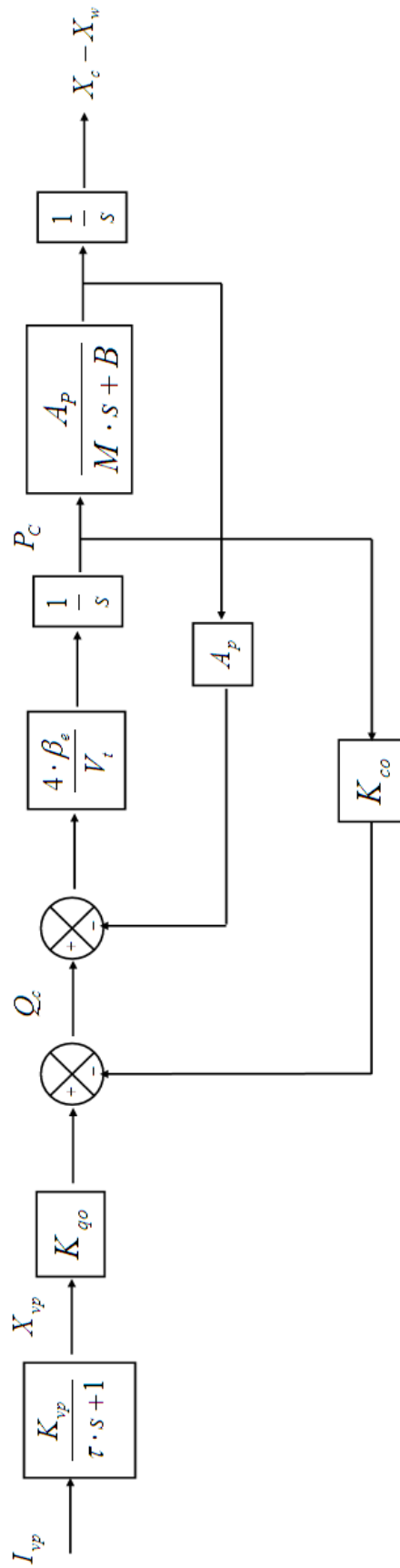


Figura 25 – Diagrama de blocos para o sistema formado pela válvula proporcional e pelo cilindro hidráulico

## 4.2 – Determinação das Equações Dinâmicas do Sistema de Suspensão

Um modelo típico de  $\frac{1}{4}$  de um veículo está ilustrado na figura 26. 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 se verifica em Lin e Kanellakopoulos (1995), em Yi, Wargelin e Hedrick (1992) e em Zhou e Zhang (2003).

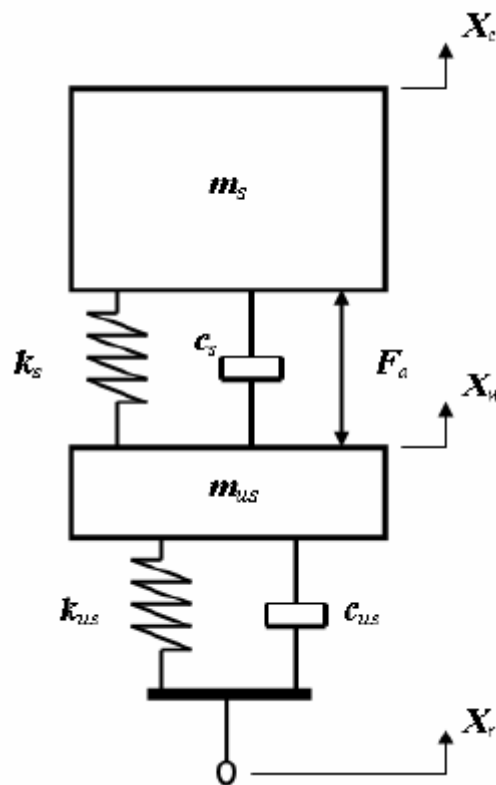


Figura 26 – Modelo de  $\frac{1}{4}$  de suspensão veicular

A energia cinética e a energia potencial do sistema são descritas pelas equações 4.44 e 4.45.

$$T = \frac{1}{2} \cdot m_{us} \cdot \dot{X}_w^2 + \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot \dot{X}_c^2 \quad 4.44$$

$$V = \frac{1}{2} \cdot k_{us} \cdot (X_w - X_r)^2 + \frac{1}{2} \cdot k_s \cdot (X_c - X_w)^2 \quad 4.45$$

Através da equação de Lagrange, é possível a obtenção das equações que representam a dinâmica do sistema da suspensão. O funcional Lagrangeano (Garcia 1997) é dado por:

$$L = T - V \quad 4.46$$

onde,

$L$  - funcional Lagrangeano;

$T$  - Energia Cinética;

$V$  - Energia Potencial.

Equação de Lagrange é dada pela equação 4.47:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}} = Q \quad 4.47$$

onde,

$q$  - vetor coordenadas generalizadas;

$Q$  - vetor forças externas;

$R$  - energia dissipada;

Substituindo-se as equações 4.44 e 4.45 na equação 4.46, o funcional Lagrangeano para o sistema em questão fica:

$$L = \frac{1}{2} \cdot m_{us} \cdot \dot{X}_w^2 + \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot \dot{X}_c^2 - \frac{1}{2} \cdot k_{us} \cdot (X_w - X_r)^2 - \frac{1}{2} \cdot k_s \cdot (X_c - X_w)^2 \quad 4.48$$

e a energia dissipada é dada por:

$$R = \frac{1}{2} \cdot c_{us} \cdot (\dot{X}_w - \dot{X}_r) + \frac{1}{2} \cdot c_s \cdot (\dot{X}_c - \dot{X}_w)^2 \quad 4.49$$

- Análise para  $X_w$ :

A equação 4.47 pode ser rescrita da seguinte forma:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{X}_w} \right) - \frac{\partial L}{\partial X_w} + \frac{\partial R}{\partial \dot{X}_w} = Q \quad 4.50$$

A partir das equações 4.48 e 4.49, tem-se:

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_w} = m_{us} \cdot \dot{X}_w \Rightarrow \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{X}_w} \right) = m_{us} \cdot \ddot{X}_w \quad 4.51$$

$$\frac{\partial L}{\partial X_w} = -k_{us} \cdot (X_w - X_r) + k_s \cdot (X_c - X_w) \quad 4.52$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{X}_w} = c_{us} \cdot (\dot{X}_w - \dot{X}_r) - c_s \cdot (\dot{X}_c - \dot{X}_w) \quad 4.53$$

Substituindo-se as equações 4.51, 4.52 e 4.53 na equação 4.50, tem-se a primeira equação dinâmica para o modelo ilustrado na figura 26:

$$m_{us} \cdot \ddot{X}_w = k_{us} \cdot (X_r - X_w) + c_{us} \cdot (\dot{X}_r - \dot{X}_w) - k_s \cdot (X_w - X_c) - c_s \cdot (\dot{X}_w - \dot{X}_c) - F_a \quad 4.54$$

- Análise para  $X_c$ :

A equação 4.47 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{X}_c} \right) - \frac{\partial L}{\partial X_c} + \frac{\partial R}{\partial \dot{X}_c} = Q \quad 4.55$$

A partir das equações 4.48 e 4.49, tem-se:

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{X}_c} = m_s \cdot \dot{X}_c \Rightarrow \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{X}_c} \right) = m_s \cdot \ddot{X}_c \quad 4.56$$

$$\frac{\partial L}{\partial X_c} = -k_s \cdot (X_c - X_w) \quad 4.57$$

$$\frac{\partial R}{\partial \dot{X}_c} = c_s \cdot (\dot{X}_c - \dot{X}_w) \quad 4.58$$

Substituindo-se as equações 4.56, 4.57 e 4.58 na equação 4.55 tem-se a segunda equação dinâmica para o modelo ilustrado na figura 26:



$$m_s \cdot \ddot{X}_c = k_s \cdot (X_w - X_c) + c_s \cdot (\dot{X}_w - \dot{X}_c) + F_a \quad 4.59$$

Portanto, as equações 4.54 e 4.59 são as equações que representam a dinâmica do sistema ilustrado na figura 26. A partir destas equações obtém-se o diagrama de blocos da suspensão conforme a figura 27.

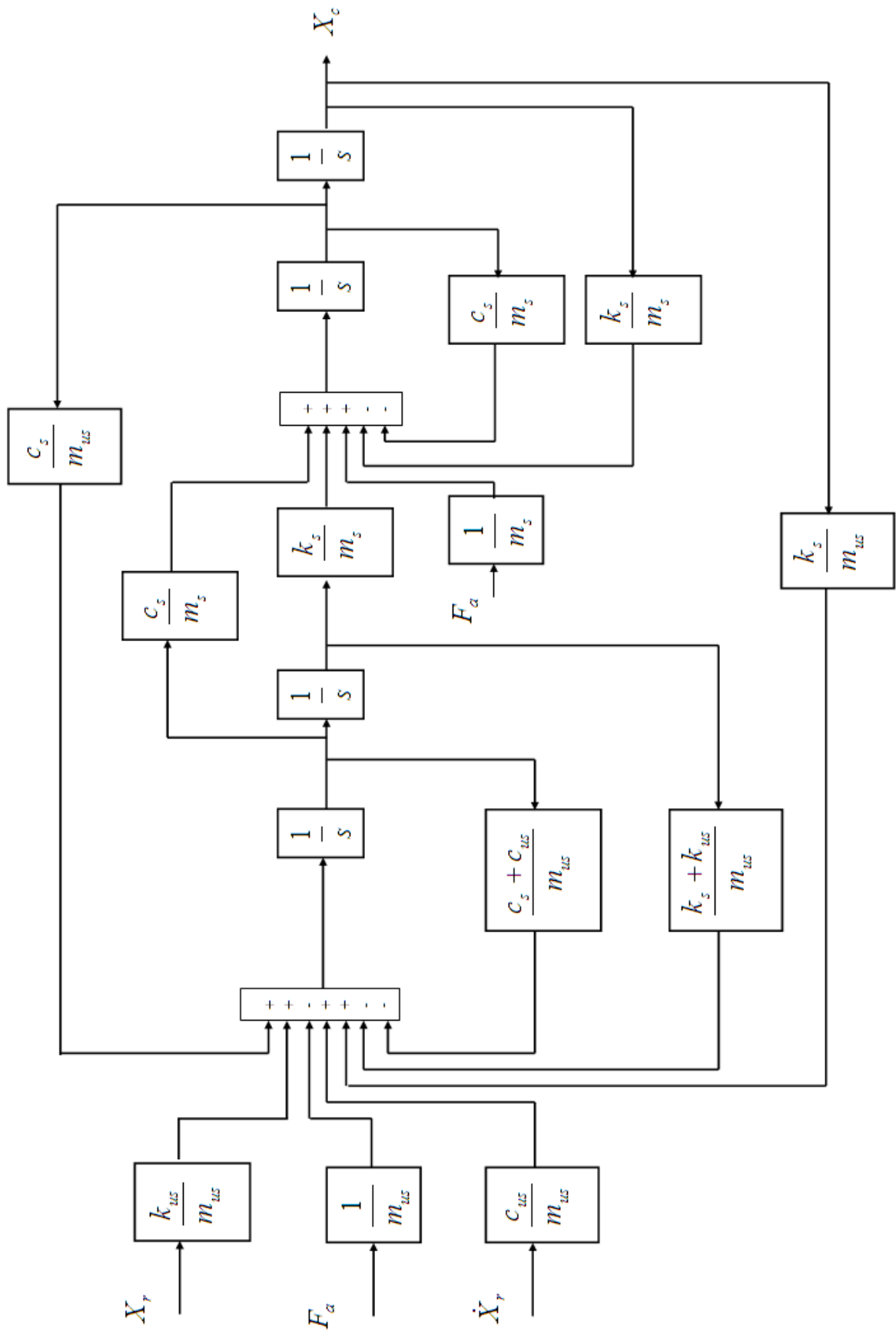


Figura 27 – Diagrama de blocos para o sistema ativo de suspensão veicular

### 4.3 – Dedução das Equações de Estado

A partir das equações que representam a dinâmica do sistema da suspensão (equações 4.54 e 4.59) obtidas anteriormente serão determinadas as equações de estado para o sistema.

Inicialmente, define-se  $x_1$ ,  $x_2$  e  $x_3$  como indicado a seguir:

$$x_1 \equiv X_c \quad 4.60$$

$$x_2 \equiv \dot{x}_1 = \dot{X}_c \quad 4.61$$

$$x_3 \equiv X_c - X_w = x_1 - X_w \quad 4.62$$

As equações 4.54 e 4.59 podem ser reescritas da seguinte forma, respectivamente:

$$\ddot{X}_c = -\frac{c_s}{m_s} \cdot (\dot{X}_c - \dot{X}_w) - \frac{k_s}{m_s} \cdot (X_c - X_w) + \frac{F_a}{m_s} \quad 4.63$$

$$\ddot{X}_w = \frac{c_s}{m_{us}} \cdot (\dot{X}_c - \dot{X}_w) + \frac{k_s}{m_{us}} \cdot (X_c - X_w) + \frac{c_{us}}{m_{us}} \cdot (\dot{X}_r - \dot{X}_w) +$$

$$\frac{k_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - X_w) - \frac{F_a}{m_{us}} \quad 4.64$$

Substituindo-se a derivada da equação 4.62 nas equações 4.63 e 4.64, tem-se:

$$\ddot{X}_c = -\frac{c_s}{m_s} \cdot \dot{x}_3 - \frac{k_s}{m_s} \cdot x_3 + \frac{F_a}{m_s} \quad 4.65$$

$$\ddot{X}_w = \frac{c_s}{m_{us}} \cdot \dot{x}_3 + \frac{k_s}{m_{us}} \cdot x_3 + \frac{c_{us}}{m_{us}} \cdot (\dot{X}_r - \dot{X}_w) + \frac{k_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - X_w) - \frac{F_a}{m_{us}} \quad 4.66$$

A segunda derivada da equação 4.62 é dada por:

$$\ddot{x}_3 = \ddot{X}_c - \ddot{X}_w \quad 4.67$$

Substituindo-se as equações 4.65 e 4.66 na equação 4.67 tem-se:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_3 = & -\left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}}\right) \cdot \dot{x}_3 - \left(\frac{k_s}{m_s} + \frac{k_s}{m_{us}}\right) \cdot x_3 - \frac{c_{us}}{m_{us}} \cdot (\dot{X}_r - \dot{X}_w) - \\ & \frac{k_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - X_w) + \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}}\right) \cdot F_a \end{aligned} \quad 4.68$$

cuja integral é dada por:

$$\dot{x}_3 = -\left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}}\right) \cdot x_3 - \frac{c_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - X_w) +$$

$$\int \left[ -\left( \frac{k_s}{m_s} + \frac{k_s}{m_{us}} \right) \cdot x_3 - \frac{k_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - X_w) + \left( \frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}} \right) \cdot F_a \right] dt \quad 4.69$$

A seguir, define-se  $x_4$  como:

$$x_4 \equiv \int \left[ -\left( \frac{k_s}{m_s} + \frac{k_s}{m_{us}} \right) \cdot x_3 - \frac{k_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - X_w) + \left( \frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}} \right) \cdot F_a \right] dt \quad 4.70$$

A derivada da equação 4.70 é dada por:

$$\dot{x}_4 = -\left( \frac{k_s}{m_s} + \frac{k_s}{m_{us}} \right) \cdot x_3 - \frac{k_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - X_w) + \left( \frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}} \right) \cdot F_a \quad 4.71$$

A equação 4.62 pode ser reescrita da seguinte forma:

$$X_w = x_1 - x_3 \quad 4.72$$

Substituindo-se a equação 4.72 na equação 4.71, tem-se:

$$\dot{x}_4 = -\left( \frac{k_s}{m_s} + \frac{k_s}{m_{us}} \right) \cdot x_3 - \frac{k_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - x_1 + x_3) + \left( \frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}} \right) \cdot F_a \quad 4.73$$

Esta é a quarta equação de estado para o sistema analisado.

Substituindo-se a equação 4.62 e a equação 4.70 na equação 4.69, obtém-se a terceira equação de estado para o sistema.

$$\dot{x}_3 = -\left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}}\right) \cdot x_3 - \frac{c_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - x_1 + x_3) + x_4 \quad 4.74$$

Com a substituição da equação 4.74 na equação 4.63 tem-se a seguinte equação para  $\ddot{X}_c$ :

$$\ddot{X}_c = -\frac{c_s}{m_s} \cdot \left[ -\left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}}\right) \cdot x_3 - \frac{c_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - X_c + x_3) + x_4 \right] - \frac{k_s}{m_s} \cdot x_3 + \frac{F_a}{m_s} \quad 4.75$$

que pode ser reescrita conforme mostrado a seguir.

$$\ddot{X}_c = \frac{c_s}{m_s} \cdot \left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}}\right) \cdot x_3 + \frac{c_s}{m_s} \cdot \frac{c_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - X_c + x_3) - \frac{c_s}{m_s} \cdot x_4 - \frac{k_s}{m_s} \cdot x_3 + \frac{F_a}{m_s} \quad 4.76$$

Substituindo-se a equação 4.60 na equação 4.76 e rearranjando-se os termos, tem-se a segunda equação de estado para o sistema analisado.

$$\ddot{X}_c = -\frac{c_s}{m_s} \cdot \frac{c_{us}}{m_{us}} \cdot x_1 + \left[ \frac{c_s}{m_s} \cdot \left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}} + \frac{c_{us}}{m_{us}}\right) - \frac{k_s}{m_s} \right] \cdot x_3 - \frac{c_s}{m_s} \cdot x_4 + \frac{F_a}{m_s} + \frac{c_s}{m_s} \cdot \frac{c_{us}}{m_{us}} \cdot X_r \quad 4.77$$

A seguir são listadas as equações de estado para o sistema representado pela figura 26.

$$\dot{x}_1 = \dot{X}_c \quad 4.78$$

$$\dot{x}_2 = \ddot{X}_c = -\left(\frac{c_s}{m_s} \cdot \frac{c_{us}}{m_{us}}\right) \cdot x_1 + \left[\frac{c_s}{m_s} \cdot \left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}} + \frac{c_{us}}{m_{us}}\right) - \frac{k_s}{m_s}\right] \cdot x_3 -$$

$$\frac{c_s}{m_s} \cdot x_4 + \frac{F_a}{m_s} + \left(\frac{c_s}{m_s} \cdot \frac{c_{us}}{m_{us}}\right) \cdot X_r \quad 4.79$$

$$\dot{x}_3 = \dot{X}_c - \dot{X}_w = -\left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}}\right) \cdot x_3 - \frac{c_{uc}}{m_{us}} \cdot (X_r - x_1 + x_3) + x_4 \quad 4.80$$

$$\dot{x}_4 = -\left(\frac{k_s}{m_s} + \frac{k_s}{m_{us}}\right) \cdot x_3 - \frac{k_{us}}{m_{us}} \cdot (X_r - x_1 + x_3) + \left(\frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}}\right) \cdot F_a \quad 4.81$$

A seguir, as equações de estado são apresentadas na forma matricial. Ressalta-se que a saída é  $x_3$ .

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{c_s}{m_s} \cdot \frac{c_{us}}{m_{us}} & 0 & \frac{c_s}{m_s} \cdot \left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}} + \frac{c_{us}}{m_{us}}\right) - \frac{k_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} \\ \frac{c_{us}}{m_{us}} & 0 & -\left(\frac{c_s}{m_s} + \frac{c_s}{m_{us}} + \frac{c_{us}}{m_{us}}\right) & 1 \\ \frac{k_{us}}{m_{us}} & 0 & -\left(\frac{k_s}{m_s} + \frac{k_s}{m_{us}} + \frac{k_{us}}{m_{us}}\right) & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m_s} & \frac{c_s \cdot c_{us}}{m_s \cdot m_{us}} \\ 0 & -\frac{c_{us}}{m_{us}} \\ \frac{1}{m_s} + \frac{1}{m_{us}} & -\frac{k_{us}}{m_{us}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_a \\ X_r \end{bmatrix} \quad 4.82$$

$$y = [0 \ 0 \ 1 \ 0] \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + [0 \ 0] \cdot \begin{bmatrix} F_a \\ X_r \end{bmatrix} \quad 4.83$$

#### 4.4 – Modelagem Utilizando Função de Transferência

A proposta da estratégia de controle com controlador PID apresentada mais adiante neste estudo utilizará a modelagem do sistema através de função de transferência. Portanto, a modelagem utilizando função de transferência é requerida.

Aplicando a transformada de Laplace das equações dinâmicas que representam a dinâmica do sistema da suspensão veicular (equações 4.54 e 4.59), tem-se:

$$(m_s \cdot s^2 + c_s \cdot s + k_s) \cdot X_c(s) - (c_s \cdot s + k_s) \cdot X_w(s) = F_a(s) \quad 4.84$$

$$-(c_s \cdot s + k_s) \cdot X_c(s) + (m_{us} \cdot s^2 + (c_s + c_{us}) \cdot s + (k_s + k_{us})) \cdot X_w(s)$$

$$= (c_{us} \cdot s + k_{us}) \cdot X_r(s) - F_a(s) \quad 4.85$$



As equações 4.84 e 4.85 podem ser escritas na forma matricial conforme a seguir:

$$\begin{bmatrix} (m_s \cdot s^2 + c_s \cdot s + k_s) & -(c_s \cdot s + k_s) \\ -(c_s \cdot s + k_s) & (m_{us} \cdot s^2 + (c_s + c_{us}) \cdot s + (k_s + k_{us})) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_c(s) \\ X_w(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{a(s)} \\ (c_{us} \cdot s + k_{us}) \cdot X_r(s) - F_a(s) \end{bmatrix} \quad 4.86$$

Em seguida, define-se a matriz  $A$  como:

$$A \equiv \begin{bmatrix} (m_s \cdot s^2 + c_s \cdot s + k_s) & -(c_s \cdot s + k_s) \\ -(c_s \cdot s + k_s) & (m_{us} \cdot s^2 + (c_s + c_{us}) \cdot s + (k_s + k_{us})) \end{bmatrix} \quad 4.87$$

Desta forma,

$$\begin{bmatrix} X_c(s) \\ X_w(s) \end{bmatrix} = \frac{1}{\det A} \cdot \begin{bmatrix} a_1 & b_1 \\ c_1 & d_1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_{a(s)} \\ (c_{us} \cdot s + k_{us}) \cdot X_r(s) - F_a(s) \end{bmatrix} \quad 4.88$$

Para a equação 4.88, os coeficientes da matriz são dados por:

$$a_1 = (m_{us} \cdot s^2 + (c_s + c_{us}) \cdot s + (k_s + k_{us})) \quad 4.89$$

$$b_1 = c_1 = (c_s \cdot s + k_s) \quad 4.90$$

$$d_1 = (m_s \cdot s^2 + c_s \cdot s + k_s) \quad 4.91$$

Através de manipulação algébrica obtém-se a seguinte equação:

$$\begin{bmatrix} X_c(s) \\ X_w(s) \end{bmatrix} = \frac{1}{\det A} \cdot \begin{bmatrix} a_2 & b_2 \\ c_2 & d_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F_a(s) \\ X_r(s) \end{bmatrix} \quad 4.92$$

Para a equação 4.92, os coeficientes da matriz são dados por:

$$a_2 = m_{us} \cdot s^2 + b_{us} \cdot s + k_{us} \quad 4.93$$

$$b_2 = (c_s \cdot c_{us} \cdot s^2 + (c_s \cdot k_{us} + c_{us} \cdot k_s) \cdot s + k_s \cdot k_{us}) \quad 4.94$$

$$c_2 = -m_s \cdot s^2 \quad 4.95$$

$$d_2 = (m_s \cdot c_{us} \cdot s^3 + (m_s \cdot k_{us} + c_s \cdot c_{us}) \cdot s^2 + (c_s \cdot k_{us} + c_{us} \cdot k_s) \cdot s + k_s \cdot k_{us}) \quad 4.96$$

Quando se deseja considerar apenas  $F_a(s)$ , faz-se  $X_r(s) = 0$ . Desta forma, a função de transferência que fornece o deslocamento relativo das massas da carroceria e da roda tendo a força externa como entrada é:

$$\frac{X_c(s) - X_w(s)}{F_a(s)} = \frac{(m_s + m_{us}) \cdot s^2 + c_{us} \cdot s + k_{us}}{\det A} \equiv \frac{NumP}{DenP} \quad 4.97$$

De forma análoga, a função de transferência que fornece o deslocamento relativo das massas da carroceria e da roda tendo  $X_r$  como entrada é:

$$\frac{X_c(s) - X_w(s)}{X_r(s)} = \frac{-m_s \cdot c_{us} \cdot s^3 - m_s \cdot k_{us} \cdot s^2}{\det A} \equiv \frac{Num2}{Den2} \quad 4.98$$

## 5 SISTEMAS DE CONTROLE PROPOSTOS

Nesta seção são descritos os dois métodos de projeto de sistemas de controle propostos neste estudo para um controle ativo de uma suspensão automotiva. A primeira proposta é feita utilizando abordagem de projeto de sistemas de controle com alocação de pólos para um sistema modelado no espaço de estados e a proposta seguinte emprega controlador PID com o sistema modelado utilizando função de transferência.

### 5.1 – Proposta de Sistema de Controle através da Retroação de Estado

Para o sistema de controle através da retroação de estado serão utilizadas as equações de estado 4.82 e 4.83 determinadas anteriormente. Deve-se notar que o controlador é capaz de controlar apenas a força exercida pelo atuador, não podendo, obviamente, exercer qualquer controle sobre a perturbação oriunda da estrada ( $X_r$ ).

Conforme pode-se observar nas equações de estado para o sistema, a matriz de entrada é uma matriz 4 x 2; contudo, apenas a primeira coluna é requerida para o controle da força  $F_a$ . Portanto, a segunda coluna desta matriz não será utilizada para o controle.

A proposta de controle é caracterizada basicamente pela alocação dos pólos de malha fechada em  $-12,5+9 \cdot j$   $-12,5-9 \cdot j$   $-40$   $-90$ , para o sistema representado na figura 26 com a utilização dos parâmetros listados na tabela 1. O

valor dos pólos foram obtidos empiricamente. A resposta da simulação executada para a obtenção do comportamento de  $X_c - X_w$  quando há uma perturbação degrau de 15 cm de altura é mostrada na próxima seção.

A alocação dos pólos de malha fechada em  $-12,5 + 9 \cdot j$   $-12,5 - 9 \cdot j$   $-40$   $-90$ , fornece a matriz de ganho  $K$  de realimentação de estado a seguir obtida através da utilização da fórmula de Ackermann (Ogata, 2003). No apêndice A está mostrado o programa que determina  $K$ .

$$K = [5,8085 \quad -0,0280 \quad 0,4801 \quad -0,0255]$$

O gráfico do lugar das raízes exibindo o posicionamento dos pólos de malha fechada está ilustrado pela figura 28.

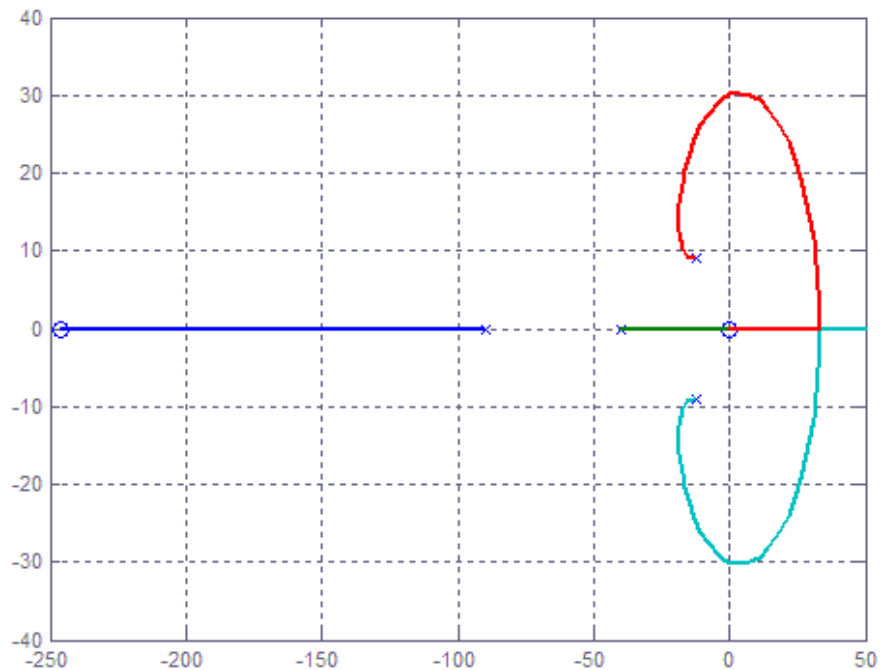


Figura 28 – Gráfico do lugar das raízes

## 5.2 – Proposta de Sistema de Controle através de Controle PID

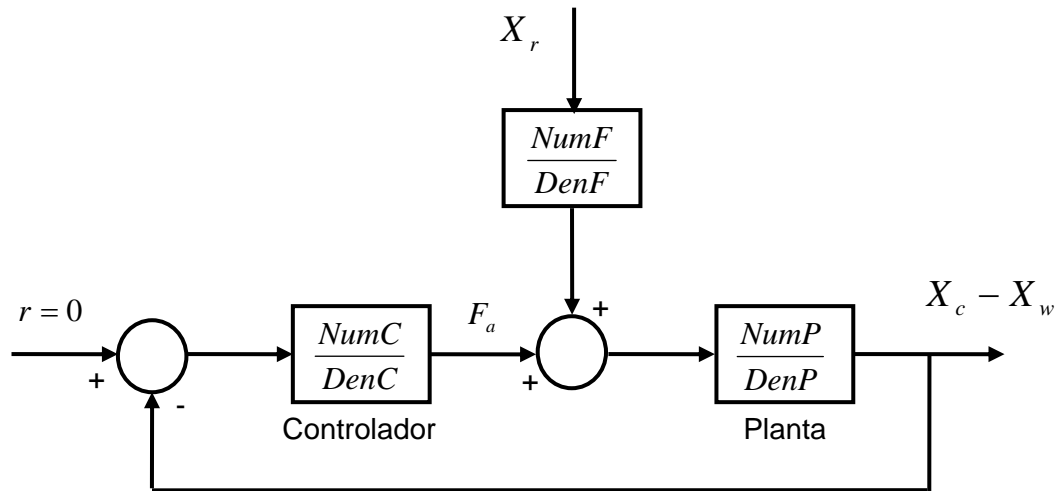


Figura 29 – Diagrama do sistema com controle PID

Pelo diagrama do sistema com controle PID ilustrado na figura 29, tem-se que:

$$\left[ X_r \cdot \frac{NumF}{DenF} - (X_c - X_w) \cdot \frac{NumC}{DenC} \right] \cdot \frac{NumP}{DenP} = X_c - X_w \quad 5.1$$

Rescrevendo-se a equação 5.1, obtém-se a função de transferência para o sistema com controle PID.

$$\frac{X_c - X_w}{X_r} = \frac{NumP \cdot NumF \cdot DenC}{DenF \cdot (DenP \cdot DenC + NumP \cdot NumC)} \quad 5.2$$

$NumC$  e  $DenC$  são dados por:

$$NumC = K_d \cdot s^2 + K_p \cdot s + K_i \quad 5.3$$

$$DenC = s \quad 5.4$$

onde,

$K_d$  - ganho derivativo;

$K_p$  - ganho proporcional;

$K_i$  - ganho integrativo;

$NumP$  e  $DenP$  são dados pela equação 4.97:

$$NumP = (m_s + m_{us}) \cdot s^2 + c_{us} \cdot s + k_{us} \quad 5.5$$

$$DenP = \det A \quad 5.6$$

- Determinação de  $NumF$  e  $DenF$  :

Pelo diagrama do sistema com controle PID ilustrado na figura 29, tem-se que:

$$\frac{NumF}{DenF} \cdot Planta = \frac{X_c - X_w}{X_r} \quad 5.7$$

Portanto,

$$\frac{NumF}{DenF} \cdot \frac{NumP}{DenP} = \frac{X_c - X_w}{X_r} \quad 5.8$$

Como  $\frac{X_c - X_w}{X_r} = \frac{Num2}{Den2}$  (conforme definido pela equação 4.98), tem-se:

$$\frac{NumF}{DenF} \cdot \frac{NumP}{DenP} = \frac{Num2}{Den2} \quad 5.9$$

Como  $DenP = Den2$  (veja equações 4.97 e 4.98), tem-se:

$$\frac{NumF}{DenF} = \frac{Num2}{NumP} \quad 5.10$$

Portanto,

$$NumF = Num2 = -m_s \cdot c_{us} \cdot s^3 - m_s \cdot k_{us} \cdot s^2 \quad 5.11$$

$$DenF = NumP = (m_s + m_{us}) \cdot s^2 + c_{us} \cdot s + k_{us} \quad 5.12$$

As equações 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, 5.6, 5.11 e 5.12 definem o projeto de controle PID proposto para o sistema de suspensão ativa. Como é mostrado na próxima seção, através de uma seleção adequada dos parâmetros do controlador é possível obtenção da otimização do comportamento das massas da carroceria e da roda em um modelo de ¼ de suspensão veicular ativa com a implementação de uma estratégia de controle utilizando controlador PID.



Para a simulação do sistema com controle ativo através de controle PID foram utilizados os ganhos listados a seguir, os quais foram obtidos empiricamente.

$$K_p = 12.000$$

$$K_i = 2.500$$

$$K_d = 3.500$$

## 6 SIMULAÇÕES E RESULTADOS

Apresenta-se inicialmente o comportamento dos deslocamentos 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 1,0 segundo (entre os instantes 1,0 s a 2,0 s). Este comportamento está ilustrado na figura 30. A linha contínua representa a posição do eixo da roda e a linha tracejada representa a posição da carroceria do veículo.

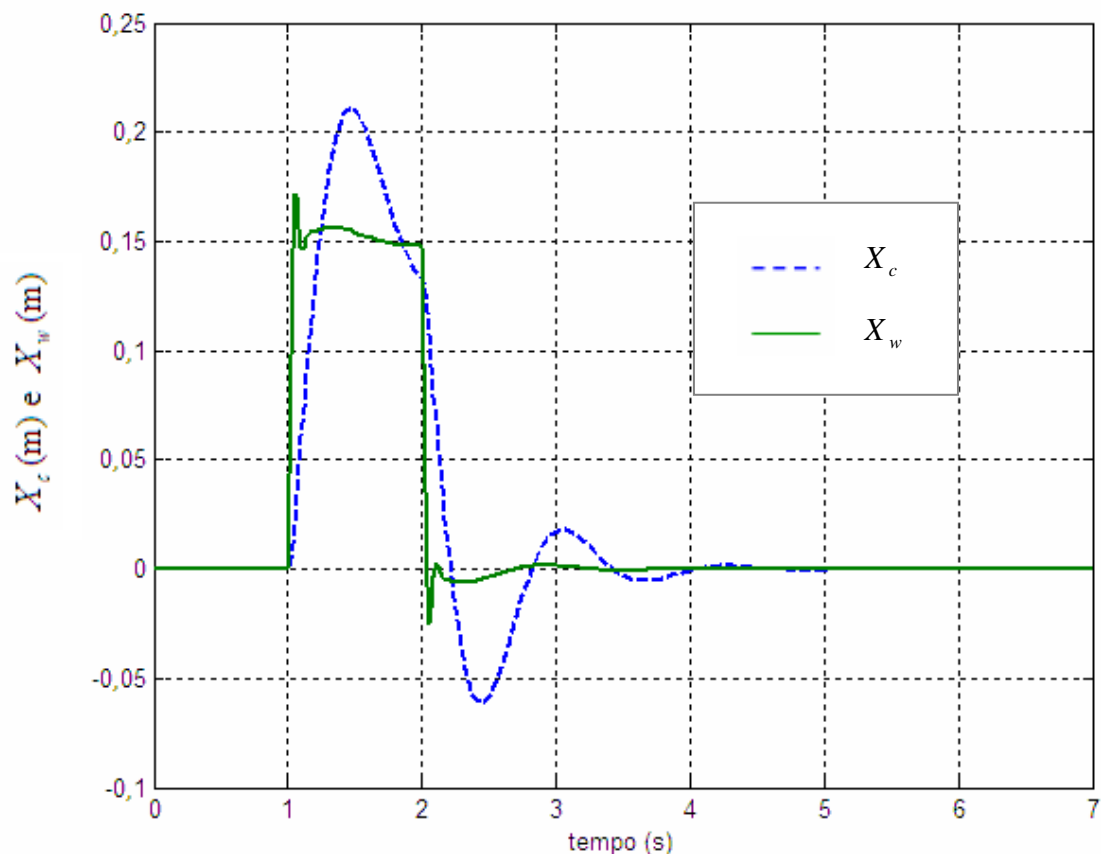


Figura 30 – Comportamento de  $X_c$  e  $X_w$  em uma suspensão passiva (obstáculo de 15 cm de altura)

Em seguida, promove-se a simulação do sistema ilustrado na figura 26 considerando um pavimento sem obstáculos (isto é, regular e uniforme) e tendo  $F_a$  como entrada em duas condições: inicialmente como uma força constante de 100 N e em seguida como uma força também de 100 N que atua por 1 segundo, permitindo que a carroceria e a roda retornem às suas posições iniciais. O comportamento da carroceria (linha tracejada) e da roda do veículo (linha contínua) para a primeira condição está ilustrado na figura 31, e o comportamento para a segunda condição está ilustrado na figura 32.

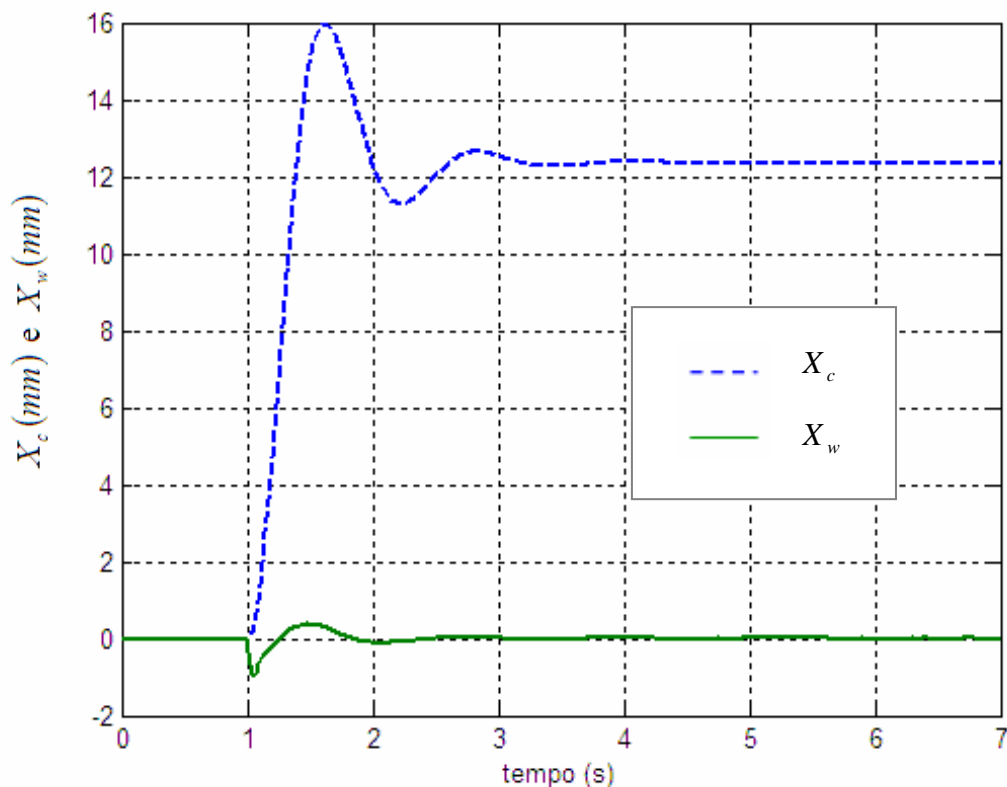


Figura 31 – Comportamento de  $X_c$  e  $X_w$  tendo  $F_a$  como entrada

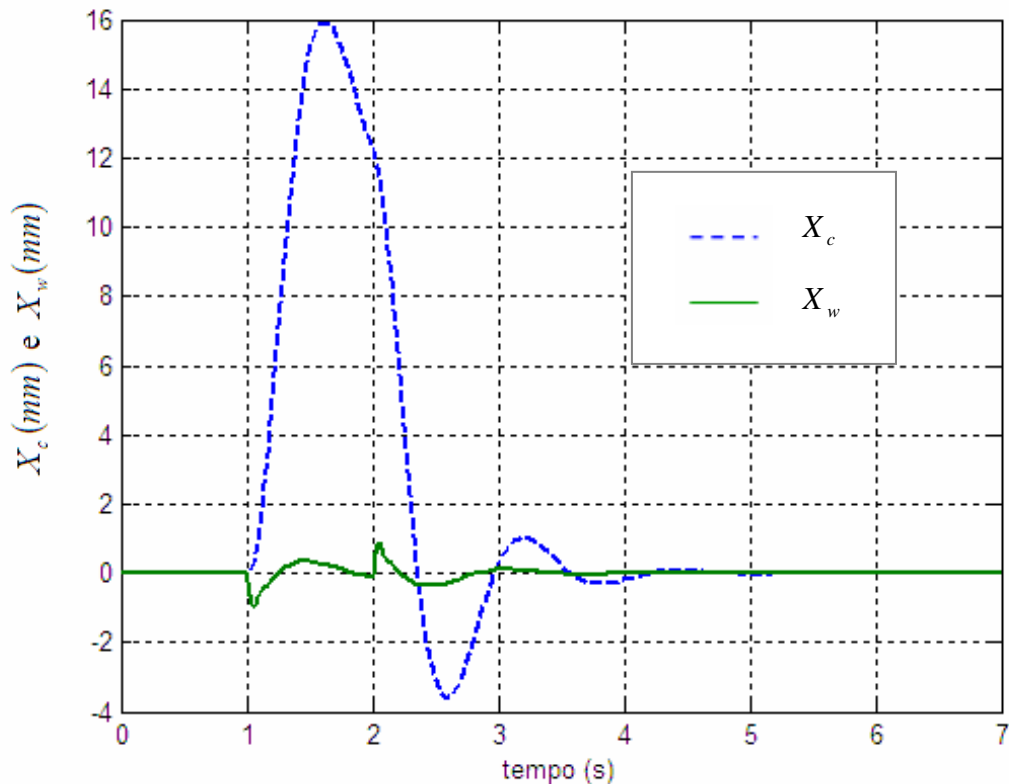


Figura 32 – Comportamento de  $X_c$  e  $X_w$  tendo  $F_a$  como entrada (atuação por 1 segundo)

Para o sistema formado pela válvula proporcional e pelo cilindro hidráulico, efetuou-se a simulação aplicando uma tensão na válvula no intervalo de tempo de 1 segundo (entre os instantes 1,0 s a 2,0 s), retornando ao valor nulo em seguida. Como pode-se observar na figura 33, a massa da carroceria foi afastada da massa da roda; este afastamento foi de 3,5 mm para o a tensão aplicada. A figura 34 ilustra o comportamento do carretel da válvula proporcional com a aplicação da tensão no solenóide da válvula.

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 válvula estão ilustrados nas figuras 35 e 36.

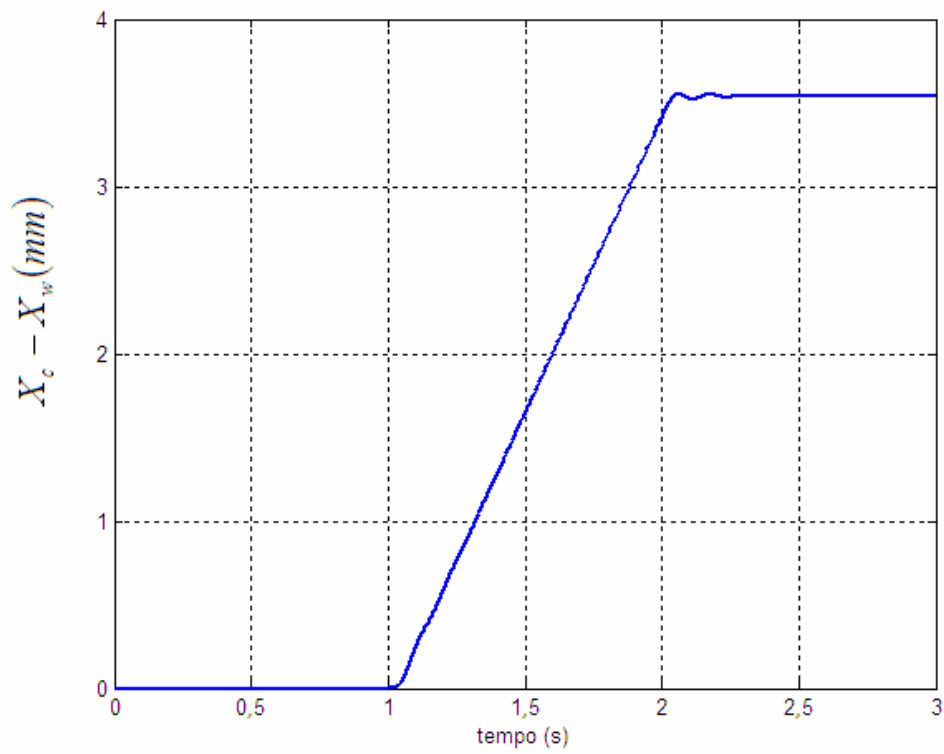


Figura 33 – Comportamento de  $X_c - X_w$  tendo  $I_{vp}$  como entrada

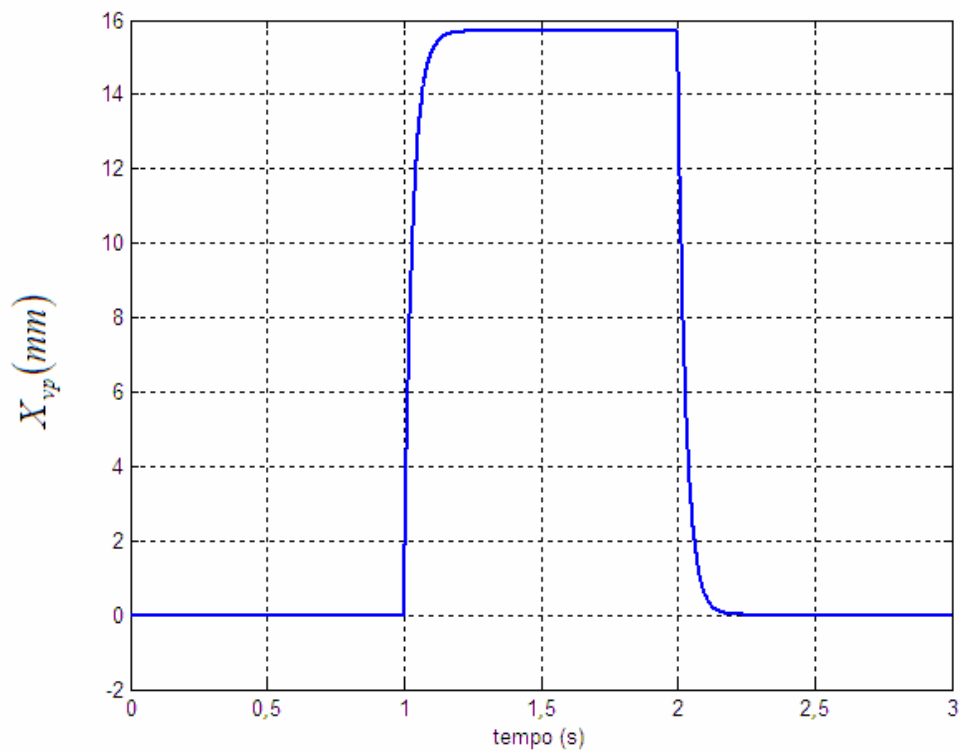


Figura 34 – Posição do carretel da válvula proporcional

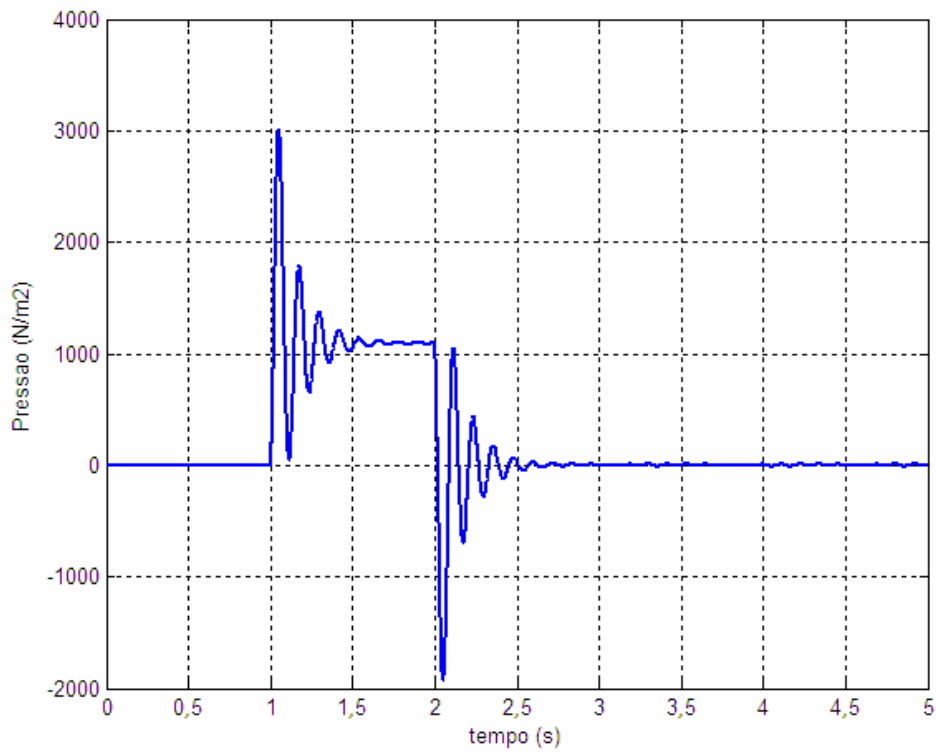


Figura 35 – Pressão de carga

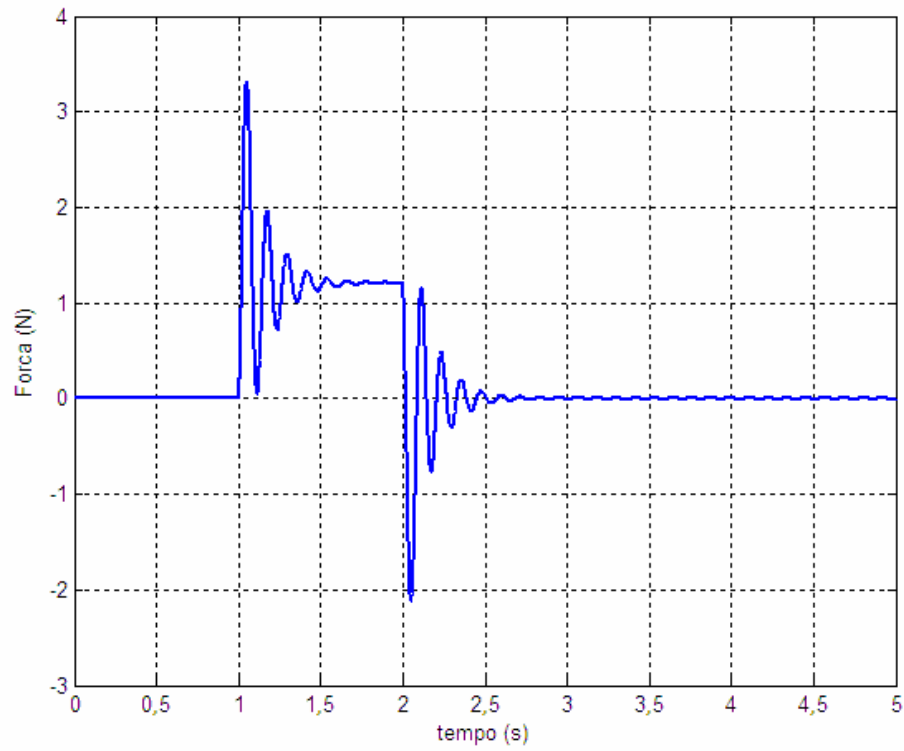


Figura 36 – Força aplicada pelo atuador hidráulico

A figura 37 ilustra o comportamento de  $X_c - X_w$  em malha aberta (suspensão passiva), o comportamento em malha fechada com alocação dos pólos e o comportamento do sistema com a implementação de um controle PID quando o sistema é perturbado por um obstáculo de 15 cm de altura. A linha traço-ponto magenta representa a resposta em malha aberta, a linha verde tracejada representa a resposta com alocação de pólos e linha azul contínua representa a resposta com controle PID.

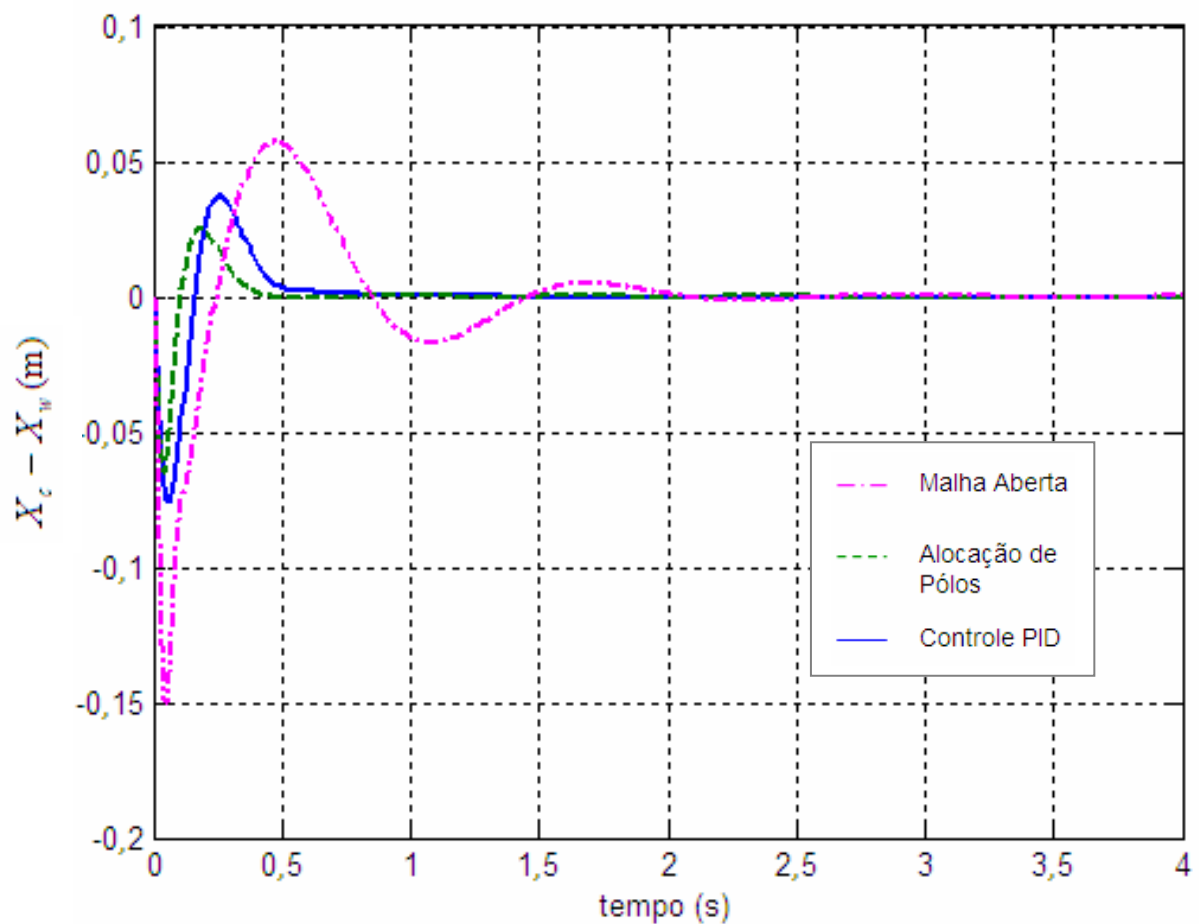


Figura 37 – Comportamento das respostas em M.A., com controle PID e com alocação de pólos

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

Tabela 1 – Parâmetros utilizados nas simulações

$A_p$	0,0011 m <sup>2</sup>	Área do pistão do atuador hidráulico
$B$	340 N.s/m	Coeficiente de atrito viscoso
$\beta_e$	1,6x10 <sup>6</sup> N/m <sup>2</sup>	Módulo de compressibilidade efetivo
$c_s$	1.145 N.s/m	Coeficiente de amortecimento (carroceria)
$c_{us}$	415 N.s/m	Coeficiente de amortecimento (pneu)
$K_{co}$	2,7x10 <sup>-11</sup> m <sup>5</sup> /N.s	Coeficiente de vazão-pressão da válvula proporcional
$K_{qo}$	0,00025 m <sup>3</sup> /V.s	Ganho de vazão da válvula proporcional
$c_s$	8.090 N/m	Constante de rigidez (carroceria)
$K_{vp}$	0,0157 m/A	Constante da válvula proporcional
$k_{us}$	10.2000 N/m	Constante de rigidez (pneu)
$m_s$	253 Kg	Massa da carroceria
$m_{us}$	26 Kg	Massa da roda
$\tau$	0,03 s	Constante de tempo da válvula
$V_t$	0,00011 m <sup>3</sup>	Volume total do cilindro



## 7 COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

A modelagem de  $\frac{1}{4}$  de uma suspensão ativa e de um sistema atuador ativo composto por uma válvula proporcional direcional e por um cilindro hidráulico de dupla ação foi efetuada. Para este propósito, realizaram-se os estudos requeridos. Com a obtenção das equações dinâmicas, das funções de transferência e dos diagramas de blocos, o objetivo de realizar-se a modelagem e a simulação do comportamento dinâmico destes elementos foi alcançado.

Foram apresentadas duas estratégias de controle para a verificação da adequação e para comparação da resposta para as duas propostas e para comparação com o comportamento da suspensão passiva.

A resposta com alocação de pólos ilustrada na figura 37 indica que as características de desempenho obtidas são plenamente satisfatórias e que a alocação dos pólos de malha fechada foi adequada.

A simulação do comportamento da suspensão em malha aberta mostrou que o tempo de acomodação para o sistema ao ser perturbado por um obstáculo de 15 cm de altura é 1,32 segundos. No entanto, o sistema em malha fechada com retroação de estado apresentou um tempo de acomodação de 0,37 segundos (adotando-se a faixa dos 5%), ou seja, 72% inferior (representando 28% do tempo de acomodação para o sistema passivo). O tempo de acomodação apresentado pelo sistema em malha fechada com controle PID é 0,49 segundos, ou seja, representa aproximadamente 37% do tempo de acomodação para o sistema passivo.

Outro parâmetro de desempenho que apresentou comportamento desejado é o máximo sobre-sinal: o máximo sobre-sinal apresentado pela resposta transitória do sistema com retroação de estado é 57% menor que o verificado pelo sistema passivo (como se pode verificar na figura 37), e o máximo sobre-sinal apresentado pela resposta transitória do sistema com a implementação de um controlador PID é 50% inferior.

Desta forma, comprova-se que as arquiteturas propostas para o estabelecimento de um sistema ativo são adequadas e proporcionam características de dirigibilidade e desempenho superiores, garantindo manobras e execução de curvas com menor oscilação da carroceria.

Ao se efetuar a comparação das respostas para as duas propostas de controle, constata-se que os parâmetros utilizados propiciaram um tempo de acomodação inferior para o sistema com implementação de estratégia de controle por retroação de estado com alocação de pólos. O tempo de acomodação utilizando este tipo de controle foi aproximadamente 25% menor que o tempo de acomodação com a utilização de controle PID.

Adicionalmente, o máximo sobre-sinal obtido para o sistema ativo com controle por retroação de estado com alocação de pólos foi 13% inferior ao máximo sobre-sinal para o sistema com controle PID.

As tabelas 2 e 3 a seguir listam os valores dos parâmetros de desempenho obtidos com as simulações efetuadas para os sistemas com as duas propostas de controle e comparam esses valores com a resposta do sistema em malha aberta.

Tabela 2 – Tempos de acomodação

	Tempo de acomodação	Comparação com o sistema passivo
Sistema passivo (malha aberta)	1,32 s	-
Alocação de pólos	0,37 s	72 % inferior
Controle PID	0,49 s	63 % inferior

Tabela 3 – Máximos sobre-sinal

	Máximo sobre-sinal	Comparação com o sistema passivo
Sistema passivo (malha aberta)	1,50 m	-
Alocação de pólos	0,065 m	57 % inferior
Controle PID	0,075 m	50 % inferior

As figuras 38 e 39 ilustram os tempos de acomodação e os máximos sobre-sinal obtidos e os valores desejados após a aplicação das duas propostas de controle representados pelas linhas vermelhas.

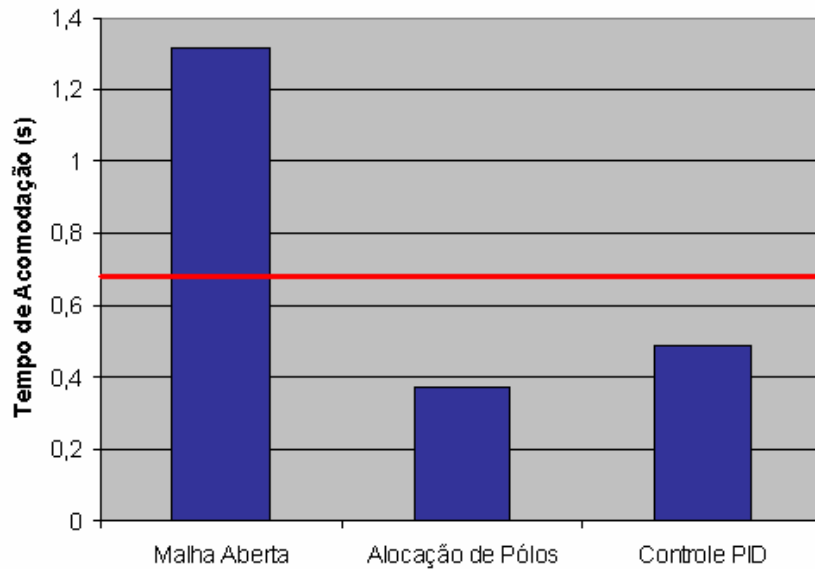


Figura 38 – Tempos de acomodação

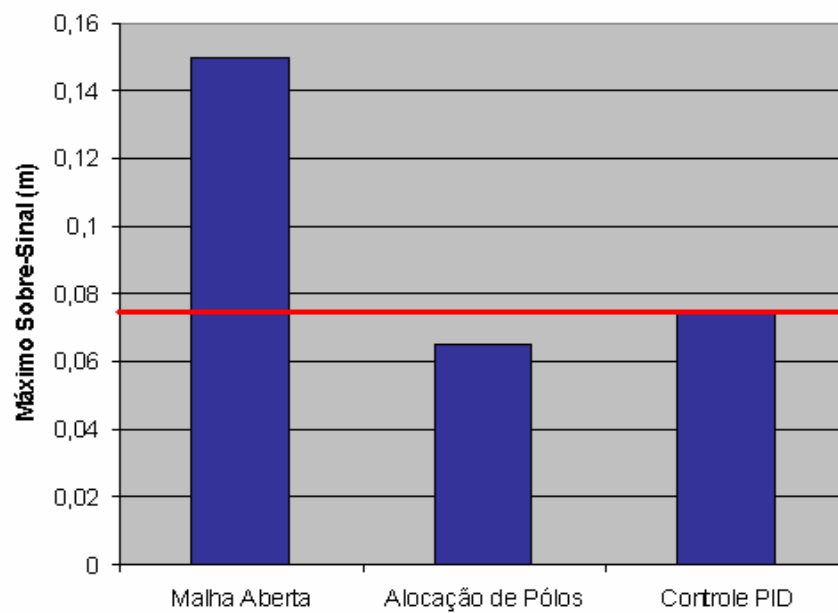


Figura 39 – Máximos sobre-sinal

## **8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS**

Uma sugestão imediata de trabalho futuro é a implementação experimental da suspensão ativa utilizando as estratégias de controle descritas no trabalho para avaliação experimental das mesmas. Adicionalmente, sugere-se a utilização de estratégias de controle avançadas (como por exemplo o controle robusto adaptativo, controle LQG, redes neurais, etc.) e a inclusão da modelagem dos sensores no modelo da suspensão proposta.

O cálculo da força exercida pelo atuador hidráulico a ser utilizada para a especificação do cilindro em posterior implementação experimental de uma suspensão ativa como a descrita no trabalho também é caracterizado como sugestão de trabalho futuro.

## REFERÊNCIAS

Chantranuwathana, S., & Peng, H., 2000. Practical Adaptive Robust Controllers for Active Suspensions. *ASME International Congress and Exposition (IMECE)*, Orlando, Florida.

De Negri, V. J., 2001. Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle. Florianópolis.

Furst, F. L., 2001. Sistematização do Projeto Preliminar de Circuitos Hidráulicos com Controle de Posição. Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis.

Garcia, C., 1997. Modelagem e Simulação de Processos Industriais e de Sistemas Eletromecânicos. Editora da Universidade de São Paulo, São Paulo 458 p.

Gillespie, T. D., 1992. Fundamentals of Vehicle Dynamics. *Society of Automotive Engineers, Inc.* 495 p.

Lin, J., & Kanellakopoulos, I., 1995. Nonlinear Design of Active Suspensions. *34<sup>th</sup> IEEE Conference on Decision and Control*. New Orleans, LA, pp. 3567-3569.

Merrit, H. E., 1967. Hydraulic Control Systems. John Wiley & Sons, Inc. Cincinnati, Ohio 352 p.

Moura, E. D. A., 2003. Estudo de Suspensões Passiva, Semi-Ativa MR e Ativa. Dissertação de Mestrado, UNIFEI, Itajubá.

Ogata, K., 2003. Engenharia de Controle Moderno. *4 Edição*. Prentice Hall, São Paulo. 788 p.

Rodrigues, L. A. H., De Negri, V. J., & Valdiero, A. C., 2003. Principais Parâmetros de Válvulas Direcionais Proporcionais Aplicadas em Sistemas Hidráulicos de Controle. *R. Autom. Tecn. Inf. Florianópolis*, v.2, n.2, p.85-90, jul./dez. 2003.

Shen, X., & Peng, H., 2003. Analysis of Active Suspension Systems with Hydraulic Actuators. *IAVSD Conference*, Atsugi, Japan.

Sirouspour, M. R., & Salcudean, S. E., 2000. On the Nonlinear Control of Hydraulic Servosystems. *Proc. IEEE Int. Conf. On Robotics & Automation*, San Francisco, CA.

Yi, K., Wargelin, M., & Hedrick, K., 1992. Dynamic Tire Force Control by Semi-Active Suspensions. *ASME Winter Annual Meeting*. Anaheim, CA.

Zhou, J., & Zhang, P., 2003. Digital Control of an Automotive Active Suspension System.

## APÊNDICE – A

Neste apêndice estão listados os programas utilizados no *software* Matlab© para a execução das simulações.

O programa abaixo simula o comportamento do modelo de  $\frac{1}{4}$  de suspensão automotiva com a implementação de uma estratégia de controle através de retroação de estado com alocação de pólos.

**% Proposta de Sistema de Controle através da Retroacao de Estado com Alocao de polos**

```
clear all;
clf;
```

**% Constantes**

```
ms=253; % massa da carroceria
mus=26; % massa da roda
ks=8090; % constante de rigidez (carroceria)
kus=102000; % constante de rigidez (pneu)
cs=1145; % coeficiente de amortecimento (carroceria)
cus=415; % coeficiente de amortecimento (pneu)
```

**% Matrizes de Estado**

```
A=[0 1 0 0; -(cs*cus)/(ms*mus) 0 ((cs/ms)*((cs/ms)+(cs/mus)+(cus/mus)))-(ks/ms) -
(cs/ms); cus/mus 0 -((cs/ms)+(cs/mus)+(cus/mus)) 1; kus/mus 0 -
((ks/ms)+(ks/mus)+(kus/mus)) 0];
B=[0 0; 1/ms (cs*cus)/(ms*mus); 0 -(cus/mus); (1/ms)+(1/mus) -(kus/mus)];
```



```
C=[0 0 1 0];
```

```
D=[0 0];
```

```
% Matrizes B e D para a implementacao do controlador
```

```
B1=[0;(cs*cus)/(ms*mus);-(cus/mus);-(kus/mus)];
```

```
D1=[0];
```

```
% Alocacao dos polos
```

```
polos=[-12.5+j*9 -12.5-j*9 -40 -90];
```

```
% Determinacao dos ganhos do controlador
```

```
K=acker(A,B1,polos)
```

```
% Matrizes de estado para a implementacao do controlador
```

```
A3=A-B1*K;
```

```
B3=0.15*B1;
```

```
C3=C;
```

```
D3=D1;
```

```
% Obtencao da Resposta com o Controle de Realimentacao de Estado
```

```
t=0:0.01:4;
```

```
Tss=ss(A3,B3,C3,D3);
```

```
respEE=step(Tss,t);
```

```
% Plotagem dos resultados
```

```
plot(t,respEE)
```

```
axis([0 4 -0.20 0.15])
```

% FIM

O programa a seguir simula o comportamento do modelo de  $\frac{1}{4}$  de suspensão automotiva com a implementação de uma estratégia de controle através de controlador PID.

% Proposta de Sistema de Controle através de Controle PID

clear all;

% Constantes

ms=253; % massa da carroceria

mus=26; % massa da roda

ks=8090; % constante de rigidez (carroceria)

kus=102000; % constante de rigidez (pneu)

cs=1145; % coeficiente de amortecimento (carroceria)

cus=415; % coeficiente de amortecimento (pneu)

% Funcao de Transferencia Xc-Xw/Fa em Malha Aberta

numP=[(ms+mus) cus kus];

denP=[(ms\*mus) (ms\*(cs+cus))+(mus\*cs) (ms\*(ks+kus))+(mus\*ks)+(cs\*cus)  
(cs\*kus)+(cus\*ks) ks\*kus];

% Funcao de Transferencia Xc-Xw/Xr em Malha Aberta

num2=[-(ms\*cus) -(ms\*kus) 0 0];

den2=[(ms\*mus) (ms\*(cs+cus))+(mus\*cs) (ms\*(ks+kus))+(mus\*ks)+(cs\*cus)  
(cs\*kus)+(cus\*ks) ks\*kus];

% Resposta a uma perturbacao de 0.15 m em Malha Aberta

```
t=0:0.01:4;  
resp01=step(0.15*num2,den2,t);
```

```
% Ganhos do Controlador PID
```

```
KP=12000;  
KI=2500;  
KD=3500;
```

```
% Funcao de Transferencia para o Controlador PID
```

```
numC=[KD,KP,KI];  
denC=[1 0];
```

```
% Determinação da Funcao de Transferencia  $X_c-X_w/X_r$  em Malha Fechada com  
Controlador PID
```

```
numF=num2;  
denF=numP;
```

```
num=conv(numF,denC);  
den=polyadd(conv(denP,denC),conv(numP,numC));
```

```
%% obs: polyadd --> funcao para somar dois polinomios de tamanhos diferentes
```

```
% Resposta a uma perturbacao de 0.15 m e plotagem (Malha Aberta)
```

```
t=0:0.01:4;  
resp02=step(0.15*num,den,t);
```

```
% Plotagem das Respostas
```

```
plot(t,resp01,t,resp02)
```

% FIM

A seguir, lista-se o programa Matlab© utilizado na determinação da transmissibilidade em função de  $r$  e de  $\zeta$  (empregado na geração da figura 4).

% Transmissibilidade

```
clear all;
r=0:0.1:10.0;
zeta=0.1;
y1=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
zeta=0.2;
y2=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
zeta=0.3;
y3=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
zeta=0.4;
y4=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
zeta=0.5;
y5=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
zeta=0.6;
y6=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
zeta=0.7;
y7=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
zeta=0.8;
y8=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
zeta=0.9;
y9=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
zeta=1;
y10=sqrt((1+(2.*zeta.*r).^2)/((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2));
plot(r,y1,r,y2,r,y3,r,y4,r,y5,r,y6,r,y7,r,y8,r,y9,r,y10)
```

% FIM

O programa Matlab© a seguir foi utilizado na determinação do gráfico do fator de amplificação em função de  $r$  e de  $\zeta$  (figura 6).

### % Fator de Amplificacao

```
clear all;
r=0:0.1:10.0;
zeta=0.1;
y1=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);
zeta=0.2;
y2=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);
zeta=0.3;
y3=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);
zeta=0.4;
y4=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);
zeta=0.5;
y5=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);
zeta=0.6;
y6=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);
zeta=0.7;
y7=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);
zeta=0.8;
y8=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);
zeta=0.9;
y9=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);
zeta=1;
y10=1./sqrt((1-r.^2).^2+(2.*zeta.*r).^2);

plot(r,y1,r,y2,r,y3,r,y4,r,y5,r,y6,r,y7,r,y8,r,y9,r,y10)
```

### % FIM

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)