



Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica

Desenvolvimento de um Experimento de Suspensão Ativa

Projeto de Formatura
Engenharia Mecânica - Automação e Sistemas

Autores:
Francisco Isamu Hibi
Márcio Augusto Gomes Fernandes

Orientador:
Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

São Paulo, 04 de dezembro de 1997.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury, que nos apoiou e nos orientou e sem cuja presença o desenvolvimento deste trabalho não teria sido possível;

Aos professores e alunos do grupo PET – Mecânica, que através de idéias e comentários nos ajudaram na realização deste trabalho;

À CAPES, pela oportunidade que nos foi concedida para desenvolver este trabalho;

A nossos pais pelo apoio constante que nos deram durante o decorrer do curso e particularmente durante o desenvolvimento deste projeto;

A todos os colegas e professores que direta ou indiretamente contribuíram com críticas e sugestões que enriqueceram este trabalho.

Resumo

Este projeto dá continuidade ao trabalho desenvolvido durante o ano de 1996 por Silva e Fernandez – *Desenvolvimento de um experimento de suspensão ativa para laboratórios de ensino de controle em Engenharia Mecânica* – tendo como objetivo o estudo e simulação de um sistema de suspensão ativa que possa ser utilizado com finalidade didática.

Foi estudada uma nova estratégia de controle (o Controle Linear Quadrático Gaussiano), cujo funcionamento foi demonstrado através de um programa de simulação, que permite ainda o estudo de outras estratégias de controle e a comparação de sistemas de suspensão ativos e passivos, além do desenvolvimento do projeto executivo de um protótipo experimental em escala reduzida.

Divisão do projeto

Devido ao critério de avaliação adotado nas disciplinas PMC – 580 e PMC – 581, a redação do trabalho foi dividida em duas partes, cada uma sob responsabilidade de um dos alunos.

Desta forma, o aluno Francisco I. Hibi ficou responsável pelos capítulos 3.1.1, 4.1.1, 4.1.2, 4.3.1, 4.3.3, 4.3.4, 4.4.1, 4.4.3, 4.4.4, 4.5.1, 4.5.2, 5.1 e 6.1.

O aluno Márcio A. G. Fernandes ficou responsável pelos capítulos 3.1.2, 4.1.3, 4.1.4, 4.1.5, 4.3.2, 4.3.5, 4.4.2, 4.4.5, 4.5.3, 4.5.4, 6.2 e 6.3.

Os demais capítulos que não foram citados acima foram desenvolvidos em conjunto pelos dois alunos.

Índice Geral

Índice de Figuras	3
1. Introdução	4
2. Objetivos	5
3. Revisão da Literatura	6
3.1. Modelagem do Sistema	6
3.1.1. Modelo do veículo	7
3.1.2. Modelagem das perturbações	9
4. Desenvolvimento do Projeto	10
4.1. Familiarização e Pesquisa de Componentes	11
4.1.1. Modelagem	11
4.1.2. Controle	12
4.1.3. Determinação dos Parâmetros do Protótipo	13
4.1.4. Aspectos Construtivos	14
4.1.5. Software	15
4.2. Complemento da Modelagem do Sistema	16
4.2.1. Simulação no Matlab	18
4.3. Projeto Básico	21
4.3.1. Subsistema Mecânico	21
4.3.2. Subsistema de Atuação	25
4.3.2.1. Unidade hidráulica	27
4.3.2.2. Válvula reguladora de pressão	28
4.3.2.3. Válvula direcional	28
4.3.2.4. Atuador	29
4.3.3. Subsistema Elétrico	30
4.3.4. Software	32
4.3.5. Sistema de Perturbação	33
4.4. Projeto Executivo	34
4.4.1. Subsistema Mecânico	34
4.4.1.1. Guias cilíndricas e mancais	35
4.4.1.2. Suportes superiores e inferiores da suspensão	36
4.4.1.3. Corpo do carro / suporte da roda	36
4.4.1.4. Roda / eixo da roda	36
4.4.1.5. Amortecedor e mola	37
4.4.2. Subsistema de Atuação	38
4.4.2.1. Unidade hidráulica	38
4.4.2.2. Válvula direcional	39
4.4.2.3. Atuador	40
4.4.3. Subsistema Elétrico	41
4.4.3.1. Placa AD/DA	41
4.4.3.2. Sensores	43
4.4.3.3. Placa de controle da válvula direcional	45
4.4.4. Subsistema de Software	46
4.4.4.1. Programa de aquisição de dados	46
4.4.4.2. Algoritmos de controle	47
4.4.4.3. Geração de comandos para a válvula direcional	48
4.4.4.4. Interface com o usuário	48
4.4.5. Comentários gerais	48
4.5. Etapas a Serem Implementadas	50
4.5.1. Construção do Protótipo	50
4.5.2. Ensaios	50

4.5.3. Análise dos Resultados	51
4.5.4. Conclusões	51
5. Aspectos de Controle	52
5.1. Controlador Linear Quadrático	53
5.2. Estimador Usando Filtro de Kalman	54
6. Programa de Simulação	56
6.1. Estrutura do Programa	56
6.1.1. Interface em Visual Basic	57
6.1.2. DLL em C++	59
6.1.3. Rotinas do Matlab	59
6.2. Algoritmo Empregado	61
6.3. Resultados das Simulações	62
7. Considerações Finais	65
8. Referências Bibliográficas	66
ANEXO A: Desenhos do Projeto Executivo	
ANEXO B: Catálogos dos Componentes Utilizados	
ANEXO C: Manual de Instalação e Operação do Programa de Simulação	
ANEXO D: Listagens do Programa de Simulação	
ANEXO E: Contatos Técnicos e Comerciais	

Índice de Figuras

<i>Figura 1 - Modelos de 1/4 de carro com 1 (a) e 2 (b) graus de liberdade</i>	<i>7</i>
<i>Figura 2 - Modelo de 1/4 de veículo com 2 g.l.</i>	<i>12</i>
<i>Figura 3 - Diagrama esquemático do circuito hidráulico do sistema de atuação</i>	<i>15</i>
<i>Figura 4 - Diagrama esquemático da combinação válvula - pistão</i>	<i>16</i>
<i>Figura 5 - Diagrama de blocos do modelo completo</i>	<i>19</i>
<i>Figura 6 - Modelo de 1/4 de veículo com 2 g.l.</i>	<i>21</i>
<i>Figura 7 - Montagem Vertical com Guias</i>	<i>22</i>
<i>Figura 8 - Montagem com Braços Articulados</i>	<i>23</i>
<i>Figura 9 - Montagem Horizontal</i>	<i>23</i>
<i>Figura 10 - Montagem Inclinada</i>	<i>24</i>
<i>Figura 11 - Diagrama esquemático do circuito hidráulico</i>	<i>27</i>
<i>Figura 12 - Diagrama esquemático do circuito hidráulico</i>	<i>38</i>
<i>Figura 13 - Esquema de um circuito para um acelerômetro com excitação por CC</i>	<i>44</i>
<i>Figura 14 - Diagrama esquemático do subsistema de software</i>	<i>46</i>
<i>Figura 15 - Estrutura do programa para aquisição de dados por interrupção</i>	<i>47</i>
<i>Figura 16 - Representação Esquemática do Programa de Simulação</i>	<i>57</i>
<i>Figura 17 - Representação Esquemática da Interface</i>	<i>58</i>
<i>Figura 18 - Representação Esquemática das Rotinas do Matlab</i>	<i>60</i>
<i>Figura 19 - Deslocamentos e Acelerações para Lombada</i>	<i>63</i>
<i>Figura 20 - Deslocamentos e Acelerações para Rampa</i>	<i>63</i>
<i>Figura 21 - Deslocamentos e Acelerações para Buraco</i>	<i>63</i>
<i>Figura 22 - Deslocamentos e Acelerações para Pista Acidentada</i>	<i>64</i>

1. Introdução

Assim como notaram Silva e Fernandez em seu projeto - *Desenvolvimento de um experimento de suspensão ativa para laboratórios de ensino de controle em engenharia mecânica* - desenvolvido durante o ano de 1996, sistemas de suspensão ativa tem despertado grande interesse, tanto entre o público leigo quanto entre técnicos e engenheiros.

Apesar desse grande interesse despertado, havia-se evoluído muito pouco nesta área até os anos 70 devido às limitações que se encontravam então, tanto do ponto de vista teórico quanto do ponto de vista tecnológico, quando não se dispunham nem da teoria nem dos equipamentos e componentes necessários para o estudo e implementação de tais sistemas.

Com a disponibilidade hoje de tais ferramentas teóricas e tecnológicas, Silva e Fernandez tiveram como proposta implementar então um sistema didático que simulasse uma suspensão ativa em laboratório e que desta forma, preenchesse a lacuna existente nesta área nos laboratórios do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica. Tal proposta infelizmente não pode ser cumprida integralmente, resultando do projeto um vasto estudo teórico e a implementação física de um modelo de suspensão passiva.

Acreditando na validade da proposta então colocada, surgiu o interesse em dar continuidade ao projeto desenvolvido em 1996, finalizando os diversos estudos teóricos realizados e cumprindo a proposta inicial de montar um protótipo do sistema.

2. Objetivos

Com o presente trabalho os alunos estudaram o funcionamento de um sistema de suspensão ativa através do projeto de um modelo em escala reduzida capaz de representar as características de um sistema desse tipo em laboratório.

Foi realizado também o estudo de uma nova estratégia de controle, o Controle Linear Quadrático Gaussiano, realizando simulações através de um programa implementado pelos alunos, que possibilitarão comparações com um o modelo experimental, verificando a eficiência de diversas técnicas de controle sobre o protótipo construído a partir do projeto desenvolvido neste trabalho.

O trabalho também possui finalidade didática, com a sua possível utilização na montagem de um laboratório de controle destinado ao ensino de alunos de graduação, sendo que por esse motivo o programa de simulação desenvolvido possui uma interface que permite uma fácil utilização e a possibilidade de implementação de novas técnicas de controle.

3. Revisão da Literatura

Embora a área automotiva e particularmente aquela relacionada ao estudo de suspensões seja atualmente bastante explorada, poucos são os trabalhos publicados que não se restringem ao cunho teórico.

As montadoras costumam utilizar simuladores de um quarto de carro que envolvem um sistema de pistão que simula o perfil da pista e outro de massa-mola, que representa o carro. A excitação é feita no plano vertical através do pistão e não se considera a inércia devida ao movimento de rotação da roda.

3.1. Modelagem do Sistema

Antes de apresentar a modelagem do sistema, cabe aqui introduzir os conceitos de suspensão ativa, passiva e adaptativa que adotamos neste trabalho.

Suspensões passivas são os sistemas tradicionais de suspensão, compostos por molas e amortecedores. Tratam-se de modelos bastante aperfeiçoados e com os quais dificilmente se conseguirão melhorias. São baratos, confiáveis e trabalham bem para pequena faixa de variação do peso do veículo.

Suspensões adaptativas são sistemas cujas características podem ser adaptadas automaticamente às necessidades em termos de conforto ou segurança. Permitem modificação de parâmetros como o do amortecedor, rigidez das molas e altura do veículo. Permitem melhorar desempenho da suspensão com pequeno aumento do custo. Melhoria significativa, entretanto, só se dá com múltiplos sistemas aplicados. Isoladamente, por outro lado, um sistema adaptativo pode reduzir a segurança do veículo.

Suspensões ativas são baseadas no sensoriamento de variáveis, processamento e análise de sinais e determinação de forças para atuadores eletro-hidráulicos. Permitem melhoria de desempenho de alguma função de interesse, como a redução dos níveis de aceleração do motorista, o controle da altura do veículo, o controle do rolamento e balanço, sem comprometer outras funções e ainda com razoável segurança. Como desvantagem aparece o fato destes sistemas serem caros, pesados e complexos.

3.1.1. Modelo do veículo

Diversos são os modelos adotados para o veículo. Desde modelos simples baseados em um quarto de carro com um grau de liberdade, até modelos mais complexos, de carro completo com até sete graus de liberdade, a escolha do modelo adequado deve ser feita baseada na aplicação do projeto, analisando-se a limitação de cada modelo. Dado que a introdução de maior número de graus de liberdade pode dificultar bastante o tratamento matemático, deve-se analisar cuidadosamente a necessidade de se trabalhar com modelos mais detalhados. Hrovat mostrou que muitas vezes a utilização de modelos muito mais sofisticados não traz resultados muito melhores que o de modelos simples de massa-mola.

Os modelos para um quarto de carro consideram apenas movimento na direção vertical. Dentre estes modelos, o mais simples apresenta apenas um grau de liberdade, consistindo do veículo suportado por um atuador, mola e amortecedor, posicionados entre o veículo e o solo, conforme mostrado na figura 1a. É prática comum assumir que o veículo se desloca para frente com velocidade V , de modo que as perturbações do solo aparecem como uma entrada vertical proporcional a V e às imperfeições verticais da via. Neste contexto pode-se dizer que o solo se movimenta e o veículo permanece parado.

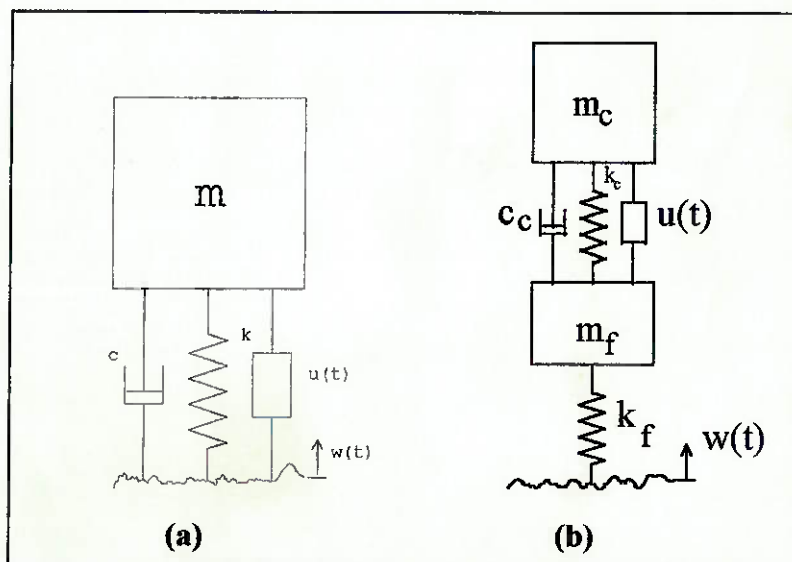


Figura 1 - Modelos de 1/4 de carro com 1 (a) e 2 (b) graus de liberdade

Adicionando um conjunto de roda e pneu ao modelo anterior, obtém-se um modelo de dois graus de liberdade, que pode assumir a forma da figura 1b. A massa da roda é usualmente caracterizada como de baixo amortecimento e frequência natural entre

8 e 12 Hz. Devido aos altos valores de rigidez das rodas, o amortecimento devido a elas pode ser considerado até nulo, pois pouco influencia o sistema. Já a massa do corpo principal do veículo tem modo de vibração principal em torno de 1 Hz, valor que é reduzido para 0,5 Hz em suspensões ativas.

O equacionamento do movimento do carro é baseado nos modelos anteriores.

Para o primeiro caso tem-se:

$$\begin{aligned} m_c \ddot{z} &= -c(\dot{z} - \dot{w}) - k(z - w) + u \\ m_c \ddot{z} + c\dot{z} + kz &= c\dot{w} + kw + u \end{aligned} \quad (1)$$

Já no caso de dois graus de liberdade, tem-se:

$$\begin{aligned} m_c \ddot{z}_c &= -c_c(\dot{z}_c - \dot{z}_f) - k_c(z_c - z_f) + u \\ m_f \ddot{z}_f &= c_c(\dot{z}_c - \dot{z}_f) + k_c(z_c - z_f) - u - k_f(z_f - w) \end{aligned} \quad (2a)$$

As equações (2a) podem ser reescritas conforme a seguir:

$$\begin{aligned} m_c \ddot{z}_c + c_c \dot{z}_c + k_c z_c &= c_c \dot{z}_f + k_c z_f + u \\ m_f \ddot{z}_f + c_c \dot{z}_f + (k_c + k_f) z_f &= c_c \dot{z}_c + k_c z_c + k_f w - u \end{aligned} \quad (2b)$$

Em termos de variáveis de estado, teríamos;

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_c \\ \dot{v}_c \\ \dot{z}_f \\ \dot{v}_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_c}{m_c} & -\frac{c_c}{m_c} & \frac{k_c}{m_c} & \frac{c_c}{m_c} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_c}{m_f} & \frac{c_c}{m_f} & -\frac{(k_c + k_f)}{m_f} & -\frac{c_c}{m_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_c \\ v_c \\ z_f \\ v_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m_c} & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_f} & \frac{k_f}{m_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix}$$

3.1.2. Modelagem das perturbações

Há basicamente dois tipos de perturbação que afetam a dirigibilidade e o comportamento do veículo. O primeiro é causado por imperfeições da pista, incluindo-se, neste caso, tanto irregularidades de alta frequência (rugosidade) quanto de baixa (lombadas, buracos, valetas). O segundo tipo envolve também forças e momentos causados por carregamentos inerciais e aerodinâmicos, tais como os gerados pela frenagem do veículo, pela tomada de uma curva ou pelo efeito do vento.

As perturbações da pista podem ser classificadas em dois tipos: como choque ou vibração. Choques podem ser considerados como eventos discretos de rápida duração e grande intensidade. Como exemplos pode-se citar uma lombada ou um buraco. As vibrações, por outro lado, são caracterizadas por excitações prolongadas e consistentes, causadas basicamente pela rugosidade da pista. Enquanto a modelagem do choque pode ser feita de forma determinística, as vibrações são caracterizadas por um processo randômico baseado em um determinado espectro de frequências.

4. Desenvolvimento do Projeto

Para a implementação do projeto, pretende-se utilizar alguns recursos já disponíveis, adquiridos anteriormente pelo grupo PET ou disponíveis no próprio Departamento, o que diminuirá o custo total do protótipo. Como exemplo desses equipamentos pode-se citar o computador que será utilizado nas simulações matemáticas e no controle e aquisição de dados, a placa AD/DA, a fonte elétrica de alimentação e a fonte hidráulica. Entre os equipamentos que podem ser emprestados pela Escola pode-se citar o osciloscópio, a utilização das máquinas da oficina e outros equipamentos destinados à instrumentação e montagem do experimento.

Com o intuito de facilitar a elaboração de um planejamento de atividades e para que haja um melhor gerenciamento dos recursos empregados no decorrer do projeto do modelo experimental, o mesmo foi subdividido em oito etapas, apresentadas a seguir:

- Familiarização e Pesquisa dos Componentes;
- Complemento da Modelagem do Sistema;
- Projeto Básico;
- Projeto Executivo;
- Construção do Protótipo;
- Ensaios;
- Análise dos Resultados;
- Conclusões.

Constam desse relatório as quatro primeiras etapas, sendo as demais descritas brevemente como uma orientação inicial à uma possível continuação do trabalho por outros alunos interessados.

O estudo do Controle Linear Quadrático Gaussiano e a implementação do Programa de Simulação também serão descritas no decorrer do relatório, com a apresentação de alguns resultados obtidos.

A seguir, cada uma das etapas será melhor especificada.

4.1. Familiarização e Pesquisa de Componentes

Como já mencionado anteriormente, o presente projeto pretende dar continuidade ao projeto desenvolvido durante 1996 por Silva e Fernandez através da implementação de um experimento didático que simula um sistema de suspensão ativa. Para tanto, pretende-se aproveitar os resultados e progressos então obtidos para diminuir o tempo necessário para o estudo e a modelagem do sistema de modo a obter um avanço mais acelerado de nosso projeto e conseqüentemente, alcançar o objetivo por nós proposto.

Neste contexto, segue-se um breve resumo das atividades e dos principais resultados obtidos pela dupla Silva e Fernandez como uma forma de ilustrar o ponto em que o projeto anterior teve o seu desenvolvimento interrompido e assim, melhor situar o presente projeto.

4.1.1. Modelagem

Durante a modelagem do veículo, a dupla Silva e Fernandez verificou que existem os mais diversos modelos adotados para o veículo quando pretende-se estudar um sistema de suspensão ativa. Estes abrangiam desde modelos simples baseados em um quarto de carro com um grau de liberdade até modelos mais complexos, de carro completo com até sete graus de liberdade, devendo a escolha do modelo ser feita baseada na aplicação do projeto e nas suas limitações. A dupla verificou ainda na literatura disponível que a utilização de modelos complexos necessariamente dificulta o seu tratamento matemático, mas nem sempre traz resultados muito melhores que o de modelos simples de massa-mola.

Por essa razão, no projeto desenvolvido em 1996 adotou-se o modelo de um quarto de veículo com 2 graus de liberdade. Além disso, na escolha do modelo pesou também o fato de existir a intenção de implementar fisicamente o modelo, o que recomendava a adoção de modelos relativamente simples. O modelo então adotado encontra-se ilustrado abaixo:

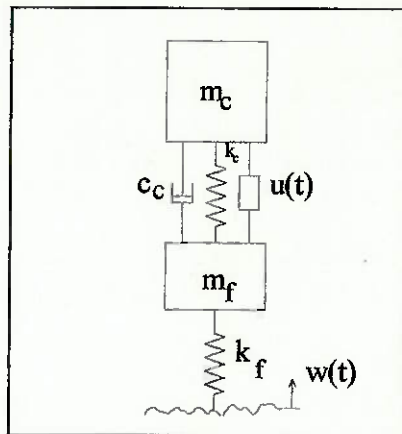


Figura 2 - Modelo de 1/4 de veículo com 2 g.l.

Sendo a equação de estados do modelo de 1/4 de veículo com 2 g.l.:

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_c \\ \dot{v}_c \\ \dot{z}_f \\ \dot{v}_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{k_c}{m_c} & -\frac{c_c}{m_c} & \frac{k_c}{m_c} & \frac{c_c}{m_c} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{k_c}{m_f} & \frac{c_c}{m_f} & -\frac{(k_c + k_f)}{m_f} & -\frac{c_c}{m_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_c \\ v_c \\ z_f \\ v_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{1}{m_c} & 0 \\ 0 & 0 \\ -\frac{1}{m_f} & \frac{k_f}{m_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix}$$

Além da modelagem do veículo propriamente dito, foi realizada também a modelagem das perturbações externas que afetam a dirigibilidade e o comportamento de um veículo em condições reais. Para se conseguir um perfil da pista próximo da realidade, verificou-se que seria necessário sobrepor um perfil estocástico a um perfil determinístico. O primeiro representa as vibrações provenientes da pista e tem como principais características a sua faixa de frequências e a variação do espectro de frequências. O segundo representa eventos discretos tais como buracos, lombadas e valetas e pode ser modelado de modo determinístico.

4.1.2. Controle

Uma vez escolhido o modelo de 1/4 de veículo com 2 graus de liberdade, a etapa seguinte desenvolvida por Silva e Fernandez foi a escolha e a implementação do controlador que seria responsável pela geração dos sinais de controle para o atuador a partir das informações recebidas sobre os estados atuais do sistema.

A primeira dificuldade com que Silva e Fernandez se depararam foi quanto à identificação e quantificação dos dois principais requisitos de um sistema de suspensão veicular: o seu conforto e a sua segurança. Eles notaram que o grande desafio dos sistemas de suspensão é conciliar ambos de forma satisfatória, uma vez que a princípio, os dois conceitos são antagônicos no que se refere à resposta do veículo. Em outras palavras, eles perceberam que a dificuldade do projeto não estava relacionada à solução matemática do problema de otimização em si, mas sim ao que chamaram de “otimização da otimização”, ou seja, a escolha dos pesos ótimos para cada característica que promovesse a resposta global mais adequada do sistema.

Das diversas alternativas que poderiam ser utilizadas para controlar tal sistema, a dupla optou pela adoção de um controlador linear quadrático com um observador de estados de ordem mínima por duas razões. A primeira razão é que o projeto baseado no índice de desempenho quadrático fornece um sistema de controle estável, e a segunda é que a lei de controle é linear e da forma $u = -Kc.x$. Além disso, a dupla descartou a adoção de técnicas clássicas - como por exemplo um controlador PID - pelo interesse didático em incorporar ao sistema conhecimentos complementares às aulas teóricas dos cursos de Controle ministrados na faculdade.

Escolhida a técnica de controle que seria utilizada, Silva e Fernandez passaram então a realizar a chamada “otimização da otimização”, aplicando e testando os mais diversos pesos de forma a obter o melhor índice de desempenho.

4.1.3. Determinação dos Parâmetros do Protótipo

Já tendo em vista a implementação física do protótipo, a dupla Silva e Fernandez realizou então um estudo completo de semelhança entre um veículo real e o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo por eles adotado. Tal estudo foi necessário para determinar as dimensões e os parâmetros do protótipo que iriam montar de modo que mesmo em pequena escala - o que viabilizaria a sua construção - este mantivesse todo o comportamento e as propriedades de um veículo real e desta forma, fosse obtida a maior semelhança possível do protótipo com a realidade.

Através da utilização do teorema π , a dupla determinou uma base de referência, relacionou todas as variáveis nesta base e determinou todos os adimensionais do sistema. Com base em tais adimensionais, determinaram-se todos os parâmetros do protótipo, tais como a massa do carro, a massa da roda, as constantes das molas, etc. Com a finalidade de manter o peso do protótipo - e consequentemente todos os seus demais parâmetros - baixo e assim facilitar a sua construção e evitar problemas com esforços elevados na sua estrutura, a dupla propôs uma relação entre as massas do protótipo e do carro em 1 para 30, resultando então de tal relação todos os demais parâmetros do experimento que por eles seria construído, conforme mostra a tabela a seguir:

	Protótipo	Real
m_c (kg)	10	300
K_c (N/m)	500	15000
C_c (Ns/m)	33	1000
m_f (kg)	1.33	40
K_f (N/m)	8333	250000

Tabela relacionando parâmetros entre o protótipo e o veículo real

4.1.4. Aspectos Construtivos

Como já citado anteriormente, o projeto inicial da suspensão de Silva e Fernandez previa a montagem de um protótipo do carro, de um sistema de introdução de perturbação da pista e de um sistema de atuação e controle. Porém, devido a problemas relacionados principalmente à falta de tempo e dinheiro, a dupla não conseguiu implementar fisicamente o projeto na sua totalidade, ficando este restrito à montagem do protótipo do carro com suspensão passiva.

Tal montagem por si só já trouxe grandes dificuldades e exigiu muita criatividade para superá-los, pois constatou-se que ou não se encontravam no mercado componentes com as características e dimensões adequados ao projeto ou estes eram de custo proibitivamente alto. Como exemplos de tais limitações, pode-se citar a dificuldade em encontrar amortecedores com coeficientes de amortecimento adequado e rodas não-macias de dimensões convenientes.

Todavia, apesar de não terem conseguido implementar fisicamente todo o sistema, a sua concepção básica, incluindo o projeto básico do sistema de atuação

hidráulico a ser utilizado, foi por eles definida em 1996. Percebendo então que este sistema seria o principal responsável pelas características de funcionamento da suspensão - e também o seu maior encarecedor - atenção especial foi dada ao sistema de atuação, cujo diagrama funcional então proposto encontra-se esquematizado a seguir:

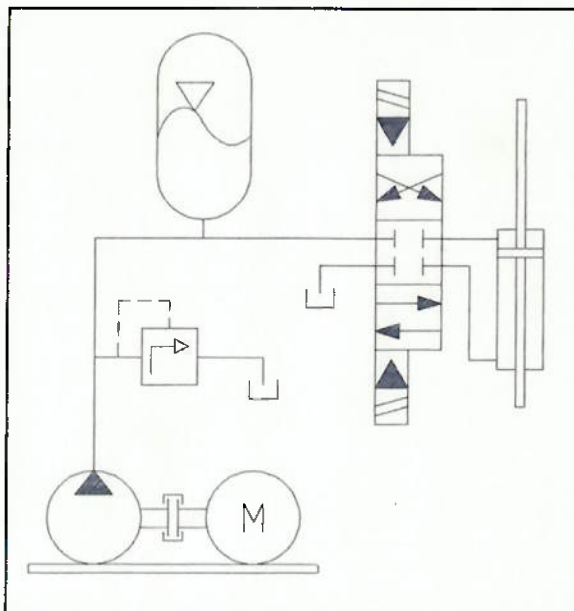


Figura 3 - Diagrama esquemático do circuito hidráulico do sistema de atuação

4.1.5. Software

Com relação ao software do experimento, o trabalho realizado pela dupla Silva e Fernandez pode ser dividido basicamente em três grandes blocos. A simulação propriamente dita foi toda realizada utilizando as ferramentas disponíveis no programa MatLab, ficando assim todos os cálculos pertinentes ao experimento sob sua responsabilidade. A interface homem-máquina - tão importante em um experimento com finalidade didática - foi toda implementada em Visual Basic, sendo esta totalmente baseada em menus e botões de acionamento seguindo o padrão Windows. Finalmente, a comunicação entre o MatLab e a interface desenvolvida em Visual Basic foi estabelecida através da implementação das chamadas DLL's (Dynamic Link Libraries) escritas na linguagem C++.

4.2. Complemento da Modelagem do Sistema

A modelagem matemática do sistema tem por objetivo orientar o projeto básico, servir de base para o projeto dos algoritmos de controle e permitir o estudo analítico e a realização de simulações numéricas. Essa etapa fornecerá os dados teóricos necessários para que sejam realizadas verificações no protótipo durante o ensaio e para analisar o efeito dos algoritmos de controle implementados, verificando possíveis discrepâncias nas características do protótipo.

Como continuação à modelagem matemática de um veículo utilizando o modelo de um quarto de carro, introduziu-se o sistema hidráulico acoplado ao atuador, podendo ser observada uma esquematização do sistema na figura a seguir:

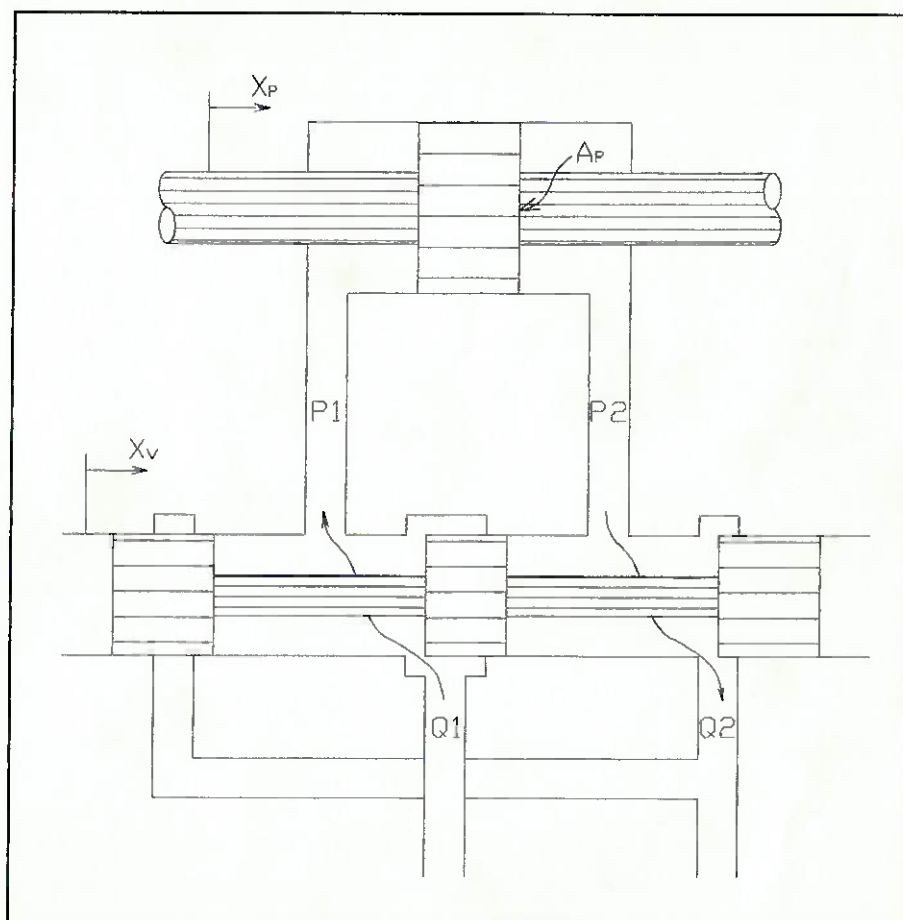


Figura 4 - Diagrama esquemático da combinação válvula - pistão

Tem-se que: $Q_l = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = \text{vazão média};$

$$Pl = P1 - P2 = \text{diferença de pressão.}$$

Para válvulas proporcionais e servo-válvulas, pode-se considerar que a vazão depende da posição da válvula e da diferença de pressão (Pl) conforme a equação:

$$Ql = k_q \cdot x_v - k_p \cdot Pl \quad (I)$$

onde, k_q = ganho de vazão da válvula;

k_p = coeficiente de vazão-pressão da válvula.

Combinando a vazão da válvula com uma equação que expressa a continuidade do sistema, obtém-se outra equação que descreve funcionamento do cilindro e da válvula hidráulica:

$$Ql = Ap \cdot \dot{z}_p + Ctp \cdot Pl + \frac{Vt}{4 \cdot \beta_e} \cdot \dot{Pl} \quad (II)$$

onde, $x_p = x_c - x_f$ = deslocamento do pistão;

Ap = área útil do pistão;

Ctp = coeficiente de perda total do pistão;

Vt = volume total no sistema;

β_e = módulo de carga efetiva do sistema.

Essas duas equações representam o sistema hidráulico a ser implementado, levando-se em consideração o tipo de carga encontrado no sistema de suspensão ativa.

De (I) e (II), tem-se:

$$\dot{Pl} = \frac{4 \cdot \beta_e}{Vt} \cdot \left[-Ap \cdot (\dot{z}_c - \dot{z}_f) - k_{ce} \cdot Pl + k_q \cdot x_v \right]$$

onde, $k_{ce} = Ctp + k_p$

Escrevendo-se o sistema de equações que representam o modelo de movimento do carro, completa-se a representação matemática:

$$\begin{cases} m_c \ddot{z}_c = -c_c(\dot{z}_c - \dot{z}_f) - k_c(z_c - z_f) + Ap.Pl \\ m_f \ddot{z}_f = c_c(\dot{z}_c - \dot{z}_f) + k_c(z_c - z_f) - Ap.Pl - k_f(z_f - w) \end{cases}$$

Reescrevendo o sistema resultante em termos de variáveis de estado:

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_c \\ \dot{v}_c \\ \dot{z}_f \\ \dot{v}_f \\ \dot{Pl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{k_c}{m_c} & -\frac{c_c}{m_c} & \frac{k_c}{m_c} & \frac{c_c}{m_c} & \frac{Ap}{m_c} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \frac{k_c}{m_f} & \frac{c_c}{m_f} & -\frac{k_c + k_f}{m_f} & -\frac{c_c}{m_f} & -\frac{Ap}{m_f} \\ 0 & -\frac{4 \cdot \beta e \cdot Ap}{Vt} & 0 & \frac{4 \cdot \beta e \cdot Ap}{Vt} & -\frac{4 \cdot \beta e \cdot k_{ce}}{Vt} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_c \\ v_c \\ z_f \\ v_f \\ Pl \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_f}{m_f} \\ \frac{4 \cdot \beta e \cdot k_q}{Vt} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_v \\ w \end{bmatrix}$$

Dessa forma, obteve-se a equação de estados do modelo de 1/4 de veículo incorporando modelo hidráulico.

4.2.1. Simulação no Matlab

Através do módulo do *Matlab* chamado *Simulink*, o sistema pode ser simulado em malha aberta através de diagramas de blocos, permitindo que se observe a coerência do modelo obtido matematicamente.

A representação do sistema, utilizando valores típicos encontrados na literatura [9] para os parâmetros dos componentes hidráulicos e os valores obtidos através de adimensionais [8] para os parâmetros do protótipo do sistema mecânico de suspensão pode ser observada a seguir:

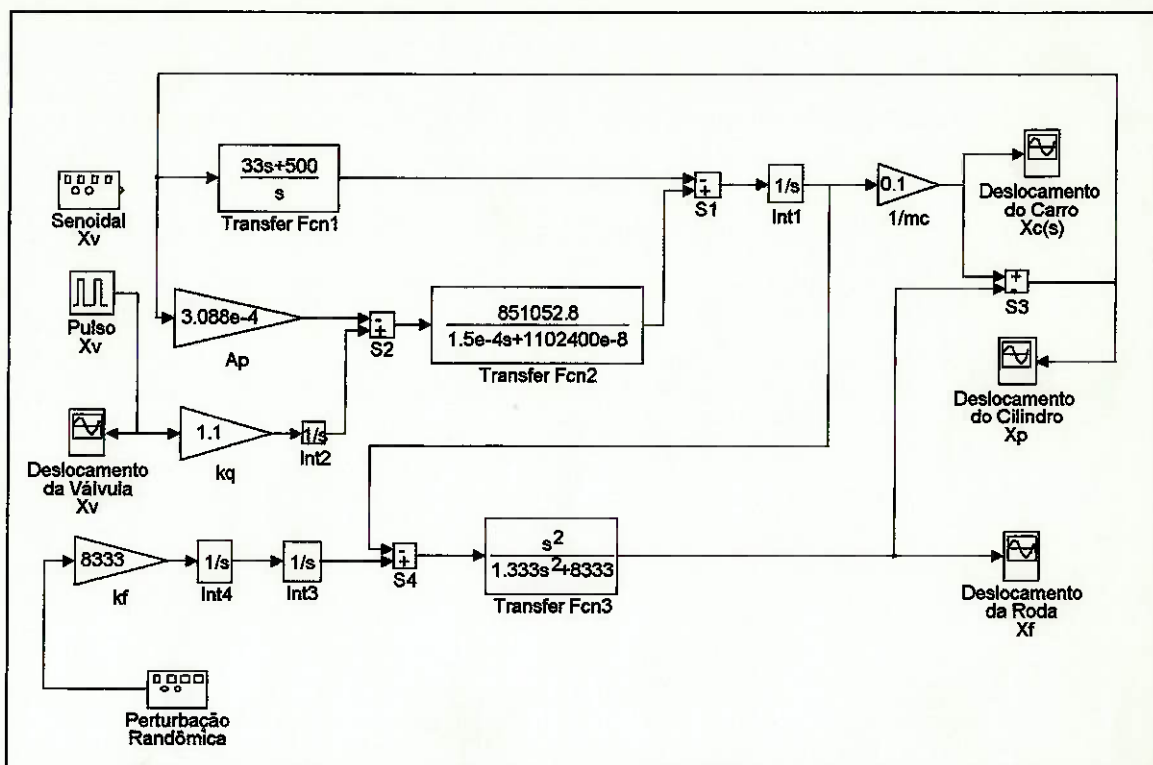


Figura 5 - Diagrama de blocos do modelo completo

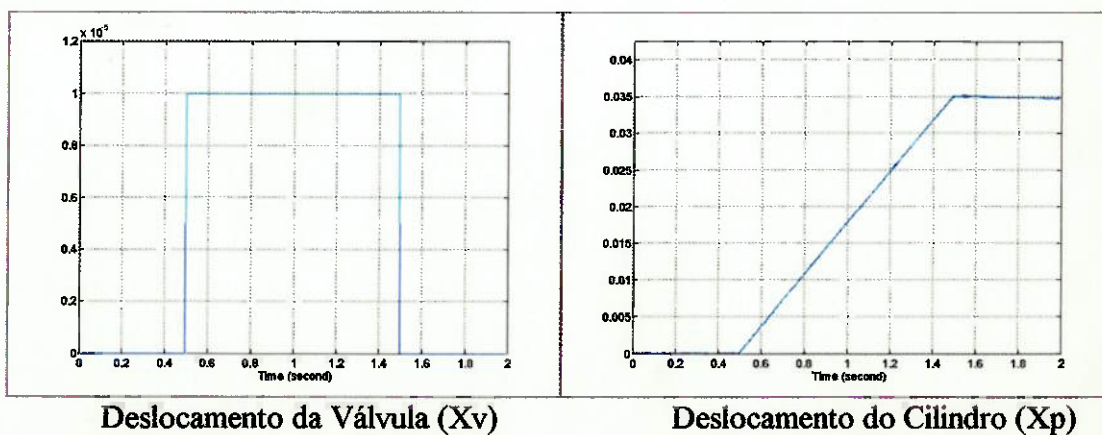
onde,

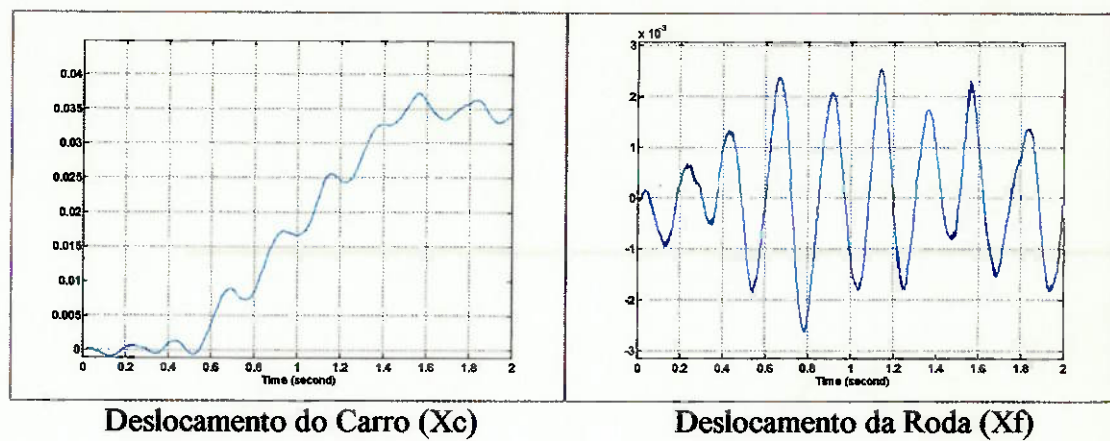
$$\text{Transfer Fcn1} = \frac{c_c \cdot s + k_c}{s}$$

$$\text{Transfer Fcn2} = \frac{4 \cdot \beta_e \cdot A_p}{V_t \cdot s + 4 \cdot k_{ce} \cdot \beta_e}$$

$$\text{Transfer Fcn3} = \frac{s^2}{m_f \cdot s^2 + k_f}$$

Simulando-se o sistema com uma entrada pulso para o sinal da válvula, como mostra a montagem do diagrama de blocos, pode-se observar os seguintes gráficos gerados:





Além de confirmarem a coerência do modelo matemático do sistema hidráulico acoplado ao sistema de suspensão, através dos formatos típicos das respostas obtidas, outro fator importante que pode ser observado é a frequência da vibração introduzida pela perturbação randômica na massa da roda, situando-se em aproximadamente 5 Hz, sendo a faixa esperada entre 1 Hz e 10 Hz.

4.3. Projeto Básico

O Projeto Básico do sistema em estudo pode ser dividido em quatro grandes blocos ou subsistemas relativamente independentes. Essa divisão se torna conveniente pois assim é possível obter uma melhor organização conceitual do projeto e o agrupamento de peças, componentes ou equipamentos de natureza semelhante, o que facilita ainda a divisão das tarefas relacionadas ao projeto entre os dois alunos envolvidos.

Seguem-se então as diversas análises e considerações realizadas a respeito de cada um dos quatro subsistemas que compõe o projeto: os subsistemas Mecânico, de Atuação, Elétrico e de Software, cabendo ainda alguns comentários sobre o sistema de perturbação.

4.3.1. Subsistema Mecânico

O sistema de suspensão ativa desenvolvido pode ser representado esquematicamente conforme mostra a figura abaixo:

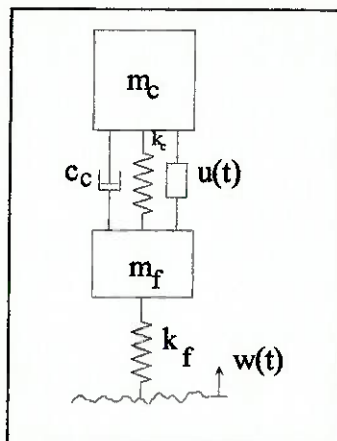


Figura 6 - Modelo de 1/4 de veículo com 2 g.l.

Além dos problemas relacionados à procura de molas e amortecedores com os parâmetros adequados para o nosso projeto, outro grande problema que surgiu do ponto de vista mecânico foi a escolha de uma montagem que permitisse obter, ao mesmo tempo, uma alta rigidez construtiva e movimentação livre e com o menor atrito possível na direção de movimento desejada. Estes dois requisitos são essenciais pois toda a modelagem realizada foi baseada na validade das hipóteses de atrito nulo e

movimentação do sistema em uma única direção. Assim, as várias formas construtivas imaginadas para atender tais requisitos são ilustradas a seguir:

a) montagem vertical com guias

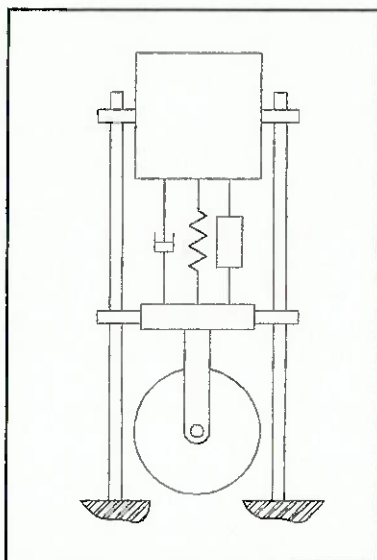


Figura 7 - Montagem Vertical com Guias

A montagem mais natural e intuitiva seria esta, utilizando guias que conectariam a massa do carro e da roda à alguma base. Percebeu-se porém que apesar de ser um sistema conceitualmente simples e sem nenhum mistério, a sua implementação física envolveria dificuldades relativamente grandes.

Como pretende-se utilizar os equipamentos disponíveis na oficina da faculdade, fica claro que não é possível obter grandes precisões de usinagem e montagem em nosso experimento. Tais imprecisões poderiam afetar inclusive a montagem das guias, que não estando devidamente alinhadas, muito provavelmente levariam ao travamento do sistema ou ficariam submetidas a grandes esforços provenientes do sistema de atuação.

Supondo então que o alinhamento entre as guias fosse possível, seria necessário montar uma estrutura suficientemente rígida - e consequentemente grande - para que tal condição de montagem fosse garantida durante todo o funcionamento do sistema, o que sem dúvida alguma dificultaria o trabalho de implementação do protótipo.

b) montagem com braços articulados

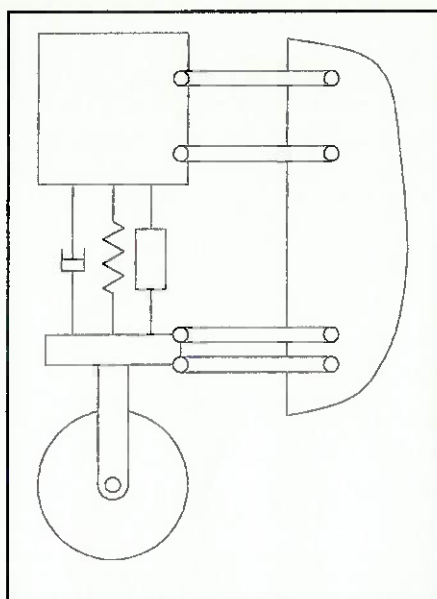


Figura 8 - Montagem com Braços Articulados

Esta montagem utilizando braços articulados surgiu como alternativa à montagem anterior, uma vez que esta não apresenta grandes requisitos de precisão de usinagem e/ou montagem para ser implementada. O problema aqui é que a rigor, o movimento obtido com esta montagem não é linear, sendo que a aproximação com tal tipo de movimento seria aceitável em situações onde o ângulo de deslocamento dos braços fosse suficientemente pequeno.

Ocorre que as movimentações verticais do carro e da roda são relativamente grandes (da ordem de 100mm), o que torna a aproximação acima inaceitável, a não ser que os braços de sustentação sejam suficientemente compridos. Isto por sua vez acaba aumentando as dimensões de todo o sistema, o que como já citado anteriormente, aumentaria a dificuldade na implementação física do experimento.

c) montagem horizontal

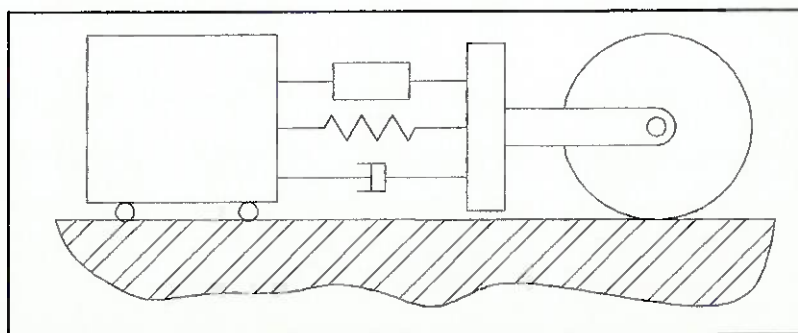


Figura 9 - Montagem Horizontal

Utilizando a montagem acima, a construção de uma guia para direcionar o movimento do sistema é bastante compacta e simplificada, uma vez que não é necessário construir qualquer tipo de guia prismática conectando a massa do carro à massa da roda. Apesar da aparente discrepância em relação à modelagem realizada - que considera o sistema montado na vertical - deve-se notar que a dinâmica do sistema continua inalterada na montagem acima.

A sua principal desvantagem é que o atrito que surge entre a massa do carro e a guia pode não ser desprezível devido à ação da força peso, o que poderia vir a introduzir não-linearidades que seriam de difícil modelagem e compensação no sistema de controle.

d) montagem inclinada

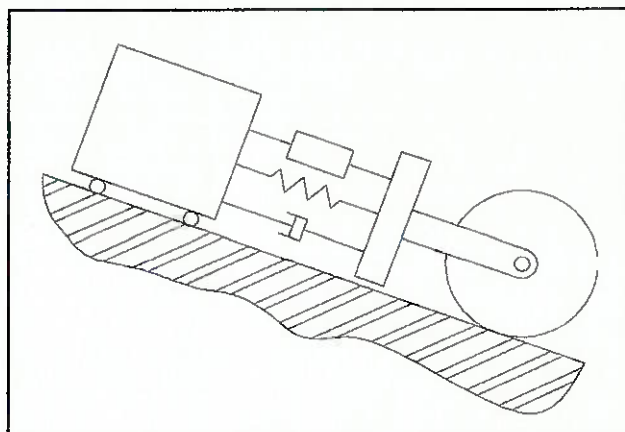


Figura 10 - Montagem Inclinada

A montagem inclinada surgiu como alternativa natural à montagem horizontal, já que ela apresenta as mesmas vantagens que esta última sem porém ter um problema tão crítico relacionado ao atrito. Assim, a construção da guia permanece relativamente simples, sendo o atrito minimizado pelo fato de que apenas uma parcela da força peso - a sua projeção na direção vertical - contribui para o seu surgimento.

A sua principal desvantagem está relacionada à dificuldade de se controlar o sistema, uma vez que seria necessário considerar as projeções das forças e todas as eventuais não linearidades que dela poderiam resultar.

Logo, todas as formas de montagem apresentam desvantagens que de uma forma ou outra, dificultam a implementação do experimento. Desta forma, optou-se por escolher uma montagem que apresentasse os menores problemas quanto ao seu controle,

pois avaliou-se que problemas tecnológicos que surgissem durante a montagem do sistema poderiam ser contornados mais facilmente. A escolha então recaiu sobre a montagem vertical com guias.

Uma possível forma de se minimizar o problema de alinhamento entre as guias seria a adoção de guias lineares utilizando mancais contendo esferas de rolamentos, sistema este que seria capaz de acomodar pequenos desvios de alinhamento sem com isso criar travamentos ou atrito excessivo.

4.3.2. Subsistema de Atuação

O subsistema de atuação pode ser considerado o principal elemento de todo sistema de suspensão ativa, uma vez que é ele o responsável direto pelas características de desempenho e velocidade de resposta do sistema às perturbações externas, o que em última análise diferenciam uma suspensão ativa de uma passiva ou adaptativa. Deve-se destacar ainda as especificações relativamente restritivas que o sistema de atuação deve atender devido às características peculiares naturais a todo sistema veicular. As principais especificações estão listadas a seguir:

- **velocidade de resposta elevada:** o sistema de atuação deve ser capaz de responder adequadamente às perturbações, sejam da pista, inerciais ou de qualquer outra natureza de modo a atender os requisitos de conforto e segurança. Em termos práticos, o sistema deve ser capaz de atuar em frequências da ordem de 10Hz, frequência por volta da qual encontra-se a frequência natural de uma roda e que é cerca de 10 vezes superior à frequência de vibração principal do corpo de um veículo.
- **esforços elevados:** devido ao fato das acelerações que surgem em um sistema de suspensão serem relativamente elevadas, quando estas acelerações atuam sobre as massas de um veículo surgem esforços relativamente elevados que devem ser suportados e/ou compensados pelo sistema de atuação.
- **baixo peso e volume:** dois requisitos peculiares que são comuns a todo sistema veicular são o seu baixo peso e o seu pequeno volume ocupado, uma vez que estes dois fatores são especialmente críticos em veículos automotores, que não podem manter nenhum tipo de vínculo com qualquer elemento externo gerador de energia.

Assim sendo, a princípio imaginaram-se as seguintes possíveis alternativas que poderiam ser adotadas para o sistema de atuação:

a) sistema eletromagnético composto por um solenóide

Apesar de aparentemente ser uma alternativa viável quanto ao primeiro requisito, o sistema eletromagnético pode ser prontamente descartado quando analisam-se os demais requisitos. É possível até obter forças elevadas em um solenóide, mas o sistema resultante teria massa e volume tão elevados que a sua utilização veicular tornasse impensável. Em outras palavras, um solenóide possui boa velocidade de resposta e é capaz de produzir forças elevadas, porém peca por ter massa e volume elevados.

b) sistema pneumático

Um sistema de atuação pneumático é capaz de atender os requisitos citados anteriormente, ou seja, possui boa velocidade de resposta, é capaz de fornecer forças elevadas e possui baixo peso e volume. Um sistema pneumático poderia então, a princípio, ser utilizado como o sistema de atuação da suspensão ativa, não fosse pelo fato de utilizar como fluido de trabalho o ar comprimido. Este fluido tem como uma de suas principais características a sua compressibilidade, o que torna o seu controle extremamente difícil e complexo, inviabilizando novamente a sua utilização no sistema de atuação.

c) sistema hidráulico

Assim como o sistema pneumático, o sistema hidráulico possui alta velocidade de resposta, é capaz de produzir forças elevadas e possui baixo peso e volume. Este apresenta porém a vantagem de possuir como fluido de trabalho o óleo hidráulico, fluido que pode ser considerado incompressível, o que torna o seu controle possível e factível. Desta forma, o sistema de atuação hidráulico surge como a melhor alternativa para o nosso projeto.

Assim, concluiu-se que a utilização do circuito hidráulico imaginado por Silva e Fernandez - cujo diagrama encontra-se esquematizado abaixo - é de fato a melhor opção para o nosso projeto. Seguem-se então considerações mais detalhadas a respeito de cada

um dos componentes do circuito.

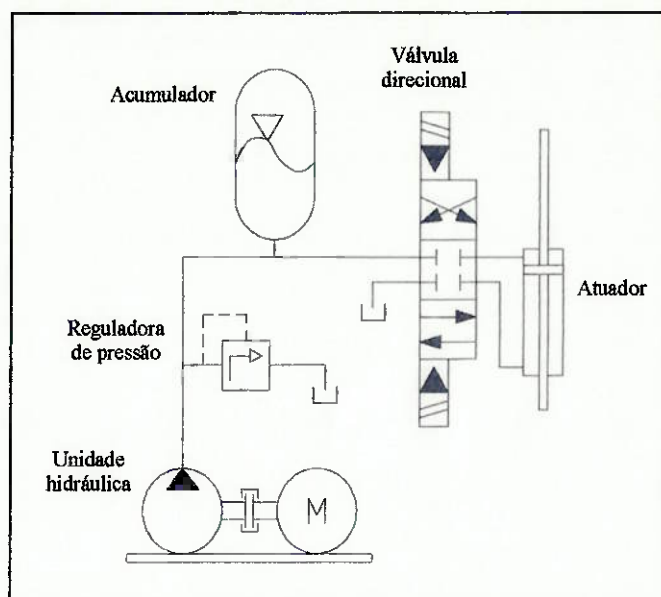


Figura 11 - Diagrama esquemático do circuito hidráulico

4.3.2.1. Unidade hidráulica

Devido à ausência de qualquer espécie de informação ou documentação escrita referente à unidade hidráulica adquirida para a utilização em um outro experimento - o de tanques comunicantes - desenvolvido durante o ano de 1996, houve certa dificuldade para determinar as suas especificações básicas (vazão e pressão) e assim, verificar se ele poderia ser realmente utilizado no experimento da suspensão, conforme sugerido por Silva e Fernandez em seu projeto. A princípio, a única informação disponível era de que a bomba incorporada à unidade hidráulica era uma bomba de engrenagens, ou seja, uma bomba de volume constante.

- Através de contatos com o revendedor da unidade hidráulica foi possível obter um catálogo técnico da bomba, onde verificou-se que a sua vazão nominal era de cerca de 6,0 l/min, mas onde devido à utilização de um motor fora da padronização adotada pelo fabricante, não se pôde verificar exatamente qual a sua pressão de trabalho. Contudo, estimativas baseadas em outros dados constantes do catálogo indicaram que a bomba seria capaz de fornecer uma pressão da ordem de 45 bar, o que seria um valor adequado para o sistema de suspensão mesmo levando em conta a grande perda de carga que ocorre em uma válvula direcional proporcional ou em uma servoválvula.

4.3.2.2. *Válvula reguladora de pressão*

Como uma bomba de engrenagens é capaz de fornecer vazão, e não pressão constante, verificou-se que seria inevitável a adoção de algum artifício de modo a manter a pressão a montante da válvula direcional em um nível constante. Neste sentido, constatou-se que a princípio, a opção mais simples e barata seria a introdução de uma válvula reguladora de pressão à montante da válvula direcional.

O funcionamento da válvula seria simples: esta permaneceria regulada a uma pressão abaixo da máxima fornecida pela bomba e acima da mínima necessária para manter o sistema em funcionamento. Quando o experimento estivesse inativo, toda a vazão da bomba seria direcionada de volta ao reservatório, com a reguladora de pressão funcionando como uma simples válvula de alívio. À medida que o consumo de óleo pelo experimento aumentasse, uma fração cada vez menor deste seria desviada para o tanque, até a situação-limite em que a pressão à jusante da válvula tornaria-se igual à pressão nela regulada e toda a vazão de óleo seria direcionada para o experimento. A partir deste ponto, requisições maiores por parte do sistema causariam uma queda na pressão do óleo do sistema, inviabilizando então a continuidade do experimento.

Assim procedendo, a pressão no sistema poderia ser mantida aproximadamente constante em uma faixa relativamente pequena, porém adequada de vazão, principalmente levando-se em consideração a proposta didática do projeto. Porém, deve-se considerar ainda a hipótese de se utilizar um acumulador à montante da válvula direcional como um recurso adicional para manter a pressão constante no sistema. Isto pode vir a ser necessário pois durante a realização do experimento podem ocorrer flutuações relativamente grandes de pressão causadas por rápidas mudanças de vazão que poderiam vir a não ser compensadas em tempo hábil pela válvula reguladora de pressão.

4.3.2.3. *Válvula direcional*

Como já citado anteriormente, as principais características do sistema de suspensão do ponto de vista hidráulico são a sua elevada velocidade de resposta e precisão necessários para que este seja capaz de responder de forma adequada em termos de conforto e segurança às perturbações externas. Constatou-se que tal

velocidade e precisão só poderiam ser atingidas com a utilização de uma válvula direcional proporcional ou uma servoválvula, visto que tais componentes possuem características construtivas e de performance especiais que as tornam adequadas para este tipo de uso.

Porém, tais características têm o seu custo, e o maior obstáculo para a sua utilização no sistema é justamente o seu preço, muito alto considerando-se que o presente experimento trata-se de um projeto de graduação. Devido a este aspecto foram recolhidas informações e catálogos dos principais fabricantes de válvulas proporcionais e servoválvulas com a finalidade de coletar informações técnicas e realizar uma pesquisa de preços abrangente. Essa coleta de informações foi realizada com o objetivo de possuímos subsídios para especificarmos a válvula a ser utilizado no sistema baseados em uma análise de custo-benefício adequada. Tal análise se faz necessária pois além das diferenças naturais que surgem entre preços de diferentes fabricantes, existe o fato de que apesar da válvula proporcional ter um custo mais baixo em relação à servoválvula, seu desempenho também é geralmente inferior ao deste último.

4.3.2.4. Atuador

No momento da especificação do atuador para a utilização no projeto, deparou-se com um problema muito comum que havia sido enfrentado diversas vezes pela dupla Silva e Fernandez. A princípio, necessitava-se simplesmente de um cilindro de dupla ação com haste passante para que se tivesse a mesma área efetiva do pistão tanto no seu avanço quanto no seu retorno, característica que facilitaria muito o desenvolvimento e a implementação do controlador da suspensão.

Porém, devido aos esforços envolvidos no funcionamento da suspensão serem relativamente pequenos, e conhecendo-se ainda a pressão disponível na unidade hidráulica, estimou-se um diâmetro ideal do atuador de cerca de 10mm. Percebeu-se então que um atuador hidráulico com tal diâmetro não é produzido em larga escala pelos grandes fabricantes, sendo que os cilindros cujas dimensões melhor se aproximam do requerido utilizam como fluido de trabalho exclusivamente ar comprimido, o que inviabiliza sua utilização no experimento.

Uma possível solução poderia ser então a adoção de um atuador com o menor

diâmetro disponível comercialmente - diâmetro do pistão de 1½" e da haste de 5/8" - e a posterior adequação dos demais parâmetros do sistema às características do cilindro. Desta forma, concluiu-se que aumentando a relação entre as massas do protótipo e o carro real de 1 para 60 para cerca de 1 para 30, o atuador acima mencionado poderia ser adotado satisfatoriamente.

4.3.3. Subsistema Elétrico

São diversos os equipamentos elétricos utilizados no experimento em integração com as partes mecânicas e hidráulicas explicadas anteriormente. Será utilizado no desenvolvimento do trabalho um microcomputador PC 486 DX4- 100, já disponível, onde se encontra instalada uma placa conversora AD/DA, modelo CAD 12/36, fabricada pela Lynx, que realizará a interface com os sistemas mecânico e hidráulico para aquisição e envio de dados.

Dependendo da válvula adquirida poderá ser acrescentada outra placa ao sistema, consistindo de uma placa de controle específica fornecida em conjunto com a válvula. Para modelos de válvula padrão, seria utilizada uma das saídas analógicas da própria placa AD/DA para o envio de comandos, sendo este sinal modificado por um driver que seria projetado para atender os níveis de tensão e corrente requeridos pela válvula.

A placa AD/DA citada, além de suprir com folga o número de entradas e saídas utilizadas (uma eventual saída para a válvula e três entradas para os sensores, como será discutido posteriormente), apresenta também recursos que permitem o uso de interrupções de hardware, tornando a frequência de amostragem mais precisa em relação à amostragem por software e recursos que permitem a leitura quase simultânea dos sensores, permitindo que se admita a simultaneidade dos dados lidos para os períodos de amostragem requeridos para o experimento.

Para permitir a realização dos ensaios e verificar o funcionamento do sistema de suspensão, se torna necessária a instrumentação do experimento, podendo ser utilizado para isso diversas estratégias de sensoreamento. Os sinais a serem medidos são de aceleração e deslocamento das massas suspensa e da roda e de deslocamento relativo entre as duas estruturas que suportam as massas.

Para medição do movimento das massas, foram estudadas basicamente três opções. A primeira delas consiste em utilizar dois sensores em cada massa, um para medir deslocamento e outro para medir aceleração. Esta hipótese apresenta como vantagem a possibilidade de comparação indireta entre os sinais medidos através da integração ou derivação do sinal. A principal desvantagem seria o aumento desnecessário do custo do protótipo devido à utilização de sensores redundantes na medição.

O uso apenas de sensores de deslocamento, como segunda opção, tornaria necessária a derivação do sinal obtido para obtenção da aceleração, tendo como grande desvantagem a amplificação dos erros de medição, o que é uma característica da derivação do sinal que a torna desaconselhável.

Dessa forma, a melhor estratégia encontrada foi a utilização de acelerômetros, já que a integração do sinal para obtenção do deslocamento, ao contrário da derivação, ameniza os erros do instrumento [13]. Para esses instrumentos, a faixa de frequência útil se situa entre praticamente zero e uma frequência limite, que se situa em um valor bem acima da frequência de trabalho do experimento. Outra vantagem dos acelerômetros é permitir uma medição mais fácil de movimentos transitórios quando comparados a sensores de deslocamento ou velocidade.

Dentre os vários tipos de acelerômetros existentes, pretende-se usar acelerômetros piezoelétricos ou extensométricos (strain-gages), já que estes poderiam ser emprestados pelo laboratório da Escola, reduzindo o custo de aquisição dos equipamentos.

Os acelerômetros piezoelétricos apresentam faixas de medição iniciando-se em frequências diferentes de zero, sendo este um fator importante na seleção dos mesmos, já que nem todos os modelos atendem aos valores de frequência mínimos requeridos, em torno de 1 Hz.

Os acelerômetros strain-gage não apresentam esse inconveniente, além de geralmente apresentarem uma construção mais robusta. Os valores de tensão de saída desses instrumentos torna necessário o emprego de amplificadores para o envio de sinais para a placa AD/DA.

Os acelerômetros de forma geral utilizam amplificadores de tensão para eliminar esse tipo de problema. Porém, no caso de sensores piezoelétricos, o uso de amplificadores de carga ao invés de amplificadores de tensão se torna cada vez mais comum devido à insensibilidade à capacitância do cabo e melhor resposta em baixas frequências.

Para medição do deslocamento relativo entre as massas, poderia ser utilizado o próprio sinal de deslocamento obtido por cada acelerômetro. Apesar disso, devido ao acúmulo de erros nas medições, é recomendado o acréscimo de um sensor específico para essa função. Pretende-se usar um sensor de deslocamento do tipo LVDT, que forneceria características de funcionamento melhores do que sensores mais simples como por exemplo potenciômetros.

4.3.4. Software

O subsistema de software é composto por um conjunto de rotinas básicas que possibilitam a aquisição dos dados provenientes dos sensores, executam os algoritmos de controle do sistema e realizam o controle propriamente dito do atuador através do envio de comandos para a válvula direcional, para que possa ser realizada a atuação sobre o sistema de suspensão e fechando assim o ciclo de funcionamento do protótipo.

Para que sejam atingidas as finalidades didáticas do projeto, seria necessário um algoritmo de interação com o usuário, possibilitando uma interface mais amigável que permitisse a operação a pessoas menos familiarizadas com a programação e o funcionamento detalhado do sistema.

Entretanto, não se propõe a realização dessa etapa do programa devido ao pouco tempo disponível, em detrimento a outros elementos mais imediatos ao funcionamento do sistema e à realização dos ensaios. Assim como esse projeto é uma continuação de um Trabalho de Formatura anterior [8], espera-se que haja um futuro interesse na implementação desse elemento que teria uma importante função para a efetiva utilização do sistema em conjunto com outros experimentos em um laboratório destinado a alunos de graduação.

Além disso, o software de controle básico do sistema de suspensão e aquisição de dados deverá ter funcionamento independente de um futuro sistema de interação com o usuário, mantendo a funcionalidade do protótipo mesmo com a ausência dos outros sistemas.

4.3.5. Sistema de Perturbação

Apesar de não se incluir no sistema de suspensão, este sistema auxiliar é de grande importância na realização dos ensaios, sendo responsável pelas perturbações que seriam provenientes da via de rodagem em um caso real.

Essas perturbações poderiam ser proporcionadas por um sistema especialmente desenvolvido para o experimento. Porém, como o projeto apresenta previsão apenas para a execução do sistema de suspensão, para que a sua implementação se torne possível no período proposto existe a necessidade de utilizar-se um sistema alternativo de perturbação, que seria um sistema simplificado destinado a possibilitar a realização de ensaios com o protótipo do sistema.

Esse sistema alternativo proporcionará apenas perturbação aleatórias que simularão a rugosidade da pista, sendo possível também uma implementação utilizando sistema hidráulico ou sistema eletromagnético.

4.4. Projeto Executivo

O Projeto Executivo tem como principal objetivo realizar o detalhamento dos componentes e sistemas definidos no projeto básico, de modo a desenvolver documentação suficiente que permita a implementação física do sistema de suspensão. Foi realizada uma cuidadosa escolha entre as várias opções disponíveis de componentes, peças e equipamentos baseada em requisitos de projeto e também em fatores como disponibilidade e custos.

É importante salientar que não se pretende entrar em detalhes minuciosos de componentes e montagens, pois este é um Projeto Executivo de caráter científico, que diferentemente de um projeto executivo industrial, não pretende ser um guia completo e detalhado de manufatura. Assim, este projeto tem a intenção de traçar as linhas gerais do sistema, estando os detalhes reservados aos manuais e catálogos dos fabricantes que se encontram anexos a este relatório.

Em alguns casos particulares não foi possível realizar a especificação adequada de determinada peça ou componente devido à dificuldade em contatar os seus fornecedores para obter informações técnicas ou relativas a seus custos. Nestes casos, que estão claramente indicados no decorrer do texto, optamos por manter uma lista de possíveis alternativas sobre as quais devem ser obtidas maiores informações por ocasião da implementação do sistema.

Assim como o Projeto Básico, o Projeto Executivo também está dividido em quatro grandes blocos - subsistemas Mecânico, Atuação, Elétrico e Software - para facilitar o entendimento do sistema de suspensão como um todo e assim facilitar a sua futura implementação.

4.4.1. Subsistema Mecânico

Durante o desenvolvimento do Projeto Básico estudou-se cada uma das diversas possibilidades de montagem do sistema, analisando-se com cuidado suas respectivas vantagens e desvantagens e optou-se por utilizar a montagem vertical com guias. Vale lembrar que escolheu-se a montagem que apresentava os menores problemas quanto ao seu controle (não-linearidades, atritos, etc.), pois avaliou-se que problemas

tecnológicos que surgissem durante a implementação do sistema poderiam ser contornados mais facilmente.

O desenho de conjunto do sistema mecânico encontra-se em anexo, juntamente com desenhos detalhando alguns dos componentes de maior interesse. É importante notar que alguns dos parâmetros adotados na sua execução são de natureza indicativa, podendo variar para mais ou para menos conforme surjam os problemas e as necessidades durante a implementação do projeto. Seguem-se então alguns comentários sobre os componentes básicos do subsistema mecânico do projeto. A nomenclatura dos componentes segue a adotada nos desenhos anexos.

4.4.1.1. Guias cilíndricas e mancais

Optou-se por utilizar um par de tubos cilíndricos de aço como guias devido à sua disponibilidade nas mais diversas dimensões e ao seu baixo custo, podendo ser facilmente encontrados em casas de ferragens e similares. Chegou-se a cogitar a utilização de uma única guia prismática no sistema, idéia que apesar de conseguir evitar problemas de alinhamento entre as guias, foi abandonada pela dificuldade em encontrar fornecedores de tal material.

Definidas as guias a serem utilizadas, procuraram-se então formas de conectar as massas do sistema (a massa do carro e da roda) a estes componentes. Não foi possível encontrar guias lineares que atendessem às nossas especificações, uma vez que os equipamentos disponíveis no mercado são projetados para serem utilizados como barramentos de máquinas operatrizes.

Optou-se desta forma por desenvolver e projetar um mancal de esferas extremamente simples, montado com materiais que podem ser facilmente obtidos no mercado (vide desenho de detalhe em anexo) e que não requer nenhuma sofisticação tecnológica na sua manufatura. Este sistema teria ainda como vantagem a capacidade de acomodar pequenos desvios de alinhamento das guias sem com isso criar travamentos ou atrito excessivo.

4.4.1.2. Suportes superiores e inferiores da suspensão

Os suportes superiores e inferiores do sistema de suspensão foram escolhidos de forma a proporcionar a maior rigidez possível à montagem, já que este deve permanecer rígido e imóvel mesmo com os esforços e deslocamentos relativamente grandes que surgem durante o funcionamento do sistema.

Foi por esta razão que optou-se por utilizar tarugos maciços de aço que além de serem suficientemente rígidos, possuem uma inércia adequada. Para melhorar ainda mais a rigidez do sistema adicionaram-se cantoneiras para conectar os dois suportes inferiores da suspensão.

4.4.1.3. Corpo do carro / suporte da roda

O corpo do carro (onde as massas representando a massa de um $\frac{1}{4}$ de carro são fixadas) e o suporte da roda são confeccionadas em chapas de alumínio dobradas. Tal material foi escolhido devido à sua rigidez adequada, facilidade de conformação e grande disponibilidade. Além disso, tal forma construtiva facilita a fixação de diferentes massas no corpo do carro por meio de parafusos, rebites ou elementos de fixação similares.

Deve-se atentar no corpo do carro o sistema que permite as montagens das suspensões ativa, semi-ativa e passiva. Na montagem mostrada no desenho de conjunto anexo, é possível simular a suspensão semi-ativa, onde a cilindro hidráulico atua em paralelo com o conjunto amortecedor / mola. Caso haja interesse em simular a suspensão passiva, basta retirar o atuador da montagem e montar o conjunto amortecedor / mola no eixo de simetria do sistema. Finalmente, para simular a suspensão ativa basta montar o atuador no centro do sistema através da utilização de espaçadores maiores e desmontar o sistema amortecedor / mola.

4.4.1.4. Roda / eixo da roda

A roda / pneu a ser utilizado no sistema de suspensão não poderia ser de borracha maciça pois neste caso o coeficiente de elasticidade do conjunto tornaria-se excessivamente grande, aproximando muito o sistema de suspensão de um sistema com 1 grau de liberdade. Por tal razão procurou-se por um conjunto roda / pneu que aliasse

dimensões e peso (vide determinação dos parâmetros do protótipo) adequados com um custo compatível.

Uma das opções encontradas foi a roda de kart, que apesar de apresentar peso e dimensões adequados possui o inconveniente de ter um custo relativamente alto. Tal problema pode ser parcialmente contornado com a aquisição de rodas e pneus usados em uma das diversas lojas que se encontram às margens do autódromo de Interlagos, em São Paulo. Mesmo assim, seu custo é de cerca de R\$ 60,00.

A outra opção (e cuja adoção nós encorajamos) encontrada são as rodas que são utilizadas em carrinhos de carga e que podem ser adquiridas nas mais diversas dimensões e configurações em lojas especializadas em tais componentes que se encontram na Rua Florêncio de Abreu, também na capital. Estas rodas podem ser adquiridas novas por valores em torno de R\$ 35,00.

Qualquer que seja a opção adotada, ambas as rodas já incorporam nos seus cubos rolamentos que tornam desnecessária a aquisição ou desenvolvimento de um mancal. É preciso apenas providenciar um eixo onde a roda possa ser montada através, por exemplo, de anéis elásticos.

4.4.1.5. Amortecedor e mola

Já havia sido verificado pela dupla Silva e Fernandez a grande dificuldade em encontrar amortecedores que tivessem características, dimensões e custo adequados. Amortecedores automotivos / motociclísticos foram prontamente descartados por possuírem dimensões muito maiores do que as requeridas. Os modelos utilizados em tampas de porta-malas de automóveis foram descartados por serem pressurizados. Finalmente, os amortecedores utilizados em bicicletas de competição possuem características adequadas mas possuem custo extremamente elevado.

Desta forma, concluiu-se que a montagem de um amortecedor era realmente a melhor opção. Constatou-se que a utilização de um tubo de PVC como câmara do amortecedor e de massa epóxi como elemento de restrição são soluções inventivas e efetivas. Optou-se apenas por incorporar a mola no interior do próprio amortecedor,

pois desta forma há um melhor alinhamento entre os movimentos dos dois elementos, fato que não ocorria na montagem anterior.

4.4.2. Subsistema de Atuação

O sistema de atuação pode ser considerado o principal elemento de todo o sistema de suspensão, já que ele é o responsável direto pelas características de desempenho e velocidade de resposta do sistema às perturbações externas. No desenvolvimento do projeto básico do sistema de atuação foram feitas diversas considerações a respeito de desempenho, peso e dimensões que levaram à adoção do circuito hidráulico ilustrado a seguir.

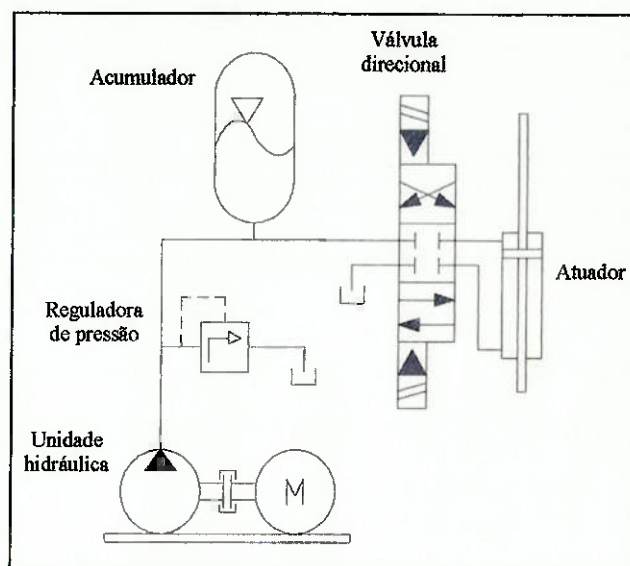


Figura 12 - Diagrama esquemático do circuito hidráulico

Sendo assim, seguem-se especificações mais detalhadas dos principais componentes do circuito hidráulico adotado no projeto.

4.4.2.1. Unidade hidráulica

Como já mencionado no projeto básico do sistema de atuação, verificou-se que a unidade hidráulica utilizada no experimento de tanques comunicantes desenvolvido durante o ano de 1996 possui características adequadas para ser utilizada no experimento de suspensão ativa. A sua especificação básica segue abaixo, estando as especificações mais detalhadas disponíveis nos manuais que seguem anexos:

- fabricante: Schrader Bellows
- bomba: de engrenagens, modelo D09
- vazão: cerca de 6,0 l/min a 1800 rpm
- pressão: cerca de 45 bar (estimativa)
- reservatório: capacidade de 20 l

4.4.2.2. Válvula direcional

Em última análise, a elevada velocidade de resposta e precisão do presente sistema de suspensão dependem em grande parte da escolha adequada da válvula direcional a ser utilizada no sistema. Foi por esta razão que pensou-se em utilizar uma válvula proporcional ou uma servoválvula, que por suas características construtivas especiais permitem obter um desempenho adequado para a suspensão.

Durante o primeiro semestre foi recolhido um grande conjunto de informações técnicas sobre os diversos modelos de válvulas disponíveis no mercado, o que juntamente com os seus respectivos custos, nos permitiria especificar a válvula a ser utilizada em nosso projeto baseados em uma análise custo - benefício adequada. Porém, se obtivemos relativo sucesso para obter as tais informações técnicas, o mesmo não pode ser dito quanto aos seus custos.

Como essas válvulas não são produtos nacionais que podem ser encontrados facilmente nos representantes / revendedores nacionais dos seus fabricantes, tivemos grande dificuldade para obter informações técnicas mais detalhadas ou mesmo informações tão prosaicas quanto o preço de seus produtos. Foi necessário até mesmo contatar a matriz de uma das empresas aqui instaladas para tentar acelerar o fluxo de informações.

Mesmo atuando desta forma, foi possível obter algumas poucas informações esparsas. Descobriu-se, por exemplo, que o modelo mais simples de servoválvula da linha de produtos da Moog - empresa conceituada no mercado pela alta qualidade e preço de seus produtos - custa cerca de R\$ 2700,00. Vale ressaltar que tal preço refere-se unicamente à servoválvula propriamente dita, excluindo-se o custo de sua placa de controle.

Após pedidos insistentes à Parker, conseguiu-se também obter o preço de uma das válvulas proporcionais mais simples de sua linha de produtos, componente este que apresenta características de desempenho que desaconselham a sua utilização no sistema de suspensão. Porém para efeito de comparação, vale citar que a válvula D1FWE81CCNKP0 (vide catálogo da Parker anexo) custa R\$ 695,00 e a placa de controle EW00555 (vide catálogo da Parker anexo) custa R\$ 806,00.

Desta forma, infelizmente não conseguimos definir uma especificação para a válvula a ser utilizada no sistema pela falta dos seus custos, o que nos impede de realizar uma análise custo - benefício adequada. Fica a recomendação para que a pessoa que for dar continuidade a este projeto utilize as informações dos diversos catálogos anexos a este relatório e concentre seus esforços em obter os seus custos para que consiga realizar uma análise custo - benefício adequada e assim, consiga especificar a melhor alternativa para o sistema.

4.4.2.3. Atuador

O atuador a ser utilizado no sistema tem de possuir algumas características que o tornam especial em relação aos produtos de prateleira disponíveis normalmente no mercado. A primeira delas é que o cilindro deve ser de dupla ação com haste passante para que as áreas efetivas do pistão sejam as mesmas tanto no seu avanço quanto no seu retorno, o que acaba por facilitar muito o seu controle.

Tal fato por si só não é uma grande restrição, sendo que o fator que mais dificultou a especificação do atuador foi a sua dimensão. Como os esforços envolvidos na suspensão são relativamente pequenos e a faixa de pressões utilizáveis está limitada pelos requisitos da válvula direcional, conclui-se após alguns poucos cálculos que o cilindro deve ter um diâmetro próximo a 10mm. Cabe lembrar que o menor atuador hidráulico padrão do mercado possui um pistão com diâmetro de 1½" e haste de 5/8", o que inviabiliza totalmente a sua utilização.

Após diversas pesquisas descobriu-se a Energion, uma empresa nacional especializada no desenvolvimento e fabricação de componentes hidráulicos que possui dentro de sua linha de produtos uma linha de cilindros hidráulicos miniatura que atendem os requisitos de nosso projeto. Dentre os diversos modelos e montagens possíveis (vide

catálogo anexo), especificou-se então o cilindro de dupla ação e haste passante modelo 10505 montado com o munhão 10512 e o suporte 10773, conjunto este que tem um custo de cerca de R\$ 200,00.

4.4.3. Subsistema Elétrico

Juntamente com os subsistemas Mecânico e de Atuação já abordados neste texto, o subsistema Elétrico compõe o conjunto de peças, componentes e equipamentos que precisam ser especificados para que o sistema possa ser implementado fisicamente. Assim, os principais componentes eletro - eletrônicos que são utilizados no projeto da suspensão são o microcomputador de controle, a placa AD/DA, os sensores e a placa de controle da válvula direcional.

Diversas considerações e análises que foram realizadas a respeito de cada um destes componentes ao longo do projeto básico são a seguir aprofundadas e retomadas em maiores detalhes, de modo a especificá-los da melhor forma possível.

4.4.3.1. Placa AD/DA

A interface entre os sistemas mecânico e hidráulico e os algoritmos de controle implementados é realizada através de uma placa conversora AD/DA instalada em um microcomputador PC 486 DX4-100 disponível para a utilização no controle do experimento. Esta interface compõe-se basicamente da aquisição de dados dos sensores do sistema de suspensão.

A placa conversora AD/DA é uma placa modelo CAD 12/36 fabricada pela Lynx, cujo manual contendo todas as especificações e informações detalhadas encontra-se disponível na biblioteca do grupo PET-Mecânica. Esta placa possui basicamente as seguintes características:

- número de entradas analógicas: 16
- número de saídas analógicas: 4
- conversor auto-calibrado de 12 bits
- seqüência de leitura e ganhos programáveis através de memória de canais
- suporte para interrupções
- aquisição em modo "Burst"

- suporte para DMA

Vale destacar que através dos ganhos programáveis citados acima, na sua configuração padrão a placa permite entradas que podem variar de faixas que vão de -10 e +10V até -100 a 100mV sem perda de definição, mesmo a taxas de amostragem da ordem de vários kHz. Desta forma, verifica-se claramente que a placa é capaz de atender com folga os requisitos do sistema, tanto do ponto de vista do desempenho quanto do número de entradas utilizadas - um total de 3 entradas provenientes dos sensores que instrumentam o sistema, como será analisado mais adiante.

Das características citadas acima, destaque especial deve ser dado aos 3 últimos itens, que são capazes de aumentar muito a qualidade e o desempenho na aquisição de dados do sistema.

A interrupção é um recurso extremamente útil pois permite a elaboração de programas que tratam de eventos em tempo real, eliminando a necessidade de se fazer uma monitoração contínua da ocorrência ou não do evento, situação que ocorre quando a amostragem é realizada via software. A utilização de tal recurso faz com que a frequência de amostragem e a própria amostragem em si sejam consideravelmente mais precisos e confiáveis.

Na aquisição de dados em modo "Burst", a placa realiza n ($n \leq 16$) leituras sucessivamente após o disparo da conversão, o que faz com que a aquisição de dados dos diferentes canais de entrada ocorra de modo quase simultâneo, permitindo que se admita a simultaneidade dos dados lidos em relação às frequências de amostragem (cerca de 200 Hz) utilizados no experimento.

Finalmente, caso haja interesse em maximizar a velocidade de aquisição de dados, pode-se realizá-lo via DMA (Direct Memory Access). A principal vantagem deste método em relação à interrupção é que no modo DMA a aquisição dos dados convertidos é transferida diretamente para a memória, sem a interferência da CPU, permitindo assim o aproveitamento máximo da velocidade do conversor, que passa a ser o único fator limitante da velocidade de aquisição.

4.4.3.2. Sensores

Para permitir a realização dos ensaios e verificar o funcionamento do sistema de suspensão é necessário instrumentá-lo adequadamente. Através de análises e considerações feitas durante o desenvolvimento do projeto básico, concluiu-se que a melhor estratégia a ser adotada seria a utilização de dois acelerômetros extensométricos (strain-gages) para medir as acelerações das massas do carro e da roda e de um LVDT para medir o deslocamento relativo entre as tais massas. Seguem-se então especificações e considerações mais detalhada a respeito de cada um destes sensores.

Acelerômetros Extensométricos

As principais características que foram consideradas na escolha dos acelerômetros a serem utilizados foram a frequência e a magnitude das acelerações que por eles teriam de ser medidos. Neste sentido, a capacidade dos acelerômetros extensométricos de medir tanto acelerações estáticas como dinâmicas foi essencial para a sua escolha. Além disso, os sensores a serem utilizados teriam de ser “pesados” o suficiente para permitir medições de acelerações pequenas, da ordem de até ± 3 g.

Foi por atender perfeitamente aos requisitos acima e além disso, estarem disponíveis para utilização nos laboratórios da Escola Politécnica que optou-se então pelo emprego no sistema de dois acelerômetros tipo strain-gage modelo 4-205 da marca Bell & Howell. Este modelo é um acelerômetro uniaxial capaz de medir acelerações de até ± 5 g, com amortecimento de $0,7 \pm 0,1$ à temperatura de 25°C e efeitos combinados de histerese e não-linearidade que atingem no máximo cerca $\pm 0,75\%$ do fundo de escala do sensor.

A aquisição dos sinais na saída dos acelerômetros requer uma medição muito precisa de uma variação muito pequena da resistência do strain-gage. O circuito elétrico mais comumente utilizado para tal tipo de aplicação é a ponte de Wheatstone, cuja tensão de saída pode ser então relacionada à variação de resistência do extensômetro e consequentemente, às acelerações as quais os sensores estão sujeitos.

Aqui é importante lembrar que a tensão de saída de tais sensores é tipicamente da ordem de alguns milivolts, o que torna necessária a utilização de amplificadores de

tensão para compatibilizar a magnitude de tais sinais com os níveis de tensão exigidos à entrada da placa conversora AD/DA. Além disso, o sistema tem de ser cuidadosamente projetado de modo que a relação sinal-ruído seja controlada e os sinais resultantes sejam confiáveis. Na figura a seguir observa-se uma possível montagem de acelerômetros excitados com corrente contínua que poderia ser utilizada para realizar o sensoreamento do sistema de suspensão.

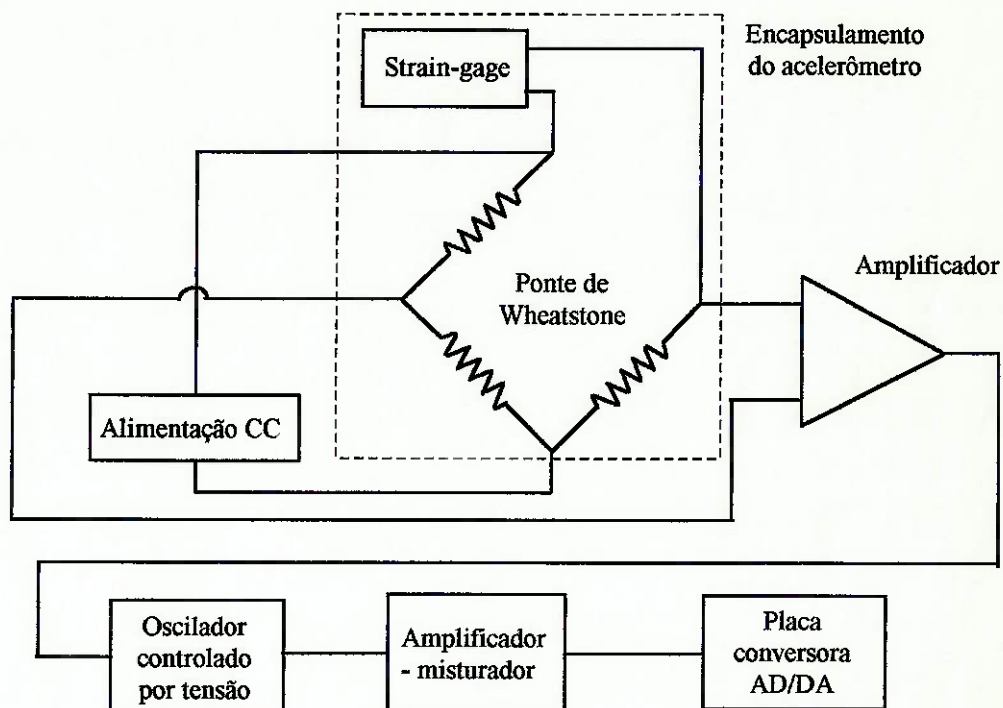


Figura 13 - Esquema de um circuito para um acelerômetro com excitação por CC

LVDT

Como já analisado anteriormente, para medir o deslocamento relativo entre as massas do carro e da roda a princípio poderia ser realizada a integração dos sinais provenientes dos acelerômetros que medem as acelerações de tais massas. Porém, a adoção de tal solução é desencorajada pois pode levar ao acúmulo de erros nas medições, sendo recomendada a utilização de um sensor à parte para medir essa grandeza.

Diversas alternativas de sensores de deslocamento lineares foram analisadas para a escolha do sensor adequado para o sistema. Potenciômetros lineares, por exemplo, foram descartados por apresentarem imprecisões excessivas (da ordem de até 10%), principalmente quando da medição de grandezas dinâmicas.

A escolha recaiu sobre um sensor do tipo LVDT (Linear Variable Differential Transformer) justamente pelo fato deste sensor apresentar comportamento dinâmico adequado para o experimento. A pequena massa de seu núcleo, a ausência de atrito e a força desprezível de atuação fazem com que o LVDT seja um sensor capaz de acompanhar mudanças rápidas do deslocamento praticamente sem retardo.

O fato da tensão de saída de um LVDT ser diretamente proporcional à tensão primária é outra característica que facilita a sua utilização, uma vez então que a aplicação de uma tensão de magnitude adequada no primário produz sinais de saída que dispensam a utilização de amplificadores de tensão na entrada da placa conversora AD/DA. Pode vir a ser necessária a utilização apenas de um filtro para eliminar ruídos indesejáveis para melhorar a qualidade dos dados.

Existem diversos modelos de LVDT disponíveis no mercado (vide catálogos anexos), mas nós encorajamos a utilização de um LVDT desenvolvido por pesquisadores do IPT [15], que além de possuir as características desejadas, está disponível para aplicação no experimento da suspensão nos laboratórios do instituto.

4.4.3.3. Placa de controle da válvula direcional

Para realizar a interface entre o microcomputador no qual são executados os algoritmos de controle e a válvula direcional hidráulica, existem basicamente duas opções: adquirir uma placa de controle da válvula do seu fabricante ou desenvolver e implementar uma placa através de informações relativas ao funcionamento da válvula.

Como o custo de aquisição da placa é extremamente alto - mais alto inclusive do que a válvula propriamente dita - pensou-se a princípio em adotar a segunda alternativa. Logo ficou claro que tal alternativa não seria viável, pois como já citado anteriormente, é praticamente impossível obter informações técnicas confiáveis a respeito de tais válvulas.

Foi por esta razão que optou-se pela adoção da segunda alternativa, ou seja, a aquisição da placa de controle do próprio fabricante da válvula. A especificação de tal placa está intimamente relacionada com o modelo de válvula utilizada e desta forma, geralmente o fabricante da válvula é o responsável por indicar o modelo adequado de

placa a ser utilizada. Neste caso, resta ao projetista do sistema escolher somente a alimentação a ser utilizada pela placa dentre as diversas opções normalmente disponíveis, abrangendo desde alimentações DC até alimentações AC pela rede elétrica convencional.

4.4.4. Subsistema de Software

Como já citado durante o desenvolvimento do projeto básico, o subsistema de software é formado basicamente por 4 quatro grandes blocos: o programa de aquisição de dados, os algoritmos de controle do sistema, o programa de geração de comandos para o atuador e finalmente a interface do sistema com o usuário. Tal organização pode ser esquematizada pela figura a seguir:

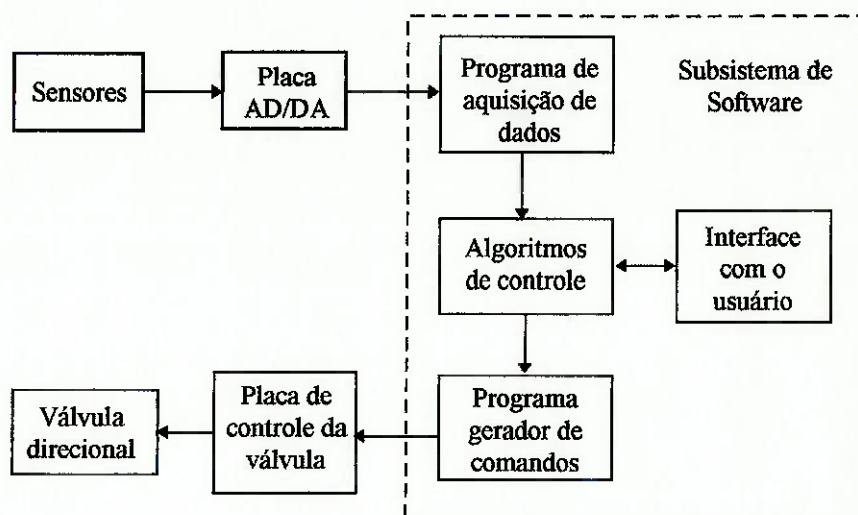


Figura 14 - Diagrama esquemático do subsistema de software

Seguem-se breves comentários sobre cada um dos blocos que compõe o subsistema de software que serão aprofundados e melhor analisados durante o desenvolvimento do programa de simulação.

4.4.4.1. Programa de aquisição de dados

A programação da placa conversora CAD 12/36 para que esta realize a aquisição de dados é relativamente simples, bastando para tanto saber acessar os dispositivos internos da placa - contadores e registradores, por exemplo - e programá-los de acordo com as necessidades. Tais programas podem ser escritos nas linguagens BASIC, Pascal, C ou mesmo Assembler, ficando a critério do programador a escolha da linguagem mais conveniente.

Não é de interesse, portanto, mostrar aqui detalhes de programação que são melhor explicadas e analisadas no manual da placa AD/DA. É importante, isto sim, conhecer os passos básicos a serem seguidos para realizar a aquisição de dados, independente da linguagem utilizada. Quando a aquisição é realizada através da utilização de interrupções, tais passos podem ser resumidos conforme mostra o diagrama a seguir:

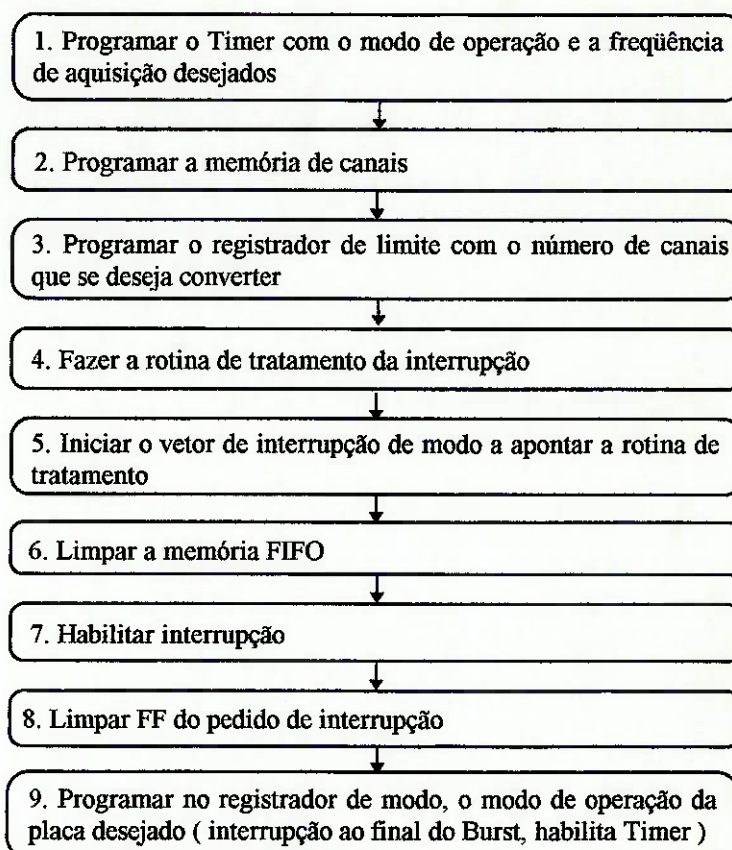


Figura 15 - Estrutura do programa para aquisição de dados por interrupção

4.4.4.2. Algoritmos de controle

Os algoritmos que efetivamente realizam o controle do sistema de suspensão estão implementados em rotinas e funções desenvolvidas dentro do programa MatLab, conforme será detalhado mais adiante, durante a descrição e análise do programa de simulação implementado. A execução de tais rotinas ocorre de maneira transparente para o usuário, sendo a comunicação (interface) entre ambos realizada através de um módulo de software desenvolvido especialmente para este fim, como será visto adiante.

Deve-se destacar que tais rotinas e funções compõe o núcleo do software de controle básico do sistema de suspensão, podendo com pequenas adaptações serem executados de modo independente em relação a todos os demais módulos de software do sistema.

4.4.4.3. Geração de comandos para a válvula direcional

Como já citado anteriormente, a placa de comando da válvula direcional será adquirida do próprio fabricante da válvula direcional utilizada no sistema. Desta forma, não é de interesse explorar detalhes de programação destas placas, que à semelhança do que ocorre com a placa conversora AD/DA, podem ser melhor entendidos através de consultas aos seus manuais.

Cabe apenas destacar que a programação de tais placas não oferece maiores dificuldades para aqueles que já tem conhecimento prévio de alguma linguagem de programação, sendo as linguagens utilizadas nestes componentes basicamente casos específicos ou simplificações de linguagens de domínio público já existentes.

4.4.4.4. Interface com o usuário

Devido às limitações oferecidas pelo programa MatLab no que se refere à interface gráfica com o usuário, optou-se por desenvolver um módulo de software com a finalidade exclusiva de criar uma interface gráfica amigável que permitisse a operação do sistema por pessoas menos familiarizadas com linguagens de programação e/ou o funcionamento detalhado do sistema.

Como será detalhado mais adiante, tal interface foi desenvolvida no ambiente Visual Basic, sendo a comunicação entre tal interface e as rotinas e funções do MatLab realizada através de uma DLL (Dynamic Link Library) escrita na linguagem C++.

4.4.5. Comentários gerais

Como já foi discutido anteriormente, o sistema de perturbação é de grande importância para a realização dos ensaios do sistema, apesar de não fazer parte do sistema de suspensão propriamente dito. Tal dispositivo é o responsável por gerar as perturbações que no caso real seriam provenientes da pista de rodagem.

Assim, para simular a rugosidade da pista poderia ser utilizado um "shaker" sob a roda do modelo, enquanto um atuador hidráulico montado da mesma forma poderia ser utilizado para simular obstáculos linearizados, como por exemplo lombadas linearizadas, rampas, etc.

Cabe aqui uma última observação final a respeito do projeto executivo, referente ao custo total envolvido na montagem do sistema. Estima-se que o sistema inteiro terá uma estrutura de custos como a indicada a seguir:

- Válvula direcional + placa de controle: R\$ 1700,00
- Atuador hidráulico: R\$ 200,00
- Válvula reguladora de pressão: R\$ 200,00
- Conexões e mangueiras hidráulicas: R\$ 50,00
- Roda: R\$ 40,00
- Materiais diversos (parafusos, arruelas, etc): R\$ 50,00

Observa-se que o sistema tem um custo total de cerca de R\$ 2200,00, o que juntamente com o fato da verba do PET prevista para o 2º semestre do ano de 1997 não ter sido liberada a tempo, infelizmente impossibilitou a montagem do protótipo. Desta forma, adotamos então como caminho alternativo para o desenvolvimento do presente trabalho de formatura o estudo e a implementação de uma nova estratégia de controle, o LQG (Linear Quadrático Gaussiano), conforme será descrito e analisado mais adiante.

4.5. Etapas a Serem Implementadas

Em continuidade às atividades desenvolvidas por esse trabalho, encerrando-se com a elaboração do Projeto Executivo, são apresentadas, de forma resumida, as etapas que poderão ser desenvolvidas em continuação ao projeto.

4.5.1. Construção do Protótipo

Após o detalhamento realizado no projeto executivo, será iniciada a construção do protótipo do sistema de suspensão, sendo esta a etapa que se estenderá por mais tempo, já que os resultados obtidos dependem em grande parte da precisão do modelo físico.

Para essa etapa estão previstas a aquisição das peças selecionadas no projeto executivo, como atuadores e molas componentes do sistema de suspensão, a usinagem da estrutura formadora do mecanismo principal e das guias, a verificação dos equipamentos de medição disponíveis e finalmente a montagem geral do sistema de suspensão.

Algumas modificações sobre o projeto poderão ser efetuadas, com a correção de imperfeições que serão melhor visualizadas na usinagem e montagem, bem como na modificação de parâmetros de algum componente cuja especificação não seja encontrada por outros com características semelhantes.

4.5.2. Ensaios

O início da realização dos ensaios dependerá da construção do protótipo do sistema de suspensão. Como explicado anteriormente, o sistema de perturbação será constituído por um mecanismo mais simplificado com a utilização de um atuador hidráulico ou eletromagnético, para inserir as perturbações no sistema de suspensão, não apresentando dificuldades na sua utilização para os ensaios.

Já no caso do sistema de controle, a simplicidade depende de limitações em termos de interação com o usuário, restringindo a utilização do protótipo para fins

didáticos, porém não existirão maiores prejuízos aos ensaios, pois o software básico para o controle do sistema e aquisição de dados será implementado independentemente.

Os ensaios também serão subdivididos, pra melhor coordenação das atividades, em três grupos, sendo cada um deles responsável pela validação de uma parte relativamente distinta do conjunto. Os ensaios foram divididos em ensaios do sistema de suspensão, ensaios do sistema de aquisição de dados e ensaios dos algoritmos de controle.

4.5.3. Análise dos Resultados

Os dados experimentais obtidos através dos ensaios serão comparados com os resultados gerados através de simulações matemáticas utilizando o modelo teórico, verificando a compatibilidade entre eles e realizando os últimos ajustes na implementação do protótipo.

Essa análise também permitirá uma avaliação das consequências de simplificações realizadas, permitindo prever, por exemplo, as alterações causadas por modificações como a inserção de um novo sistema de perturbação mais elaborado, bem como testar a eficiência dos algoritmos de controle empregados na parte ativa da suspensão.

4.5.4. Conclusões

Finalizando o projeto, serão desenvolvidas as considerações finais sobre os resultados obtidos através dos ensaios e comparados com o modelo, proporcionando dados e sugestões para futuros projetos na área ou modificações que resultem em melhoras no próprio sistema implementado.

Podem ser apresentadas e discutidas algumas modificações necessárias ao acoplamento de outros sistemas de perturbação ou a introdução de uma nova interface através do sistema de controle e interação com o usuário.

5. Aspectos de Controle

Como discutido anteriormente, o sistema dinâmico estudado possui a representação usual no espaço dos estados, podendo ser expresso pelo seguinte sistema de duas equações:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}.\mathbf{x} + \mathbf{B}.u \\ y = \mathbf{C}.\mathbf{x} \end{cases}$$

onde, $\mathbf{x}$ = vetor de estados do sistema

u = entrada do sistema

y = saída do sistema

$\mathbf{A}$, $\mathbf{B}$ e $\mathbf{C}$ = matrizes de estado

A primeira equação, apresentada anteriormente no capítulo de complementação da modelagem, foi reescrita de forma mais conveniente, apresentando como única entrada do sistema a posição da válvula " x_v ", conforme pode ser observado abaixo:

$$\begin{bmatrix} \dot{v}_c \\ \dot{d}_c \\ \dot{v}_f \\ \dot{d}_f \\ \dot{Pl} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_c}{m_c} & -\frac{k_c}{m_c} & \frac{c_c}{m_c} & 0 & \frac{Ap}{m_c} \\ 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ \frac{c_c}{m_f} & \frac{k_c}{m_f} & -\frac{c_c}{m_f} & -\frac{k_f}{m_f} & -\frac{Ap}{m_f} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{4.\beta e.Ap}{Vt} & 0 & -\frac{4.\beta e.Ap}{Vt} & 0 & -\frac{4.\beta e.k_{ce}}{Vt} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} v_c \\ d_c \\ v_f \\ d_f \\ Pl \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{4.\beta e.k_q}{Vt} \end{bmatrix} \cdot x_v$$

Para a utilização de um Controlador Linear Quadrático Gaussiano (LQG), escolheu-se acrescentar às equações de estado os ruídos do processo e dos sensores, resultando no seguinte sistema:

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}.\mathbf{x} + \mathbf{B}.u + \mathbf{G}.w \\ y = \mathbf{C}.\mathbf{x} + \mathbf{V}.v \end{cases}$$

onde, $\mathbf{G}$ = matriz de ruído do processo

$\mathbf{V}$ = matriz de ruído dos sensores

$w(t) \sim N(0, Qc(t))$ = ruído geral de processo

$v(t) \sim N(0, Rc(t))$ = ruído geral dos sensores

$Qc\{t\}$ = covariância do ruído do processo

$Rc(t)$ = covariância do ruído dos sensores

Deve-se notar também que a matriz “C” é uma matriz identidade 3x5, passando como saídas para “y” os três valores medidos pelos sensores (os valores dos acelerômetros sofrem uma integração para obtenção das velocidades) acrescidos dos respectivos ruídos.

5.1. Controlador Linear Quadrático

O Controlador Linear Quadrático é projetado através da determinação de um ganho em regime permanente “Kc” que segue a seguinte lei de controle:

$$u(t) = -K_c \cdot x(t)$$

onde ganho de controle deve minimizar o índice de desempenho dado pela função:

$$J_1 = \int_0^{\infty} (x^T \cdot Q \cdot x + u^T \cdot R \cdot u) dt$$

onde “Q” e “R” são matrizes de peso que fazem a ponderação entre “u” e “x”. Pode-se também reescrever a equação da seguinte forma:

$$J_1 = \int_0^{\infty} \left(\begin{bmatrix} x^T & u^T \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} Q & N \\ N^T & R \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ u \end{bmatrix} \right) dt$$

Essa função de desempenho pode ser representada, a partir da equação de estados, por uma função similar à proposta no trabalho de Hrovat, usando os estados “d_f” e “d_c” como limitações ao curso da suspensão e o estado “v_c” representando o conforto, porém com a adição de um termo que possibilite o controle do sistema, já que no caso citado o sistema hidráulico não é representado, resultando em:

$$J_2 = \int_0^{\infty} (r_1 \cdot d_f^2 + r_2 \cdot d_c^2 + \dot{v}_c^2 + r_3 \cdot x_v^2) dt$$

onde r₁, r₂ e r₃ são os pesos do índice de desempenho.

Algebricamente, igualando-se “J₁” e “J₂”, pode-se obter as matrizes “Q”, “N” e “R”, sendo que o valor de “K_c” pode ser determinado por:

$$K_c = R^{-1} \cdot (N_T + B_T \cdot P_c)$$

onde "Pc" é a solução para a Equação de Ricatti no regime permanente.

5.2. Estimador Usando Filtro de Kalman

Como citado anteriormente, na abodagem dada ao sistema foram incluídos ruídos de processo e de sensores. Dessa forma, optou-se por utilizar como estimador o Filtro de Kalman, devido à similaridade do sistema resultante com o do problema estudado por Kalman e Bucy, onde foram considerados ruídos brancos com densidade espectral conhecida através de suas covariâncias.

Como nem todos os cinco estados do sistema são medidos pelos sensores, o controlador necessita de valores estimados para realizar a realimentação da malha de controle, sendo que essa realimentação é realizada seguindo-se a mesma regra de controle discutida anteriormente:

$$u(x,t) = -K_c \hat{x}(t)$$

onde $\hat{x}(t)$ = vetor de estados estimado.

Da mesma forma que no controle, a estimação é realizada a partir da minimização de uma função de desempenho:

$$J = \int_0^{t_r} [(x - \hat{x})^T Q_c (x - \hat{x})] dt$$

Porém, a resolução da Equação de Ricatti não é realizada para regime permanente, existindo uma matriz do Filtro de Kalman "L" para cada instante no tempo, a partir das condições iniciais dos estados estimados e da solução da equação dados por:

$$\hat{x}(0) = E [x(0)] = \text{média do estado inicial}$$

$$P(0) = E [x(0).x(0)^T]$$

Para os outros instantes, a estimativa é continuamente atualizada segundo a equação:

$$\hat{\dot{x}} = A.\hat{x} + B.u + L.(y - C.\hat{x})$$

Completa-se então o “loop” através da atualização da resposta da Equação de Ricatti “ P ”, que será usada na atualização da matriz do Filtro de Kalman “ L ”. Deve-se notar que para a implementação do algoritmo, que será discutido posteriormente, foi utilizado o formato discreto da formulação descrita acima, fazendo com que as atualizações no tempo e na observação possam ser feitas em etapas diferentes.

6. Programa de Simulação

O programa de simulação permite o estudo do comportamento do sistema de suspensão idealizado e dos algoritmos de controle através de uma interface com o usuário de fácil utilização, proporcionada através de telas gráficas e botões de comando implementados em Visual Basic.

Esse requisito se torna muito importante devido ao uso do programa com finalidades didáticos, sendo que um Manual de Instalação e Operação do Programa é apresentado em anexo ao trabalho (Anexo D), facilitando assim a sua utilização por usuários que inicialmente ainda não estarão habituados ao sistema.

Os algoritmos internos, responsáveis pelos cálculos de controle e pela simulação, são implementados utilizando-se o software Matlab, devido à existência de rotinas pré-implementadas que podem ser utilizadas, aumentando principalmente a versatilidade das simulações realizadas.

A seguir esse programa será explicado em maiores detalhes quanto à estrutura e algoritmos empregados e quanto aos resultados gerados em simulações utilizando-se o mesmo, mostrando a sua utilidade no estudo comparativo entre suspensão passiva e suspensão ativa.

6.1. Estrutura do Programa

Como citado anteriormente, o programa possui sua interface implementada em Visual Basic, responsável pela entrada dos parâmetros do sistema e pela visualização dos resultados da simulação e dos gráficos gerados, e um conjunto de algoritmos de controle e simulação, implementados no Matlab.

Para que seja feita a conexão entre esses dois blocos do programa, foi utilizada uma DLL (Dynamic Link Library), implementada em C++, que faz a passagem dos parâmetros de entrada para as rotinas do Matlab e a passagem dos resultados necessários à construção dos gráficos visualizados através da interface do programa.

Esquemáticamente, os três blocos se relacionam como mostrado a seguir, sendo que cada um deles será melhor detalhado posteriormente.



Figura 16 - Representação Esquemática do Programa de Simulação

6.1.1. Interface em Visual Basic

Esse bloco do programa é centralizado no arquivo “teste.vbp”, sendo que para maiores detalhes todos os arquivos citados podem ser encontrados em disquete anexo. Devido ao grande número de informações referentes a montagem de telas, botões e outras entidades gráficas não representadas através do código do programa, não foram incluídas nos anexos as listagens das rotinas, sendo que as telas implementadas, bem como a forma de uso, podem ser encontrados em maiores detalhes no Manual de Instalação e Operação do Programa (Anexo D).

Dessa forma, será apresentada uma breve descrição das funções desempenhadas por cada módulo do programa, além de um diagrama de blocos com as várias telas montadas e com os principais comandos:

- Teste.vbp (form1): o módulo de chamada do programa contém a tela principal da interface gráfica, centralizando as demais telas e servindo como forma de visualização dos diversos parâmetros relativos ao sistema de suspensão e ao tipo de simulação realizada.
- Tipos.bas: contém as declarações das variáveis globais utilizadas pelo programa.
- Matlab.bas: contém a subrotina que cria a chamada da DLL, indicando o nome do arquivo (“*suspens.dll*”) e o diretório onde o mesmo pode ser encontrado.

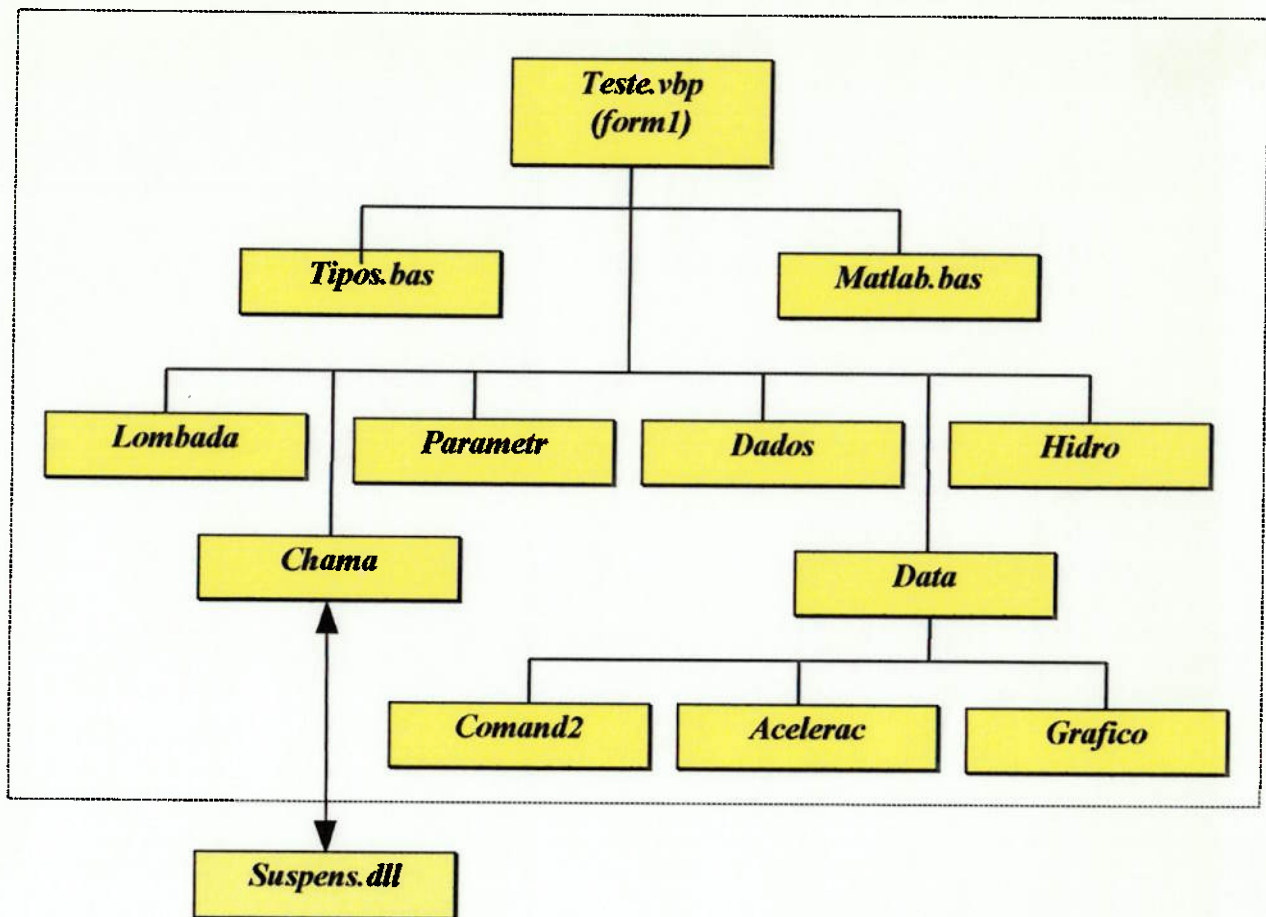


Figura 17 - Representação Esquemática da Interface

- Lombada: neste módulo do programa se encontram as subrotinas que se referem aos parâmetros das perturbações do sistema.
- Parametr: é o módulo responsável pela centralização dos parâmetros de controle.
- Hidro: contém as informações referentes à parte ativa da suspensão, referindo-se aos parâmetros do sistema hidráulico.
- Chama: este comando está associado ao botão que inicia a simulação, utilizando o Matlab e os parâmetros entrados pelo usuário.
- Data: tela que mostra os resultados da simulação realizada, apresentando os valores de acelerações e deslocamentos para os casos de suspensão passiva e ativa e dando acesso às telas de plotagem dos respectivos gráficos.

- *Comand2*: faz a leitura dos valores RMS das acelerações e deslocamentos mostrados e os exibe na tela citada anteriormente.
- *Acelerac*: exibe o gráfico contendo as curvas de aceleração para os casos passivo e/ou ativo, conforme especificado pelo usuário na tela anterior.
- *Gráfico*: exibe o gráfico contendo as curvas de deslocamento para os casos passivo e/ou ativo, conforme especificado pelo usuário na tela anterior.

Todas as telas citadas acima possuem implementados alguns outros procedimentos responsáveis pelas operações básicas dos botões e pela visualização dos parâmetros e resultados, sendo que optou-se por não entrar nesse nível de detalhes, já que essas informações podem ser identificadas através dos arquivos contidos em disquete.

6.1.2. DLL em C++

Como explicado anteriormente, esse arquivo possui a função de trocar informações entre a interface em Visual Basic e as rotinas no Matlab. Apesar do compilador C++ gerar uma série de arquivos que se encontram no disquete anexo, esse relatório apresenta os arquivos escritos para a geração do código.

Esses arquivos são "*suspens.c*", que apresenta a implementação da DLL, e "*suspens.h*", que possui o protótipo do arquivo, com as variáveis de entrada e saída, passadas por valor quando o arquivo compilado como "*suspens.dll*" é chamado. As duas listagens dos códigos fonte citados podem ser encontrados no Anexo C do relatório.

6.1.3. Rotinas do Matlab

As rotinas implementadas no Matlab foram implementadas de forma modular, permitindo uma melhor identificação dos erros existentes no programa e facilitando a sua correção quando necessário.

Como todas as rotinas necessárias à simulação se encontram no Matlab, essa parte do programa pode ser testada de forma independente da interface com o usuário com poucas modificações para possibilitar a entrada de dados e a visualização dos resultados,

permitindo um desenvolvimento praticamente independente, já que a existência de uma interface amigável não era essencial nessa etapa de programação.

Dessa forma, o disquete contém uma rotina que não é utilizada pelo programa ("*paramet.m*"), mas que pode ser muito útil no caso de se adaptar as rotinas do Matlab para serem executadas sem a interface em Visual Basic.

Como foi feito anteriormente, será apresentado um diagrama de blocos esquematizando a estrutura básica do programa, seguido de uma breve descrição dos blocos e de suas respectivas funções:

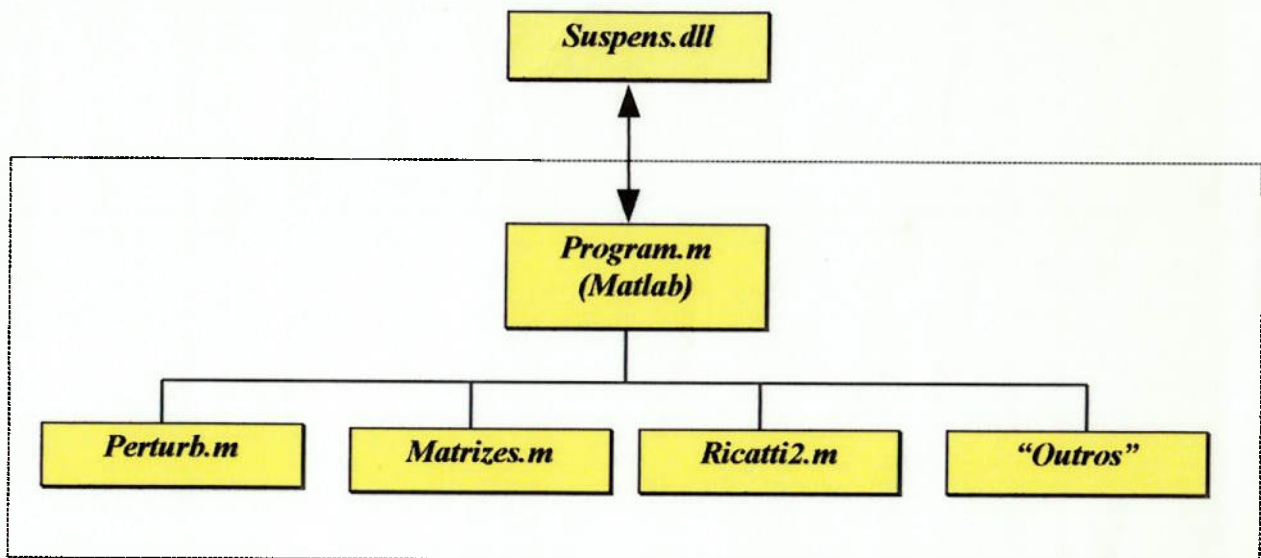


Figura 18 - Representação Esquemática das Rotinas do Matlab

- Program.m: esse é o arquivo chamado quando o Matlab é iniciado. Esse módulo contém o programa principal, fazendo a chamada para os outros, além de englobar a implementação dos algoritmos de controle utilizados e dos procedimentos para realização das simulações e dos cálculos dos valores RMS para acelerações e deslocamentos.

- Perturb.m: é o módulo responsável pelo cálculo das perturbações do sistema, utilizando para isso os parâmetros recebidos da interface através do programa principal. Calcula também a rugosidade da pista, inserindo-a ou não a um determinado perfil

- Matrizes.m: calcula uma série de matrizes necessárias aos algoritmos de controle e simulação, como por exemplo as matrizes de estado para o caso passivo e ativo e as matrizes de pesos para os erros dos sensores e do processo.

- Ricatti2.m: apesar do Matlab já possuir uma função similar, que resolve a equação de Ricatti, essa função foi modificada para permitir a utilização dos parâmetros que são passados pelo programa.

- "Outros": esse bloco esquemático representa as outras rotinas pré-programadas do próprio Matlab que são usadas no programa.

6.2. Algoritmo Empregado

Como discutido no capítulo anterior, a estratégia de Controle Linear Quadrático Gaussiano pode ser equacionada através de dois procedimentos de atualização, uma atualização no tempo e outra quando é realizada a observação.

Para que esse enfoque se adeque à implementação das rotinas do Matlab, com cálculo dos ganhos do Filtro de Kalman a cada interação, foi realizada a discretização do equacionamento apresentado, dando origem a outras equações, similares às anteriores, resultando no seguinte sistema:

Atualização no tempo:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = A.x + B.u + F.p + \text{ruído do processo} \\ y = C.x + D.u + \text{ruído dos sensores} \\ P = A.P.A^T + B.Q.B^T \end{array} \right.$$

Atualização na Observação:

$$\left\{ \begin{array}{l} L = P.C^T / (C.P.C^T + R) \\ x = x + L.(y - C.x - D.u) \\ P = (I - L.C).P \end{array} \right.$$

mantendo-se as variáveis estudadas no capítulo anterior.

Para o cálculo do ganho de controle, é considerada a mesma abordagem utilizada por Silva e Fernandez no algoritmo de Controle Linear Quadrático (que por sua vez foi mantido no programa atual), usando-se a Solução de Ricatti para regime permanente, com a posterior atualização do valor da entrada " u " no looping principal da rotina.

Os valores dos ruídos do processo e dos sensores são calculados através de um vetor de números aleatórios, com covariância " Q " multiplicado por uma matriz de pesos referente a amplitude de cada erro.

Os perfis de perturbações são gerados a partir de subrotina própria ("*perturb.m*"), escolhidas através de um parâmetro de controle passado pela interface com o usuário, sendo que a implementação dos algoritmos pode ser observada sem maiores problemas na listagem presente no Anexo C.

Todos os perfis foram calculados diretamente em função do tempo, exceto no caso da rugosidade, onde a algoritmo usado faz uma análise da amplitude da rugosidade em função da frequência da mesma, sendo depois convertido um uma função no tempo para possibilitar a sua adição a um dos perfis.

A estratégia de controle também é definida através de uma variável passada pela interface, sendo que, para o caso passivo, as simulações são feitas com a ajuda do comando "*lsim*" do Matlab.

Finalizando as rotinas, os valores RMS das acelerações e deslocamentos são calculados e armazenados na última posição dos respectivos vetores, que são gravados em arquivos texto para que possam ser acessados pela interface, permitindo a visualização dos resultados.

6.3. Resultados das Simulações

Para verificação do funcionamento do programa e para o estudo da eficiência dos algoritmos de controle utilizados, foi realizada uma série de simulações, com o emprego dos diversos tipos de perturbações implementados.

Devido a grande variedade de valores possíveis para os parâmetros de entrada, serão apresentados, a título de ilustração das características que serão citadas, apenas uma sequência de simulações realizadas utilizando-se uma estratégia de Controle Linear Quadrático Gaussiano, observando o seu comportamento para os diversos perfis de pista sem a inclusão de rugosidade.

Os valores encontrados nos gráficos estão expressos em unidades do Sistema Internacional (SI). Além disso, deve-se notar que as curvas plotadas em vermelho representam o comportamento da suspensão ativa, enquanto as curvas em azul representam o comportamento da suspensão passiva:

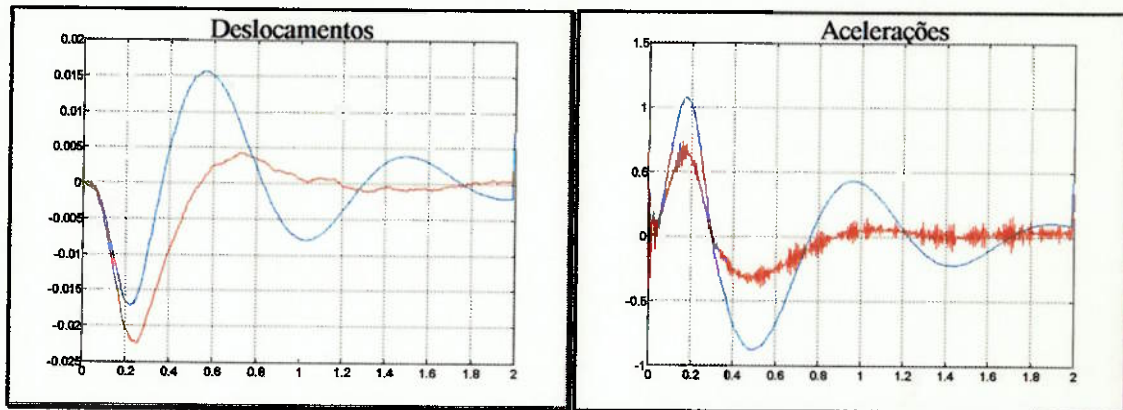


Figura 19 - Deslocamentos e Acelerações para Lomada

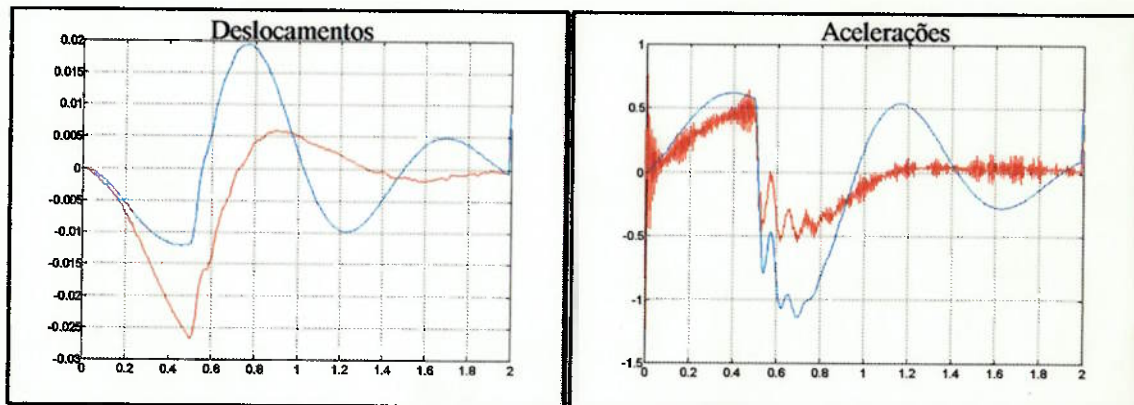


Figura 20 - Deslocamentos e Acelerações para Rampa

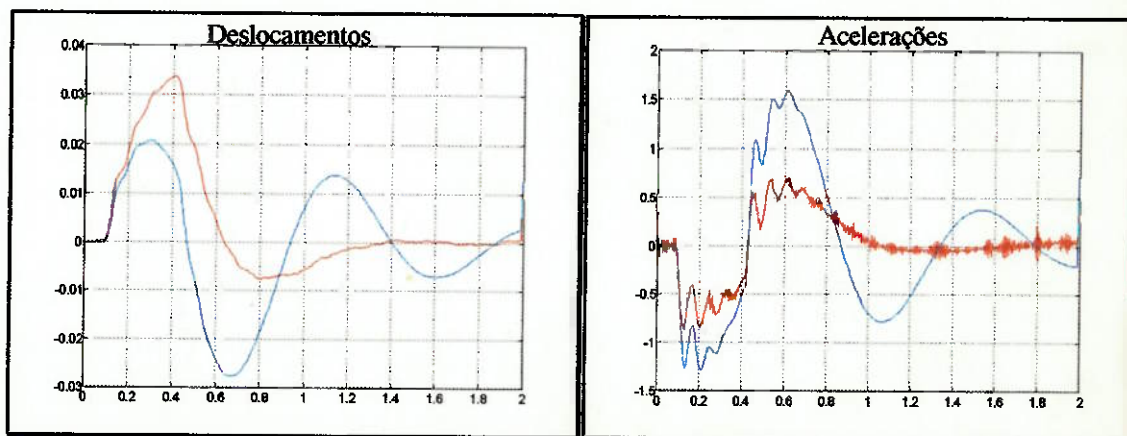


Figura 21 - Deslocamentos e Acelerações para Buraco

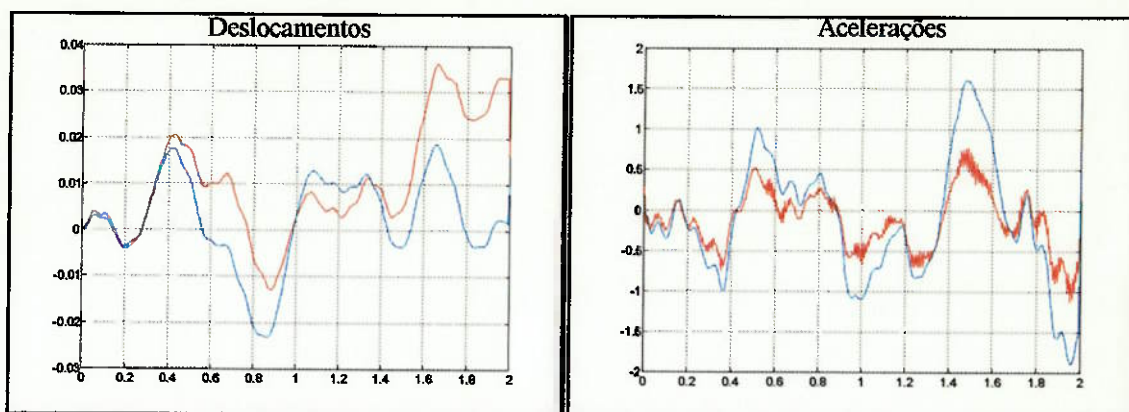


Figura 22 - Deslocamentos e Acelerações para Pista Acidentada

Algumas características comuns a todas as simulações podem ser observadas tanto no gráfico de acelerações quanto no de velocidades. Pode-se perceber através dos gráficos de deslocamentos que a suspensão ativa, em um momento inicial, responde com maior intensidade à perturbação, exigindo um maior curso de suspensão. Em contrapartida, nota-se nesses mesmos gráficos que a suspensão ativa possui um tempo de acomodação bem menor, retornando ao seu estado inicial mais rapidamente.

Através dos gráficos de acelerações, confirma-se o menor tempo de acomodação do sistema ativo, que por trabalhar durante menos tempo possui valores médios de deslocamentos menores que no caso passivo.

Outro fato importante visualizado nos gráficos de acelerações é a diminuição significativa dos picos de aceleração da massa suspensa, aumentando o conforto dos ocupantes do veículo simulado. Em casos típicos, como no exemplo da perturbação em forma de lombada, essa diminuição é de aproximadamente 40%, podendo ser ainda maior em casos de solicitações mais extremas como mostrado na perturbação por pista acidentada.

Devido à variedade de perfis apresentados, mostra-se que as características discutidas acima não são casos particulares resultantes de uma determinada condição de pista, confirmando o melhor desempenho de sistemas hidráulicos de controle em relação a sistemas convencionais de suspensão puramente mecânicos.

7. Considerações Finais

Apesar da construção do protótipo não ter sido possível devido aos fatores discutidos no decorrer do relatório, os objetivos do projeto foram atingidos com o desenvolvimento do projeto executivo e o estudo do Controlador Linear Quadrático Gaussiano implementado no programa de simulação, já que esta era uma situação prevista na proposta inicial do trabalho.

Os resultados apresentados mostram a coerência da modelagem do sistema e dos métodos de controle utilizados, deixando evidente o melhor desempenho do sistema ativo em relação ao passivo nas diversas situações simuladas.

8. Referências Bibliográficas

- [1] HROVAT, D. - *Applications of Optimal Control to Advanced Automotive Suspension Design*, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol 115, pp 328-342, June, 1993
- [2] VANNUCCI, S. N. - *Sistema de Amortecimento Variável com Controle Eletrônico para Suspensões de Veículos*, Anais do VIII Simea, pp 145-152
- [3] PINHEIRO, M. J. S. - *Avaliando Suspensões Adaptativas por Norma de Conforto ISO 2631*, Anais do VIII Simea, pp 285-301
- [4] BURTON, A. W. - *A Practical Application of MATLAB: Automotive Semi-active Suspension Design*
- [5] BARBIERI, N e ZAMPIERI, D. E. - *Análise do Comportamento Excitado de um Veículo Automotivo*, Anais do X Congresso Brasileiro de Eng. Mecânica, pp 213-215, Rio de Janeiro, 1989
- [6] BARBIERI, N. - *Comportamento dinâmico de um veículo automotivo - Simulação, controle, otimização* - Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, 1993
- [7] SMITH, C. C., MCGEHEE, D. Y. e HEALEY, A. J. - *The Prediction of Passenger Riding Comfort from Acceleration Data*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol 100, Março, 1978, pp 34-41
- [8] SILVA, M. A. e FERNANDEZ, M. L. A. - *Desenvolvimento de um Experimento de Suspensão Ativa para laboratórios de ensino de controle em Engenharia Mecânica* - Projeto de Formatura, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 1996
- [9] MERRITT, H. E. - *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1966
- [10] ANDERSON, W. R. - *Controlling Eletrohydraulic Systems*, Marcel Dekker, Inc., New York, 1988
- [11] FRIEDLAND, B. - *Control System Design*, McGraw-Hill, New York, 2nd edition, 1987
- [12] DOEBELIN, E. O. - *Measurement Systems: Application and Design*, Revised Edition, McGraw-Hill, New York, 1976
- [13] DALLY, J. W., RILEY, W. F., MCCONELL, K. G. - *Instrumentation for Engineering Measurements*, John Wiley & Sons Inc., New York, 1983

- [14] SOISSON, H. E. - *Instrumentação Industrial: Sistemas e técnicas de medição e controle operacional*, ed. Hemus, São Paulo
- [15] LIMA, P. S. P., TEIXEIRA, J. C. - *Desenvolvimento de transdutor eletromagnético para medir grandes deslocamentos*, Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo
- [16] POTTS, S., MONK, T. S. - *Borland C++ 4.0: técnicas de programação*
- [17] LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA - *Conversor analógico digital CAD 12/36: Manual do usuário e de referência - revisão 1.2*, São Paulo

ANEXO A - DESENHOS DO PROJETO EXECUTIVO

Esse anexo é composto pelos seguintes desenhos:

- Desenho de Conjunto
- Desenho de Detalhes

ANEXO B - CATÁLOGOS DOS COMPONENTES UTILIZADOS

Esse anexo é composto pelos catálogos dos componentes empregados no projeto, na seguinte ordem:

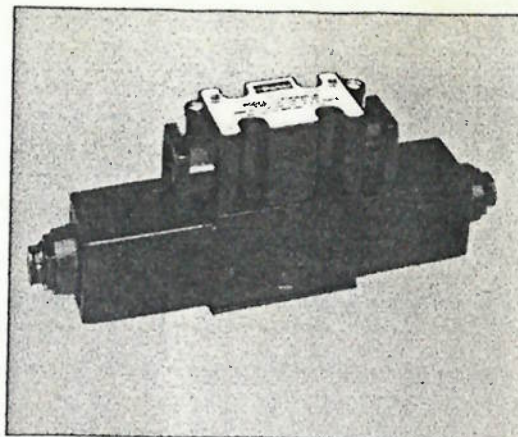
- Válvulas Proporcionais - Fabricante: Parker Hannifin
- Servoválvulas - Fabricante: Parker Hannifin
- Unidades Hidráulicas - Fabricante: Parker/ Schrader Bellows
- Bombas de Engrenagem (utilizada na Unidade Hidráulica) - Fabricante: Parker/ Schrader Bellows
- LVDT - Fabricante: RDP Electronics
- Acelerômetros - Fabricante: Howell & Bell/ CEC
- Cilindros Hidráulicos - Fabricante: Energion
- Acumuladores Hidráulicos - Fabricante: Mannesmann Rexroth
- Válvulas Proporcionais - Fabricante: Mannesmann Rexroth
- Servoválvulas - Fabricante: Mannesmann Rexroth

General Description

The D1FW Series of open loop proportional valves are directional control valves that provide variable flow output in response to variable current inputs. Our new EW55* driver board is specially designed to optimize the performance of the D1FW valve.

Features

- **High Performance** — The D1FW is designed for a maximum operating pressure of 345 Bar (5000 PSI), and maximum flow rating of 30.3 LPM (8 GPM). (see figure 3).
- **Interchangeable Design** — The D1FW mounts on any standard D03 subplate or manifold pattern.
- **Notched Spools** — The D1FW uses a notched spool design which provides excellent low flow performance while maintaining high flow capabilities.
- **Balanced Spool Design** — The spools use a four land design that compensates for flow forces, reduces spool shifting forces and provides better linearity throughout the flow spectrum.
- **Low Flow Spools** — The valves are available with a low flow spool option that offers better resolution in applications that require lower flow. (Flow code "C")
- **Electrical Interface** — A 1/2 NPT NEMA conduit with pigtails, or DIN 43650 type connectors are available.

**Operation**

The D1FW responds to user supplied current signals, or output from our EW55* driver board. When used in conjunction with our EW55* driver board, the user will have the following features available: deadband eliminators, velocity limiters, dither circuitry, gain control, bias adjustment, reference voltages (± 7.0 VDC), as well as a power-to-enable option. The command signal can be either a voltage or current command.

Installation note: Valve should be mounted horizontally. (See Installation Information)

Specifications

Interface	NFPA D03/CETOP 3	Fluid Cleanliness	ISO Class 16/13, SAE Class 4 or better	
Max. Pressure	345 Bar (5000 PSI) (see figure 3)	Step Response @ 250 PSI ΔP	Flow Step	Time to reach 90% of flow step
Max. Tank Line Pressure	35 Bar (500 PSI)		0 to 100%	96 ms
Maximum Flow	Up to 30.3 LPM (8 GPM) 7.6 L/M (2 GPM) @ 145 ΔP 15.1 L/M (4 GPM) @ 145 ΔP (see figure 3)		100% to 0	48 ms
Viscosity	75–600 SSU	Spool Overlap Effective Deadband (spring force and spool overlap)	★ 01, 02 Spools	81, 82 Spools
Solenoid Characteristics	★ <u>J</u> Variation (24 VDC) Max. continuous current, 0.9 amps Nominal Resistance, 24 ohms		★ 10% of stroke	20% of stroke
	★ <u>K</u> Variation (12 VDC) Max. continuous current, 1.8 amps Nominal Resistance, 6 ohms		★ 25%	35%
	★ <u>L</u> Variation (6 VDC) Max. continuous current, 3.6 amps Nominal Resistance, 1.5 ohms	Repeatability (with EW00–55* driver)	<2%	
Recommended Dither	50 Hz	Hysteresis	<8%	
Recommended PWM	1 KHz	Operating Temp. Range (Ambient)	–29 to 60°C (–20 to 140°F)	
		Protection Class	Nema 1 (IP50)	

★ Indicates non-standard valves. Consult Factory.

Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Valve Division
Elyria, Ohio 44035 USA

A1

Parker
Electrohydraulics

Flow Characteristics Optimized by
EW00-554 Deadband Elimination
and Gain Adjustments

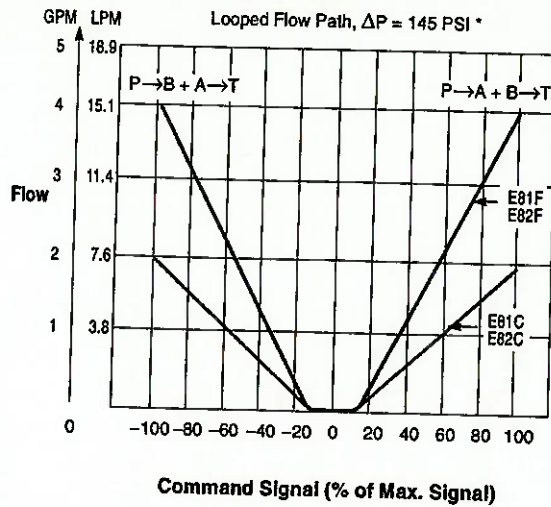


Figure 1

Flow vs. Current to Solenoids
(Variation 'K')

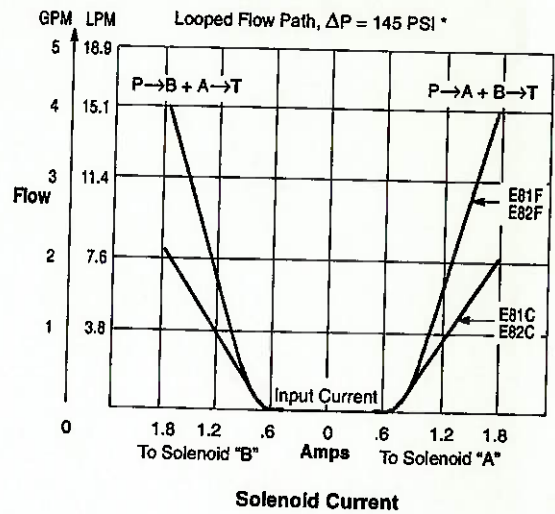


Figure 2

Operating Limits

(Maximum Pressure Drop / Flow Envelope)
at 100% Command Signal

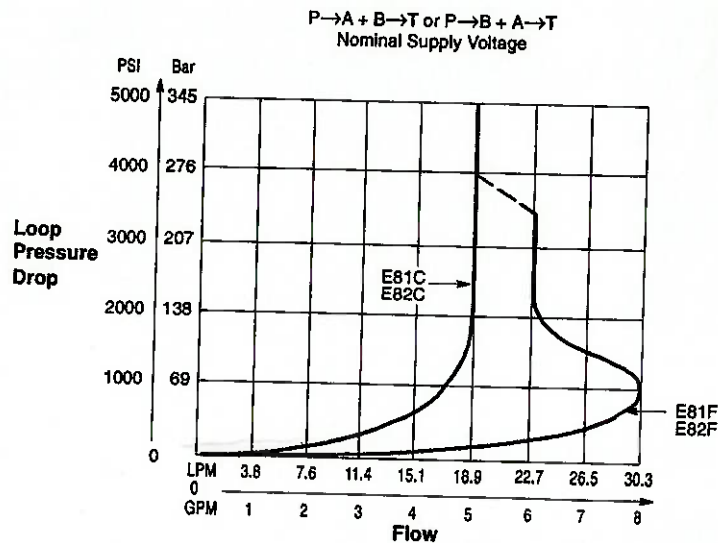


Figure 3

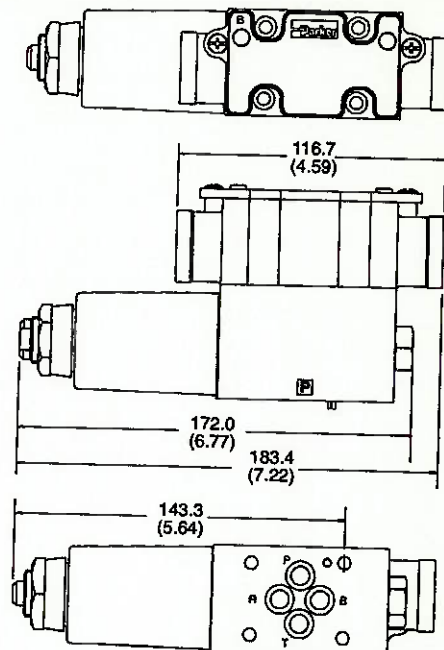
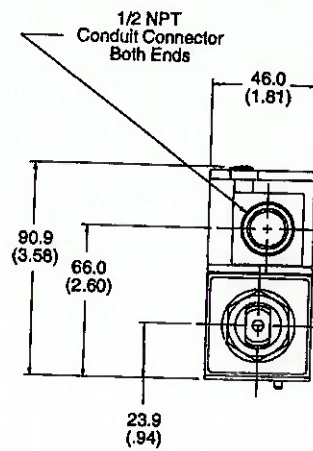
See important installation information at the end of Section A

Dimensions

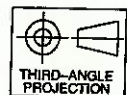
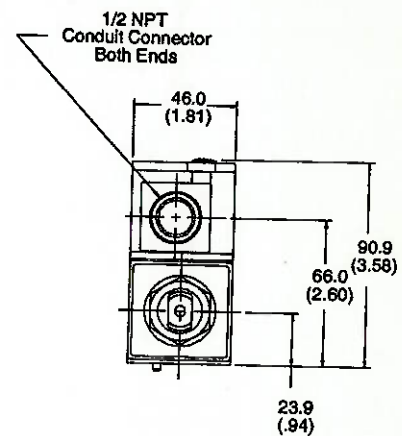
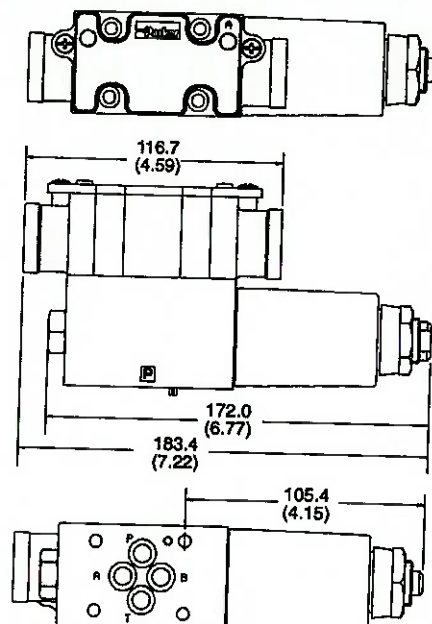
Proportional Directional Control Valves Series D1FW

Inch equivalents for millimeter dimensions are shown in (**)

Model D1FW**E Uni-Directional



Model D1FW**K Uni-Directional

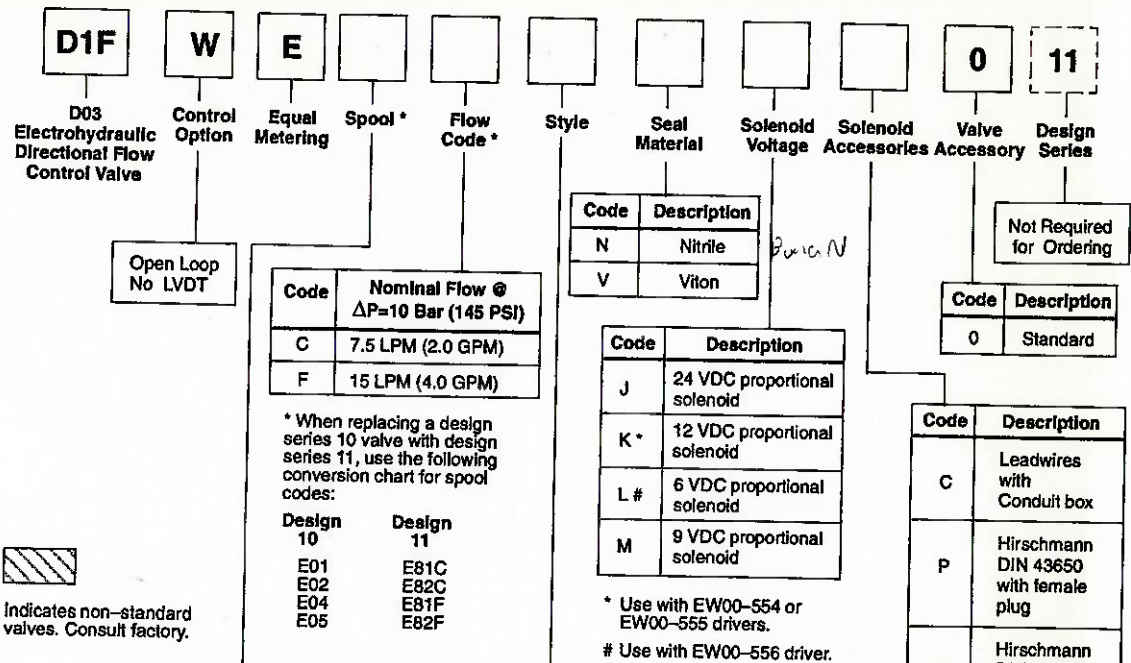


Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Valve Division
Elyria, Ohio 44035 USA

A3

Parker
Electrohydraulics

Proportional Directional Control Valves



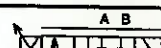
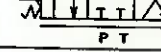
Code	Nominal Spool Overlap	Spool
01	10%	
81	20%	
02	10%	
82**	20%	

****Note: #82 spool flow is 5% of rated full flow in center condition.**

Weight: Single Solenoid 2.3 kg (5.0 lbs.);
Double Solenoid 2.5 kg (5.5 lbs.)

Bolt Kit No. #BK209, 10-24 x 1.25"

Mounting Bolt Torque: 5.6 N.m. (50 in-lbs.)

Code	Description	Symbol
C	Bi-Directional	
E	Uni-Directional Flow P→B & A→T	
K	Uni-Directional Flow P→A & B→T	

Accessories

Driver Cards	Power Supply
Model EW00-554 For 12 volt solenoids	15 to 30 VDC, regulated 2.5 amps ▲
Model EW00-555 For 12 volt solenoids	115 VAC, 0.5 amps
Model EW00-556 For 6 volt solenoids	10.5 to 30 VDC, regulated 5.0 amps

Subplate	Port Size	Location	Max. Pressure
SPD23	3/8" NPTF	Bottom	3,000 PSI
SPD2330	3/8" NPTF	Bottom	5,000 PSI
SPD23S	9/16-18 SAE	Bottom	3,000 PSI
SPD23SA	9/16-18 SAE	Side	3,000 PSI

▲ Use Power Supply #PS24, 24 VDC

Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Valve Division
Elyria, Ohio 44035 USA

A5

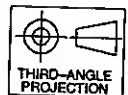
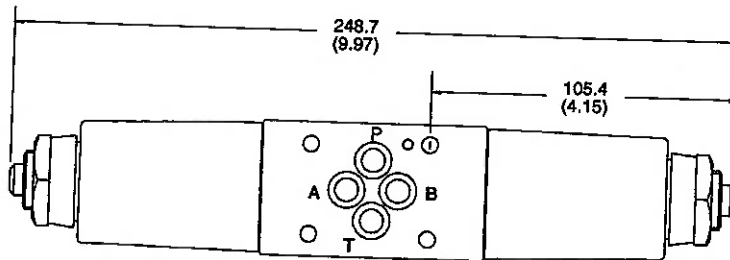
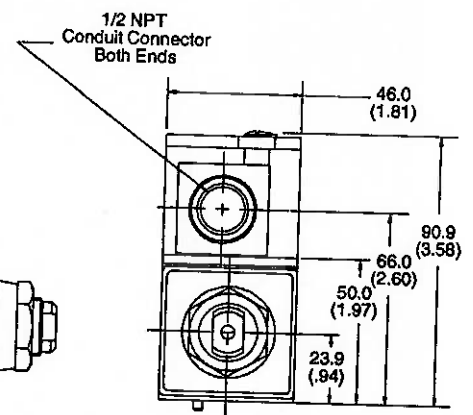
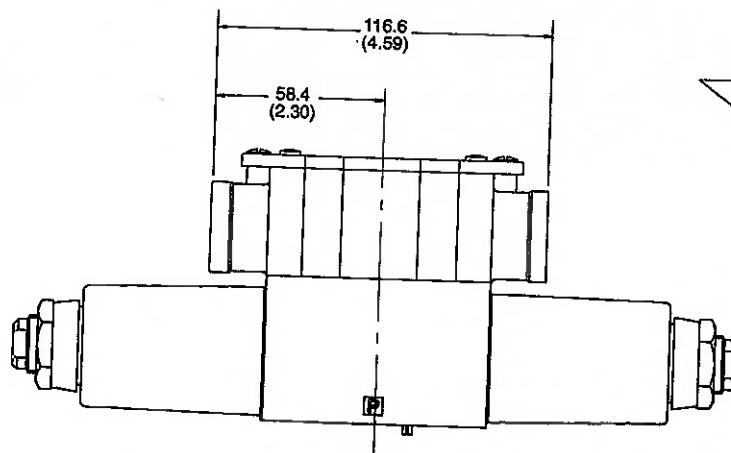
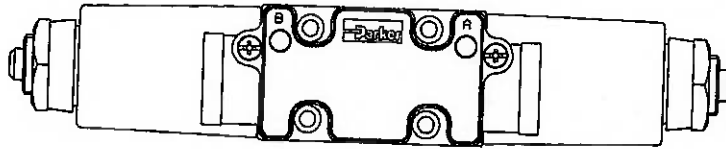


Dimensions

Proportional Directional Control Valves Series D1FW

Inch equivalents for millimeter dimensions are shown in (**)

Model D1FW**C Bi-Directional



Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Valve Division
Elyria, Ohio 44035 USA

A4

Parker
Electrohydraulics

Contents

Introduction	1
Operation	2
BD062	3
Technical Information	3
Performance Curves	4
Dimensions and Mounting Surface	5
Electrical Connections	5
Ordering Information	6
BD760	7
Technical Information	7
Performance Curves	8
Dimensions and Mounting Surface	9
Electrical Connections	9
Ordering Information	10
Offer of Sale	11



WARNING

FAILURE OR IMPROPER SELECTION OR IMPROPER USE OF THE PRODUCTS AND/OR SYSTEMS DESCRIBED HEREIN OR RELATED ITEMS CAN CAUSE DEATH, PERSONAL INJURY AND PROPERTY DAMAGE.

This document and other information from Parker Hannifin Corporation, its subsidiaries and authorized distributors provide product and/or system options for further investigation by users having technical expertise. It is important that you analyze all aspects of your application and review the information concerning the product or system in the current product catalog. Due to the variety of operating conditions and applications for these products or systems, the user, through its own analysis and testing, is solely responsible for making the final selection of the products and systems and assuring that all performance, safety and warning requirements of the application are met.

The products described herein, including without limitation, product features, specifications, designs, availability and pricing, are subject to change by Parker Hannifin Corporation and its subsidiaries at any time without notice.

Offer of Sale

The items described in this document are hereby offered for sale by Parker Hannifin Corporation, its subsidiaries or its authorized distributors. This offer and its acceptance are governed by the provisions stated in the "Offer of Sale".

© Copyright 1995, Parker Hannifin Corporation, All Rights Reserved

Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Valve Division
Elyria, Ohio 44035 USA

The servo valve is an interface between low energy electrical signals and high level hydraulic power. Servo valves are electrically operated, proportional, directional flow and/or pressure control valves. They are usually four port units incorporating a four land closed center spool sliding either in a hardened sleeve, or directly in the valve body. Rectangular porting gives fluid flow in proportion to spool displacement. Unlike 'on-off' solenoid valves, the spool is positioned proportionally to the applied electrical signal thus enabling control of rate, as well as direction of fluid flow. Servo valves permit high accuracy and fast response in closed loop control systems. The most common form of servo valve is a two-stage device.

First Stage

The pilot stage is a symmetrical nozzle-flapper arrangement driven by a double air-gap dry torque motor. The torque motor consists of coils, pole pieces, magnets and an armature. The armature is pivoted on

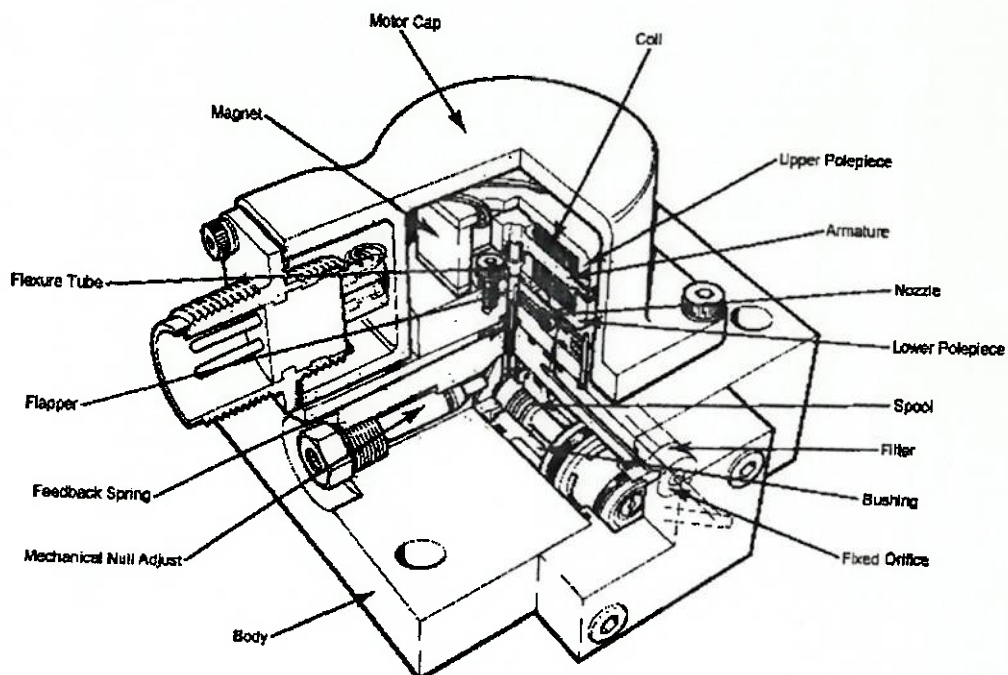
a flexure tube which also acts as a seal between the electro-magnetic first stage and the hydro-mechanical second stage. A flapper rigidly attached to the armature passes through the flexure tube and is centrally positioned between the two fixed nozzles.

Second Stage

A four way valve spool controls flow of hydraulic fluid under pressure to the work ports. The spool has a precision sliding fit in the bushing sleeve which in turn is fixed in the valve body. Position feedback between first and second stages is by a cantilever spring (feedback wire) attached to the end of the flapper and the opposite end inserts into a jeweled bearing in the center section of the spool.

5 Port Operation

In standard 4 port valves, the first stage supply is taken from the main pressure supply port. 5 port valves have a separate pressure supply to the first stage.



**Mechanical Feedback
Two-Stage Servo Valve****Refer to Figure 1.**

The torque motor of a servo valve is polarized by permanent magnets and it contains an armature which is connected to the flapper. An electrical signal applied to the coils of the torque motor generates a torque on the armature. The armature and flapper are mounted onto the flexure sleeve which provides a frictionless pivot and also serves to separate the hydraulic and electro-magnetic sections of the valve. The permanent magnets of the torque motor provide a centering force on the armature which offsets the mechanical stiffness of the flexure sleeve. This increases the net torque available for displacement of the flapper.

A hydraulic bridge circuit is formed by pressure being supplied via the internal filter to the two fixed orifices and the two variable orifices formed at the nozzle/flapper interface. Displacement of the flapper causes an imbalance of the bridge circuit pressures due to differing gaps between the nozzles and flapper. This arrangement, together with the torque motor, forms the first stage of the valve.

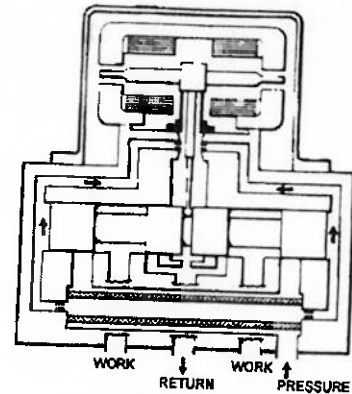
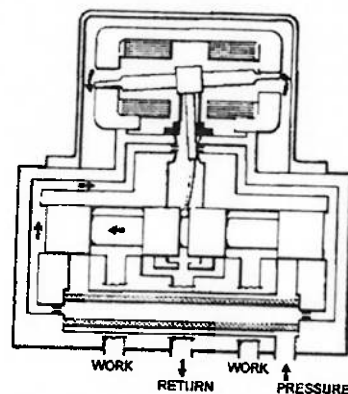
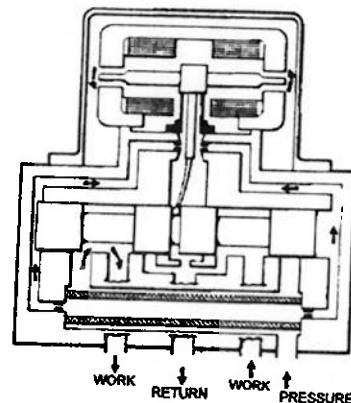
The controlled pressures of the hydraulic bridge are fed to the end areas of the spool, hence when these pressures are unequal the spool will move from its null position.

Refer to Figure 2.

This shows the valve with the spool about to move to the left following the application of an input signal. Spool movement as described will direct supply pressure to one work port, and connect the other work port to return.

Refer to Figure 3.

The feedback between the second and first stages of the valve is achieved by the feedback spring which is attached to the flapper at one end and engages in a groove in the spool at its opposite end. Thus a displacement of the spool from null position causes a torque on the flapper which opposes the armature torque. When spool displacement is such that the feedback torque balances the first stage torque an equilibrium condition is reached and spool movement ceases. This arrangement ensures proportionality of the spool displacement and hence, flow to the input current to the valve.

**No signal to valve****Figure 1****Signal applied to torque motor and spool about to move****Figure 2****Equilibrium condition with signal applied****Figure 3**

General Description

The BD062 Series servo valve provides control of position, velocity and force in motion control applications at an economical price.

Features

- Rugged reliable trouble-free operation
- Internal filter
- Linear flow gain characteristics
- Economical design
- Magnetic null adjustment standard

Operation

When used in conjunction with our BD90/95/99 series of servo amplifiers or our PMC series of motion controllers, the BD series of valves will provide accurate control of rotary and linear actuators.

Specifications

Rated Flow @ 1000 PSI	5 - 77 LPM (1.3 - 20.3 GPM)
Linearity	≤ 10%
Hysteresis	≤ 5%
Threshold	≤ 2%
Fluid	Mineral oil, 60-225 SSU, max. 1000 SSU
Operating Temperature (Ambient)	-1 to 106°C (30 to +225°F)
Pressure Gain (Blocked Port) (% change in pressure per 1% change in input command) Minimum 30%	
Null Shift with Temperature	< 3% per 40°C (104°F)
Null Shift with Supply Pressure	< 3% 80 to 110% Ps
Quiescent Flow BD062 — 1.5 - 2.5 LPM (.40 - .66 GPM) Std. Spool Lap & 2000 PSI supply	
Step Response Input (3000 PSI supply)	Typical Step Response Input BD062 10 to 90%, 20 ms
Pressure Ranges BD062	15 - 315 Bar (220 - 4500 PSI)
Protection Class	NEMA 1, IP54
Filtration	SAE Class 3 or better, ISO Code 15/12



Flow-Load Characteristics

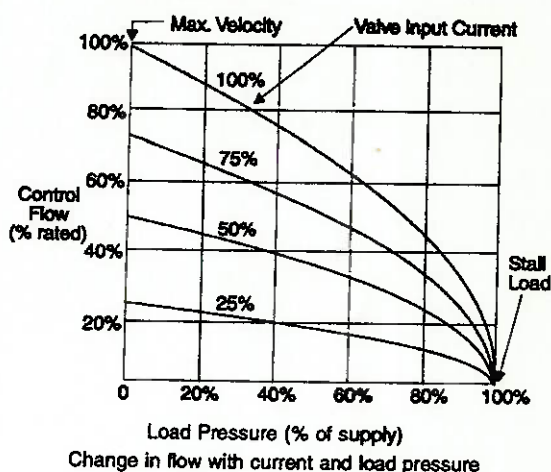
Control flow to the load will change with load pressure and valve current as shown below. These characteristics closely follow the theoretical square-root relationship for sharp-edged orifices as illustrated in the equation below.

$$Q = K \sqrt{\Delta P}$$

Q = Control flow

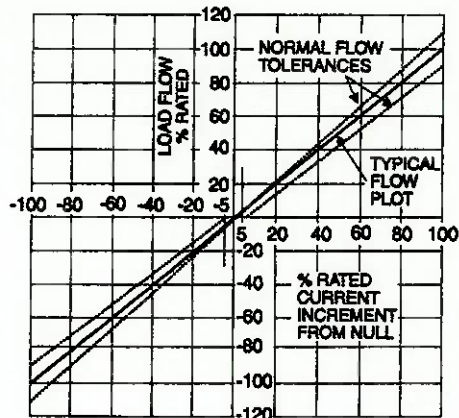
K = Valve constant

ΔP = Valve pressure drop

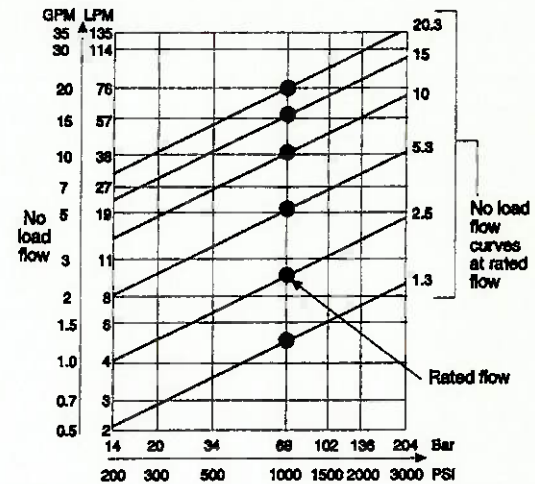


Quick Reference Data Chart							
Model	Flow Capacity @ 1000 PSID LPM (GPM)	Max. Pressure Rating	Max. Tank Pressure	Port Circle	Electrical Input (Std.) Parallel	Coil Resistance (Std.) Each Coil	Weight
BD062	5, 10, 20, 38, 57, 77 (1.3, 2.6, 5.3, 10, 15, 20.3)	315 Bar (4500 PSI)	315 Bar (4500 PSI)	.875	100 mA (Full Flow)	28 ohms	2.1 kg (4.6 lbs.)

Typical Flow Gain

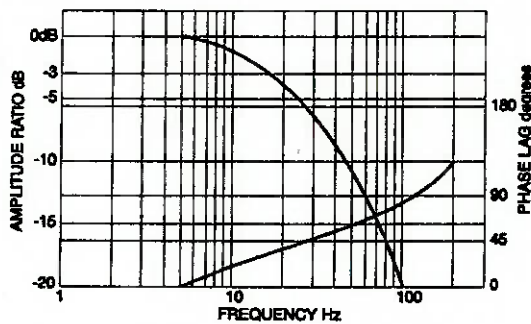


Pressure Drop Curves

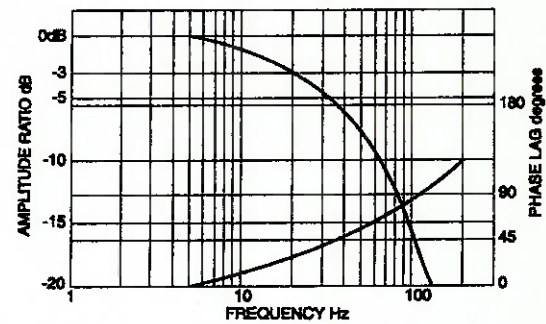


Dynamic Response

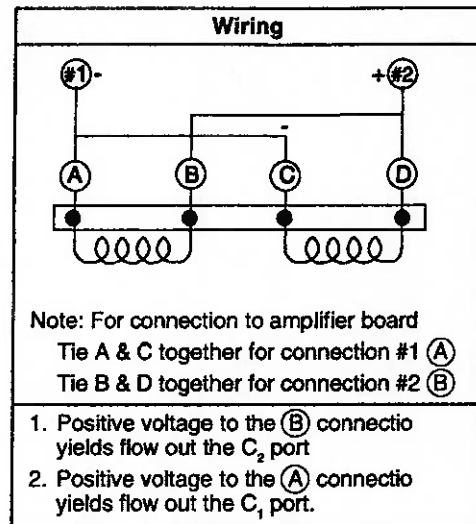
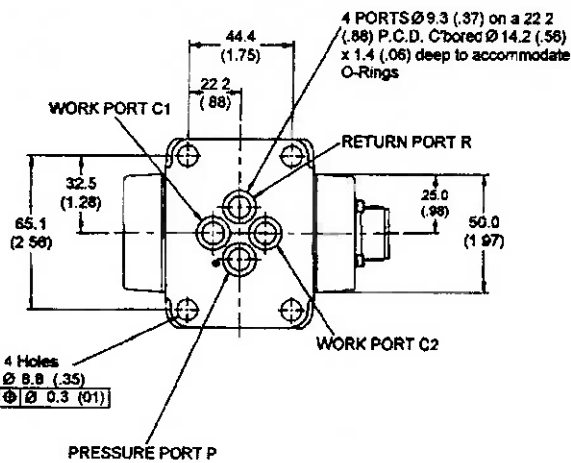
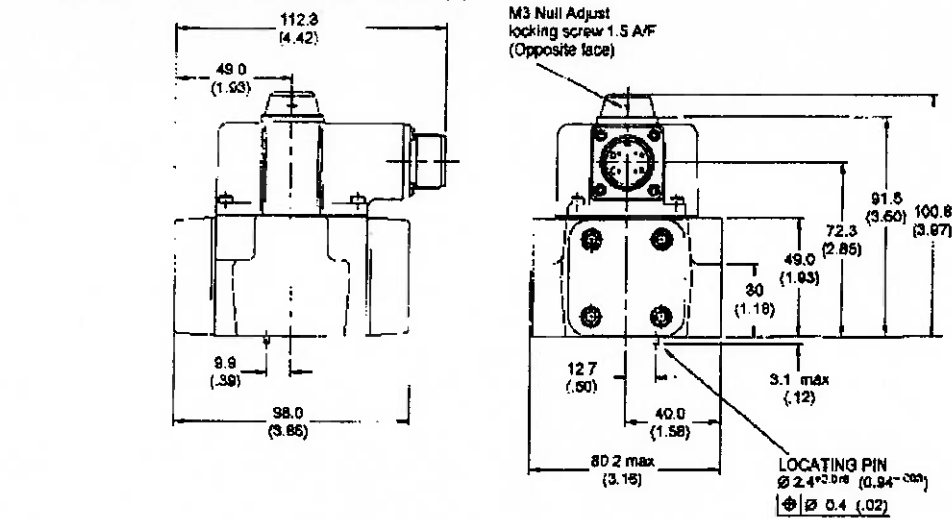
System Pressure 70 Bar (1000 PSI)
Signal $\pm 25\%$
Typical for all rated flows



System Pressure 210 Bar (3000 PSI)
Signal $\pm 25\%$
Typical for all rated flows

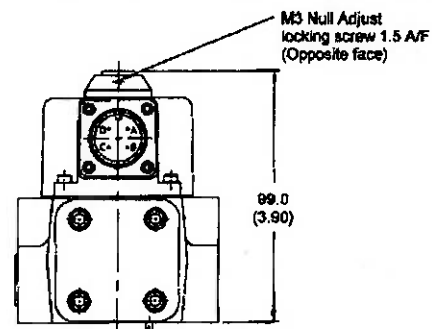
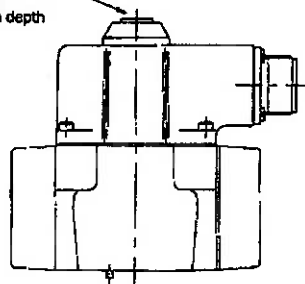


Inch equivalents for millimeter dimensions are shown in (**)



Intrinsically Safe Unit

NULL ADJUSTMENT
Socket 2.5 A/F
x 3.0 (.12) min depth



Ordering Information

Servo Valves Series BD062

BD	062																																																	
Servo Valve	Size	Options	Current	Connector	Seals	Flow																																												
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Code</th> <th>Description</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>Std. Valve</td> </tr> <tr> <td>*J</td> <td>Intrinsically Safe</td> </tr> </tbody> </table>	Code	Description	A	Std. Valve	*J	Intrinsically Safe	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Code</th> <th>Current (mA)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>B</td> <td>30 mA/260 ohms</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>100 mA/28 ohms</td> </tr> </tbody> </table>	Code	Current (mA)	B	30 mA/260 ohms	C	100 mA/28 ohms	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Code</th> <th>Description</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>A</td> <td>C₂B (Std)</td> </tr> <tr> <td>B</td> <td>C₂D</td> </tr> <tr> <td>C</td> <td>C₁B</td> </tr> <tr> <td>D</td> <td>C₁D</td> </tr> <tr> <td>*J</td> <td>Intrinsically Safe</td> </tr> </tbody> </table>	Code	Description	A	C ₂ B (Std)	B	C ₂ D	C	C ₁ B	D	C ₁ D	*J	Intrinsically Safe	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Code</th> <th>Compound</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>N</td> <td>Nitrile</td> </tr> <tr> <td>V</td> <td>Viton</td> </tr> </tbody> </table>	Code	Compound	N	Nitrile	V	Viton	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Code</th> <th>Flow (GPM)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1.3</td> <td>5 LPM (1.3)</td> </tr> <tr> <td>2.6</td> <td>10 LPM (2.6)</td> </tr> <tr> <td>5.3</td> <td>20 LPM (5.3)</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>38 LPM (10)</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>57 LPM (15)</td> </tr> <tr> <td>20.3</td> <td>77 LPM (20.3)</td> </tr> </tbody> </table>	Code	Flow (GPM)	1.3	5 LPM (1.3)	2.6	10 LPM (2.6)	5.3	20 LPM (5.3)	10	38 LPM (10)	15	57 LPM (15)	20.3	77 LPM (20.3)
Code	Description																																																	
A	Std. Valve																																																	
*J	Intrinsically Safe																																																	
Code	Current (mA)																																																	
B	30 mA/260 ohms																																																	
C	100 mA/28 ohms																																																	
Code	Description																																																	
A	C ₂ B (Std)																																																	
B	C ₂ D																																																	
C	C ₁ B																																																	
D	C ₁ D																																																	
*J	Intrinsically Safe																																																	
Code	Compound																																																	
N	Nitrile																																																	
V	Viton																																																	
Code	Flow (GPM)																																																	
1.3	5 LPM (1.3)																																																	
2.6	10 LPM (2.6)																																																	
5.3	20 LPM (5.3)																																																	
10	38 LPM (10)																																																	
15	57 LPM (15)																																																	
20.3	77 LPM (20.3)																																																	

*Non-standard, consult factory.

Accessories

Subplate	Port Size	Location
810090-3	SAE12	Side

Bolt Kit	Torque Specifications
BK116	17 ft-lbs. (23 N.m.)

Flushing Block	Mating Connector
810099-1	MS 3106A-14S-2S

Cables

EHC		4													
Electrohydraulic Cable	Length	Cable Type													
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Code</th> <th>Length</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3</td> <td rowspan="4">Length in Feet</td> </tr> <tr> <td>6</td> </tr> <tr> <td>9</td> </tr> <tr> <td>15</td> </tr> <tr> <td>**</td> <td>Special Length</td> </tr> </tbody> </table>	Code	Length	3	Length in Feet	6	9	15	**	Special Length	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Code</th> <th>Description</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>4</td> <td>4-Wire, 20 awg. shielded (Belden 9402)</td> </tr> </tbody> </table>	Code	Description	4	4-Wire, 20 awg. shielded (Belden 9402)
Code	Length														
3	Length in Feet														
6															
9															
15															
**	Special Length														
Code	Description														
4	4-Wire, 20 awg. shielded (Belden 9402)														

Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Valve Division
Elyria, Ohio 44035 USA

General Description

The BD760 Series servo valve provides precise control of position, velocity and force in critical motion control applications.

Features

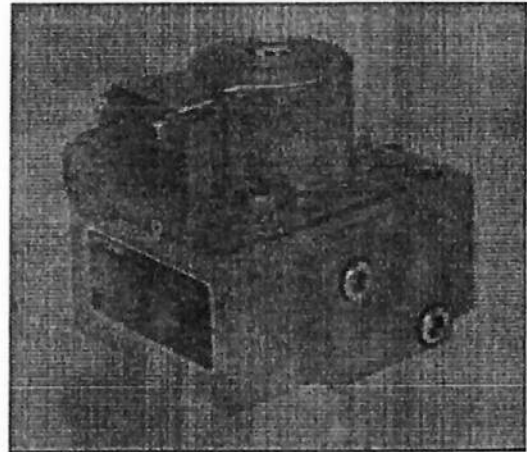
- Rugged reliable trouble-free operation
- Internal filter
- Linear flow gain characteristics
- Intrinsically safe model available
- Magnetic null adjust available

Operation

When used in conjunction with our BD90/95/99 series of servo amplifiers or our PMC series of motion controllers, the BD series of valves will provide accurate control of rotary and linear actuators.

Specifications

Rated Flow @ 1000 PSI	3.78 - 90 LPM (1.0 - 24 GPM)
Linearity	≤ 10%
Hysteresis	≤ 3%
Threshold	≤ 0.5%
Fluid	Mineral oil, 60-225 SSU, max. 1000 SSU
Operating Temperature (Ambient)	-1 to 106°C (30 to +225°F)
Pressure Gain (Blocked Port) (% change in pressure per 1% change in input command) Minimum 30%	
Null Shift with Temperature with Supply Pressure	< 2% per 40°C (104°F) < 2% 80 to 110% Ps
Quiescent Flow BD760 — 1.0 - 1.6 LPM (.26 - .42 GPM) Std. Spool Lap	
Step Response Input (3000 PSI supply)	Typical Step Response Input BD760 A&C 10 to 90%, <6 ms BD760 B&D 10 to 90%, <3 ms
Pressure Ranges	BD760 A&C 15 - 315 Bar (220 - 4500 PSI) BD760 B&D 15 - 280 Bar (220 - 4000 PSI)
Protection Class	NEMA 1, IP54
Filtration	SAE Class 3 or better, ISO Code 15/12



Flow-Load Characteristics

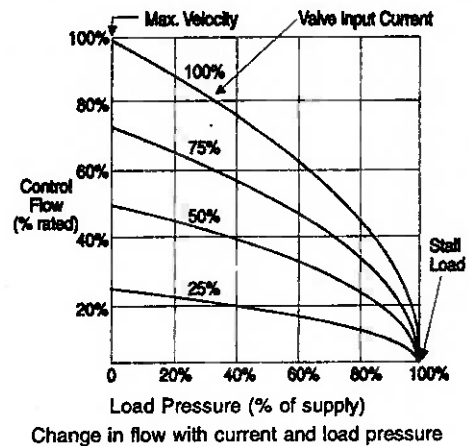
Control flow to the load will change with load pressure and valve current as shown below. These characteristics closely follow the theoretical square-root relationship for sharp-edged orifices as illustrated in the equation below.

$$Q = K \sqrt{\Delta P}$$

Q = Control flow

K = Valve constant

ΔP = Valve pressure drop



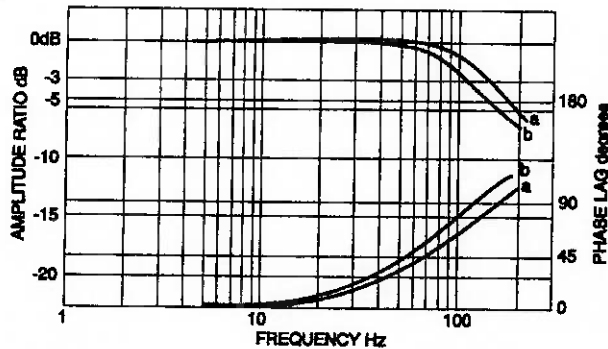
Quick Reference Data Chart

Model	Flow Capacity @ 1000 PSID LPM (GPM)	Max. Pressure Rating	Max. Tank Pressure	Port Circle	Electrical Input (Std.) Parallel	Coil Resistance (Std.) Each Coil	Weight
BD760 A&C	3.8, 9.6, 19, 38, 57, 91 (1, 2.5, 5, 10, 15, 24)	315 Bar (4500 PSI)	315 Bar (4500 PSI)	.875	40 mA (Full Flow)	80 ohms	0.8 kg (1.76 lbs.)
BD760 B&D	3.8, 9.6, 19, 38 (1, 2.5, 5, 10)	280 Bar (4500 PSI)	280 Bar (4500 PSI)	.875	40 mA (Full Flow)	80 ohms	0.8 kg (1.76 lbs.)

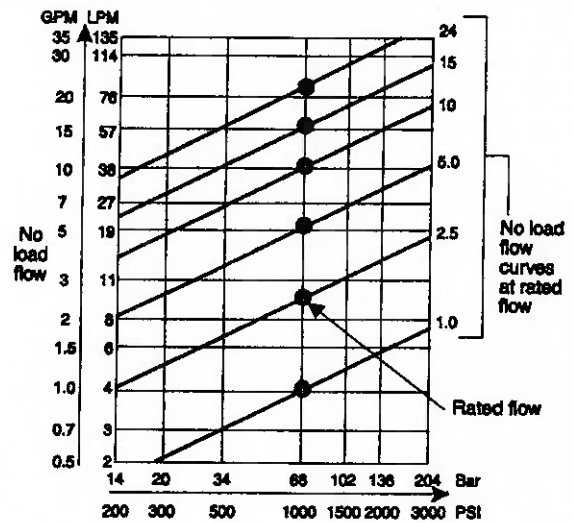
Model BD760 A and B

Typical Response Curves

System Pressure 210 Bar (3000 PSI)
Signal $\pm 25\%$
Rated Flow a) 3.8 LPM (1 GPM)
b) 57.0 LPM (15 GPM)



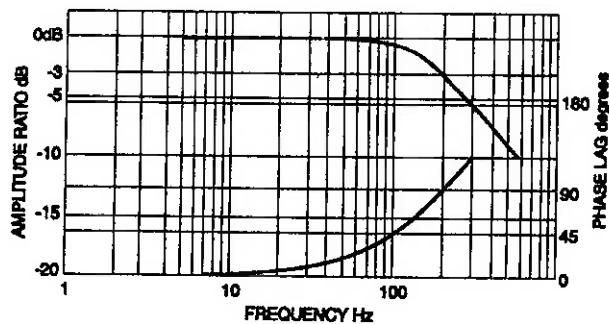
Pressure Drop Curves



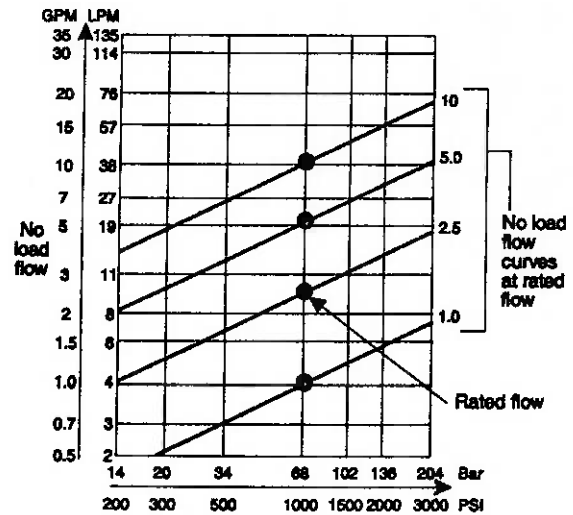
Model BD760 C and D

Typical Response Curves

System Pressure 210 Bar (3000 PSI)
Signal $\pm 25\%$
Rated Flow 3.8 LPM (1 GPM)

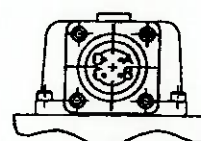
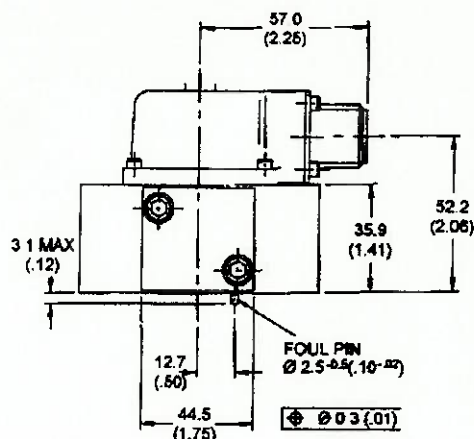


Pressure Drop Curves



Technical drawing of a 25 A/F socket. The drawing shows a side view of the socket with a locking nut. Dimensions are provided in inches and millimeters:

- Overall length: 96.5 (3.80)
- Distance from front face to center of locking nut: 9.9 (39)
- Maximum height of the locking nut: .5 max (2.70)
- Text labels: "NULL ADJUSTMENT", "Locking nut 10.0 A/F", "Socket 25 A/F"

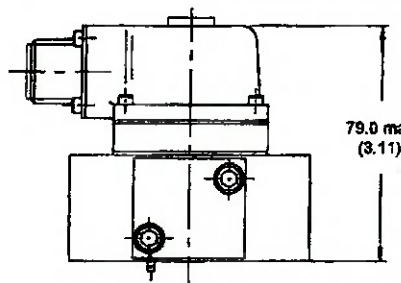
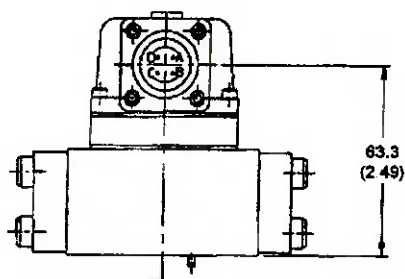
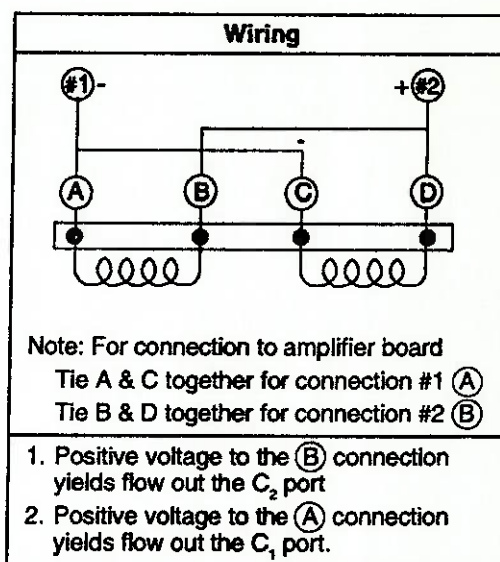


Technical drawing of the front view of a 5-port hydraulic valve. The drawing shows a square body with four main ports (C1, C2, Pressure, Return) and an optional 5th port (External Pilot). Dimensions are given in inches and millimeters. A locating pin is shown at the bottom left with a diameter of 0.3 mm (0.01 inches).

Labels and dimensions:

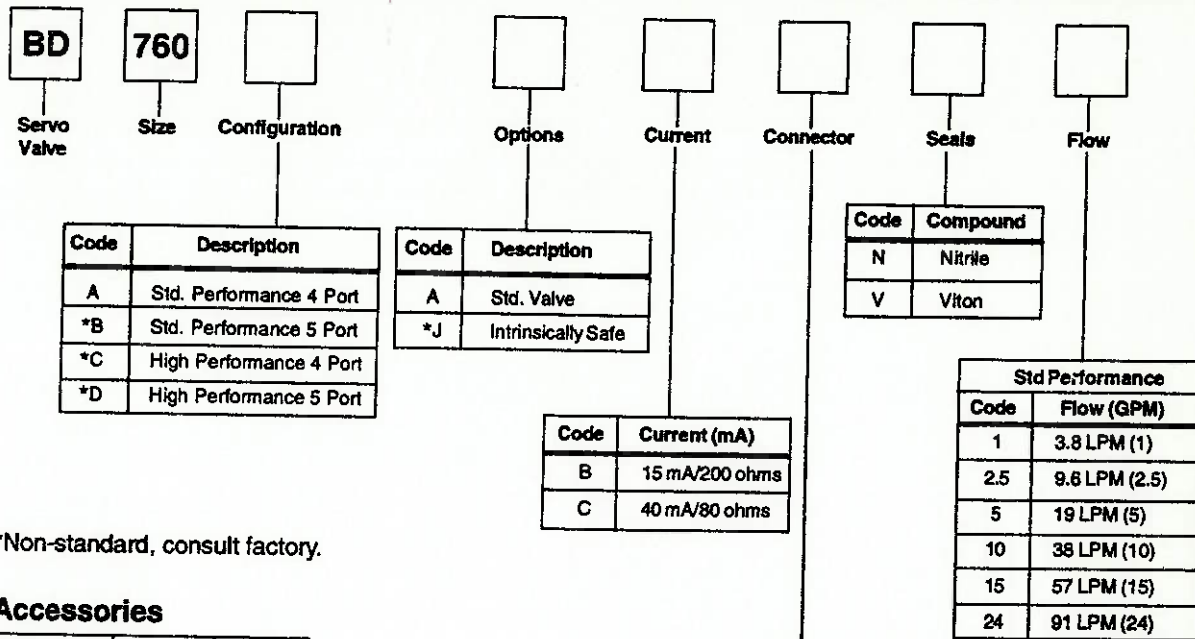
- WORK PORT C1
- RETURN PORT
- OPTIONAL 5th PORT EXTERNAL PILOT
- 12.7 (.50)
- 22.2 (.88)
- 17.0 (.67)
- 11.1 (.44)
- 11.1 (.44)
- 17.0 (.67)
- 22.2 (.88)
- PRESSURE PORT
- WORK PORT C2
- LOCATING PIN
- Ø 0.3 (.01)
- 9.9 (.39)

Note: To comply with I.S. approvals this valve must not be dismantled.



Ordering Information

Servo Valves Series BD760



*Non-standard, consult factory.

Accessories

Subplate	Port Size	Location
810090-3	SAE12	Side

Bolt Kit	Torque Specifications
BK12	17 ft-lbs. (23 N.m.)

Flushing Block	Mating Connector
810098-1	MS3106A-14S-2S

Cables

EHC
Electrohydraulic
Cable

Length

Code	Length
3	Length in Feet
6	
9	
15	
**	Special Length

4
Cable Type

Code	Description
4	4-Wire, 20 awg. shielded (Belden 9402)



Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Valve Division
520 Ternes Avenue
Elyria, Ohio 44035 USA
Tel: (216) 366-5200
Fax: (216) 366-5253



Printed on recycled paper,
using soy inks.

© Copyright 1995
Parker Hannifin Corporation
All Rights Reserved
7/95, 5M, AP, Printed in the USA

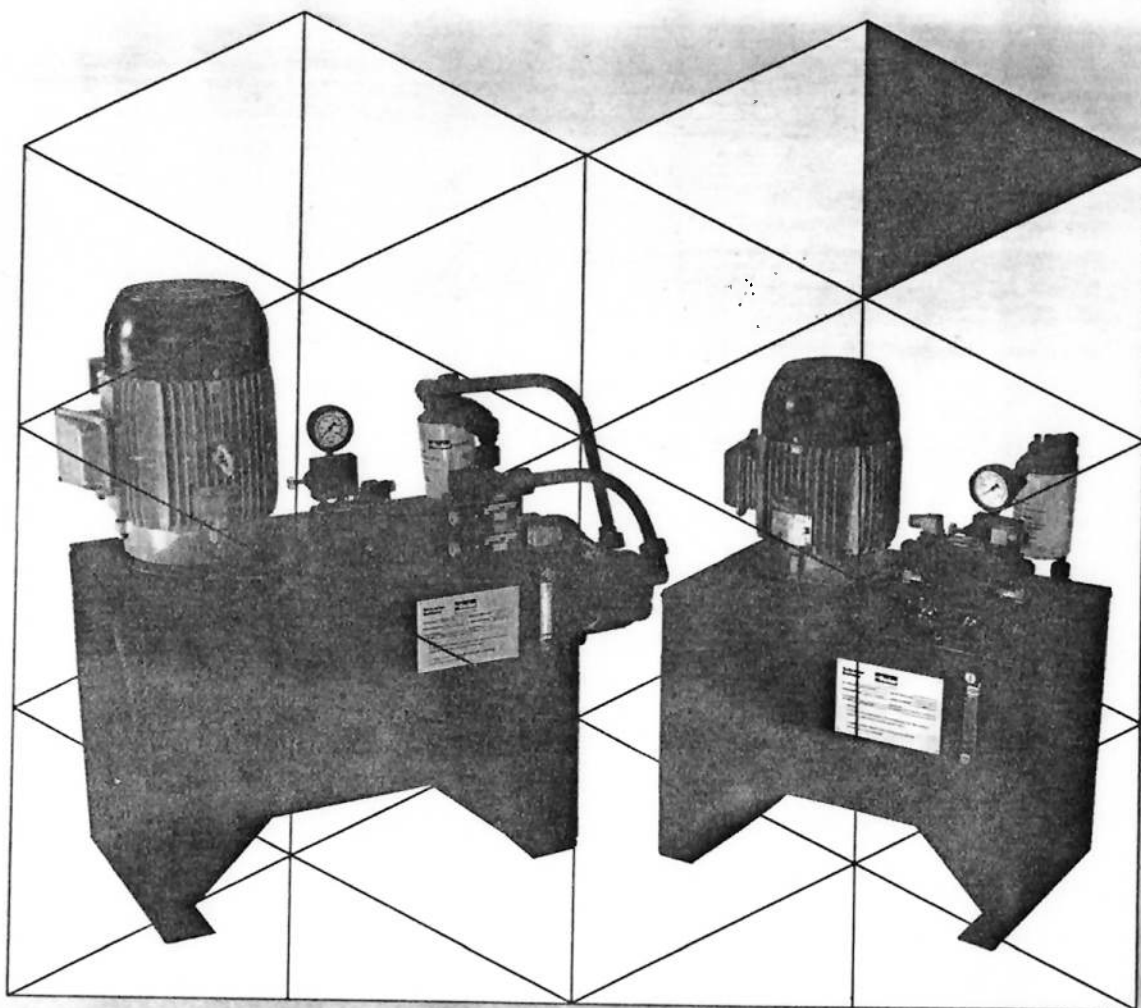
Parker Hannifin Corporation
Hydraulic Valve Division
Elyria, Ohio 44035 USA

**Schrader
Bellows**



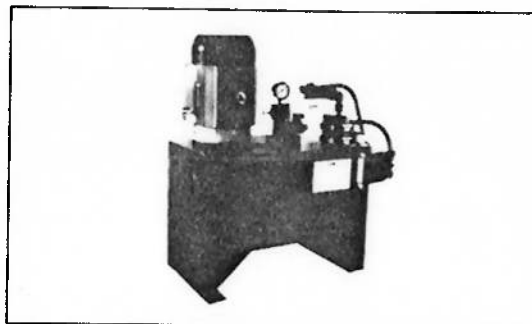
***Unidades
Hidráulicas***

CATÁLOGO 250001 - PH
JULHO 1994



Características Técnicas:

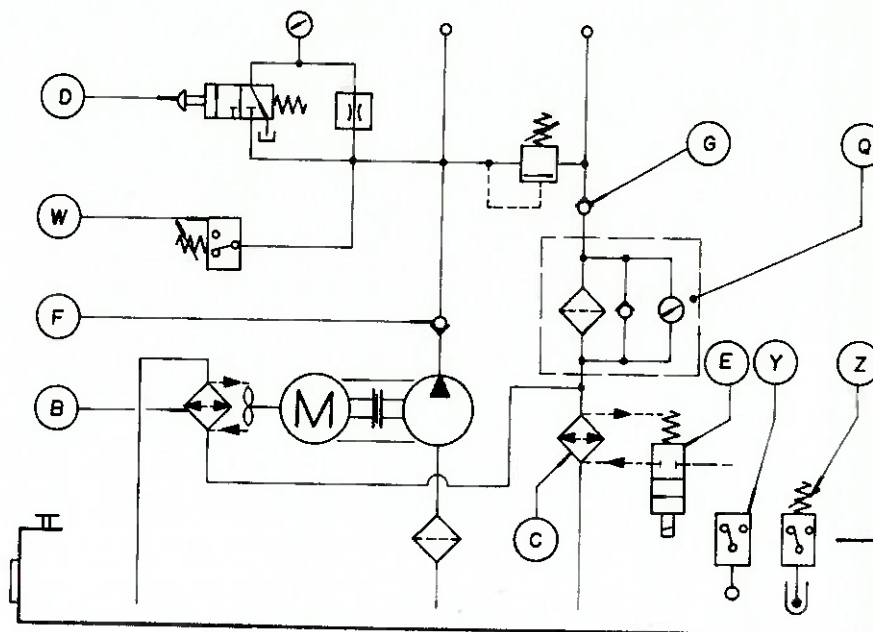
- 1-) Pressão máxima de trabalho: 172 bar
- 2-) Tipo de fluido: óleo hidráulico com faixa de viscosidade entre 150 a 250 SSU (32 a 54 cSt) a 38 °C (100 °F). O óleo utilizado deve ter características anti-oxidantes.
- 3-) Temperatura de trabalho= -10 a 70 °C (Buna-N)
- 4-) Vazão: Depende do deslocamento da bomba.
(vide tabela abaixo)



Capacidade do Tanque (litros)	Série da Bomba	Deslocamento (in³/rot) (cm³/rot)	Vazão Máx. (GPM) (LPM)	Pressão Máx. (psi) (bar)	Potência do motor (Cv) a 1800 rpm (à pressão max.)
20	D05	0,114 1,870	0,610 2,310	2500 172	1,5
	D07	0,168 2,760	0,990 3,750	2500 172	2 a 3
	D09	0,210 3,450	1,290 4,890	2500 172	3
	D11	0,262 4,290	1,660 6,290	2500 172	3,5
60	D17	0,404 6,620	2,670 10,120	2500 172	6,0
	D22	0,522 8,550	3,520 13,340	2500 172	7,5
	H25	0,603 9,880	4,090 15,500	2500 172	7,5
	H31	0,754 12,350	5,190 19,670	2500 172	10
80	H39	0,942 15,440	6,560 24,860	2500 172	12
120	H49	1,180 19,300	8,280 31,380	2500 172	15
	H62	1,470 24,140	10,400 39,420	2500 172	20

UNIDADE BÁSICA COM POSSÍVEIS ACESSÓRIOS

SIMBOLOGIA



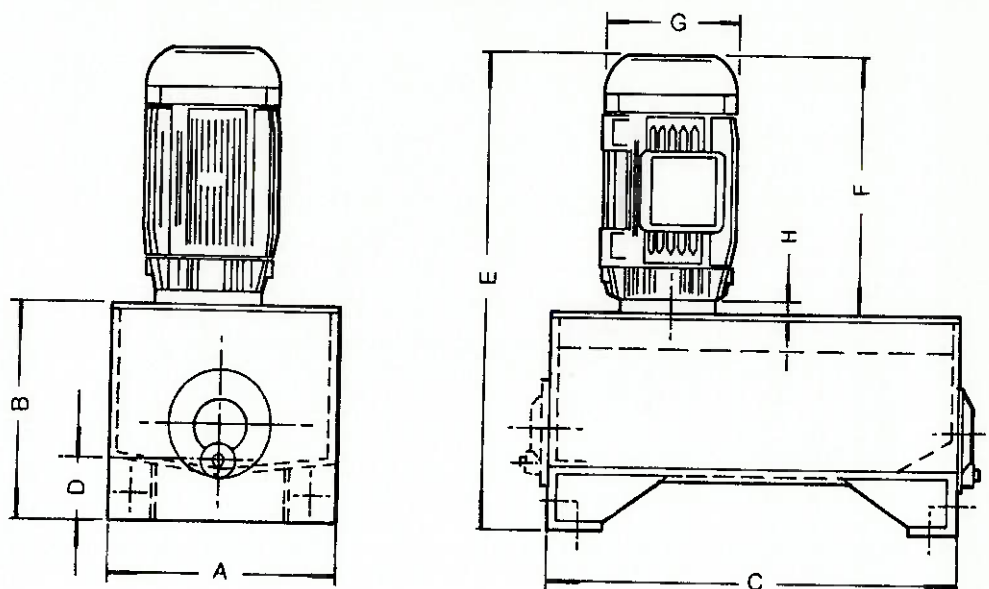
- *-B: TROCADOR DE CALOR AR/ÓLEO
- C: TROCADOR DE CALOR ÁGUA/ÓLEO
- D: VÁLVULA ISOLADORA DE MANÔMETRO
- E: VÁLVULA DE CONTROLE DE TEMPERATURA
- -F: VÁLV. RETENÇÃO NA LINHA DE PRESSÃO
- G: VÁLV. RETENÇÃO NA LINHA DE RETORNO
- -Q: FILTRO DE RETORNO
- *-W: PRESSOSTATO
- *-Y: CHAVE NÍVEL
- *-Z: TERMOSTATO

* Sob consulta (Ver obs.)

OBS.:

Todos os itens sob consulta, estarão sujeitos a prazos e condições especiais.

DIMENSIONAL



DIMENSÕES DE MOTORES (mm)			
cv	CARCAÇA	G	F
0,33	63	125	193
0,75	71	140	220
1,50	80	158	238
2,0	90S	178	256
3,0	90L	178	281
5,0	100L	198	317
6,0	112M	224	334
10,0	132S	270	372
15,0	132M	270	410
20,0	160M	316	488
25,0	160L	316	532
30,0	180M	353	554
-	180L	353	592
40,0	200M	395	619
50,0	200L	395	657

RESERVATÓRIO (L)	DIMENSÕES (mm)							
	A	B	C	D	E	F	G	H
20	330	327	460	87,5	-	-	-	10,0
60	400	483	600	167,0	-	-	-	10,0
80	410	528	720	167,0	-	-	-	10,0
120	490	508	870	167,0	-	-	-	10,0

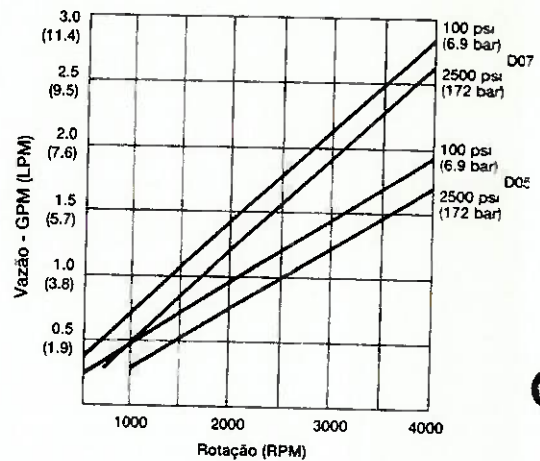
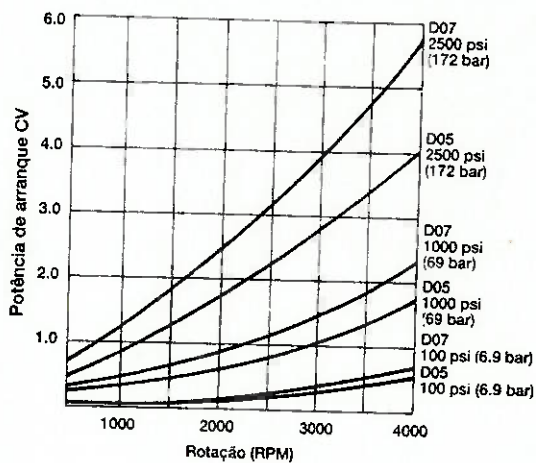
NOTAS:

- 1) Os reservatórios de 60, 80 e 120 litros, possuem janelas de inspeção.
- 2) Para se obter as cotas G e F, ver tabela de motores ao lado.

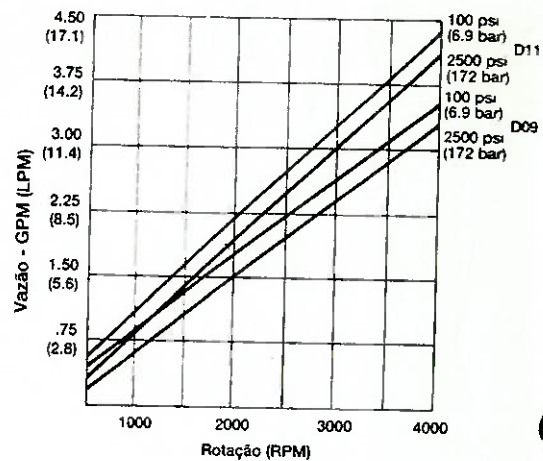
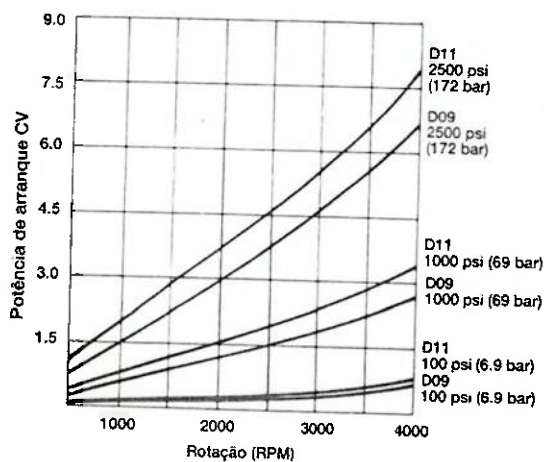
Dados de Performance Bombas de Engrenagem Série "D"

Dados baseados em um óleo com viscosidade
de 100 SSU a uma temperatura de 49 °C (120 F)

D05, D07



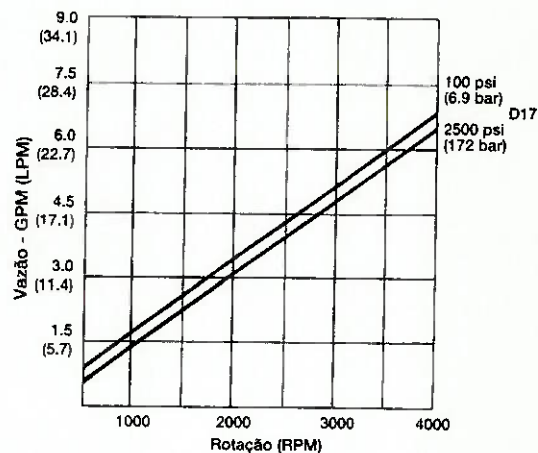
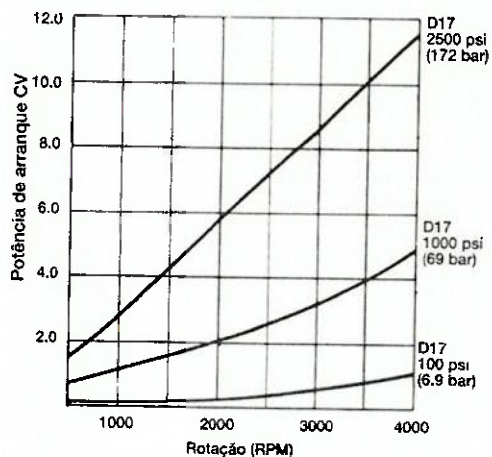
D09, D11



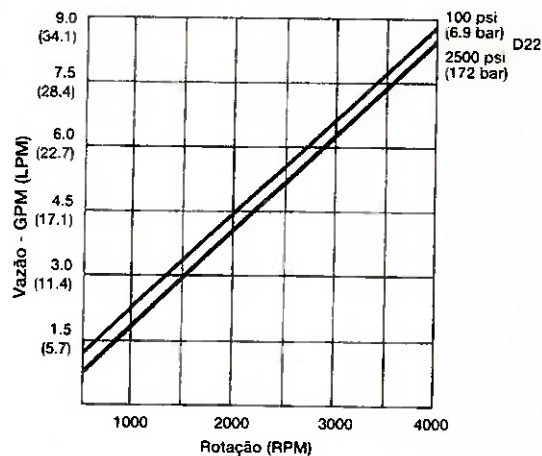
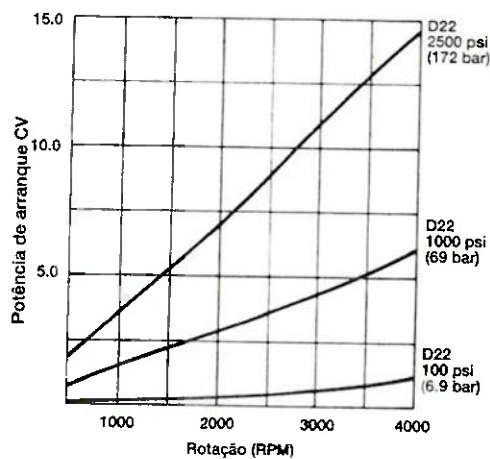
Dados de Performance
Bombas de Engrenagem Série "D"

Dados baseados em um óleo com viscosidade
de 100 SSU a uma temperatura de 49°C (120 F)

D17



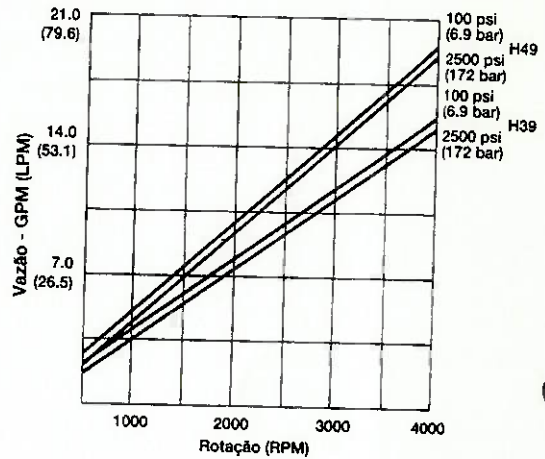
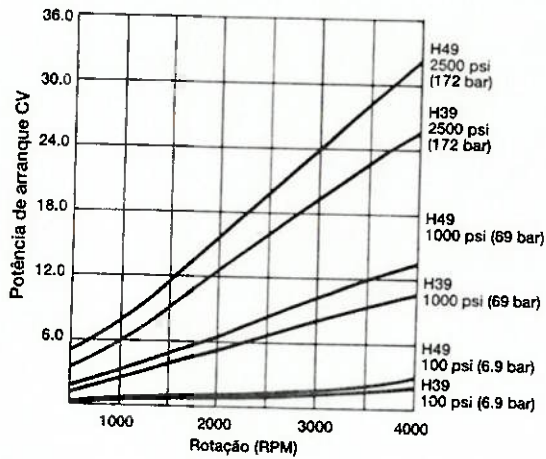
D22



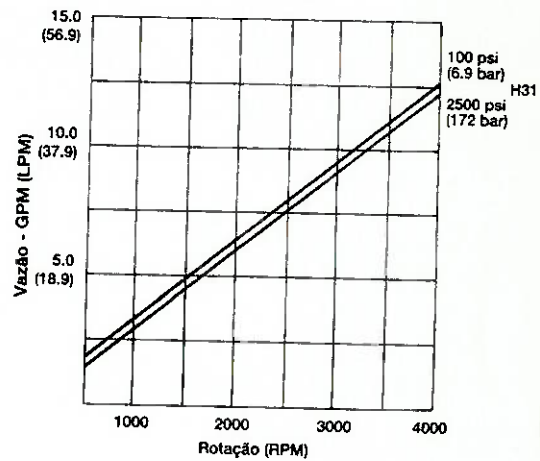
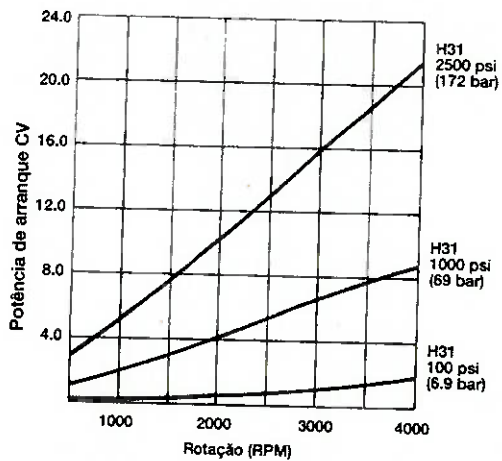
Dados de Performance Bombas de Engrenagem Série "H"

Dados baseados em um óleo com viscosidade
de 100 SSU a uma temperatura de 49°C (120°F)

H39, H49



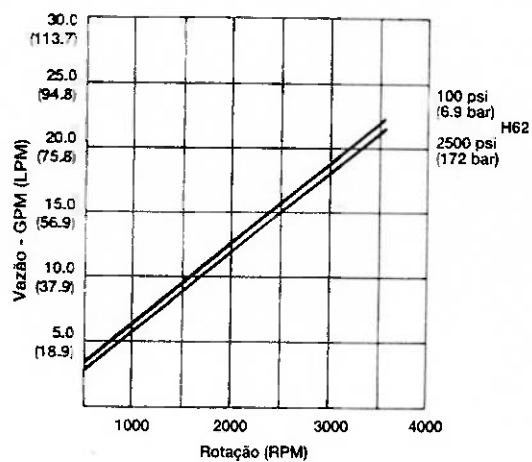
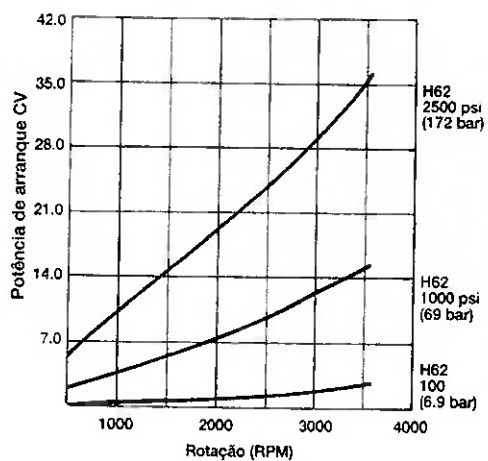
H31



Dados de Performance
Bombas de Engrenagem Série "H"

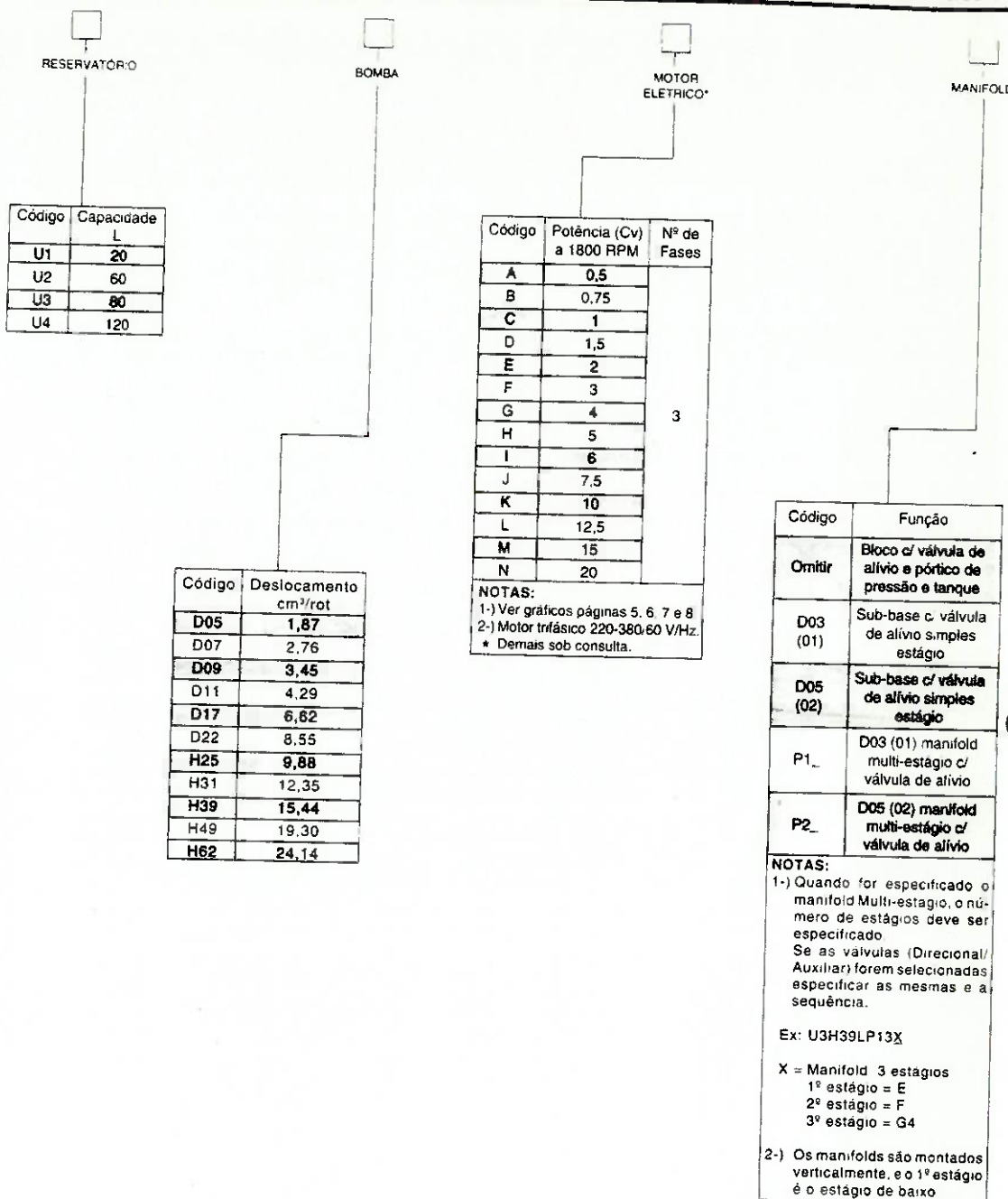
Dados baseados em um óleo com viscosidade
de 100 SSU a uma temperatura de 49°C (120 F)

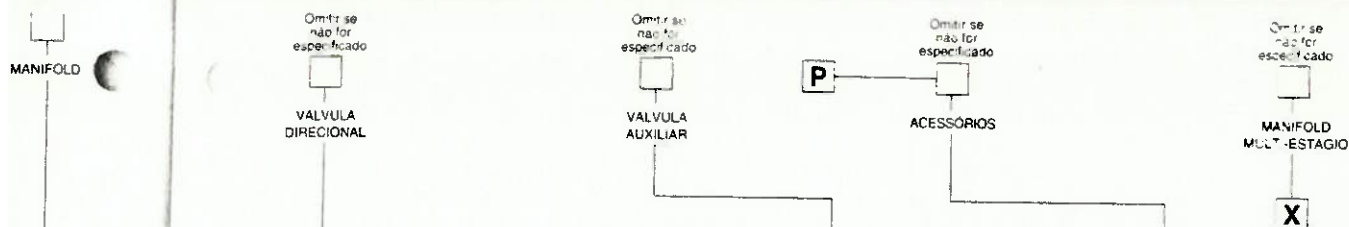
H62



OBS.:

Rotação máxima para bomba série H62: 3600 RPM.





Código	Função	Código da Válvula	Padrão N.F.P.A.	Vazão Nominal LPM	Simbologia
1	Controle de Fluxo	FM2DD	D03 (01)	26,5	
2	Controle de Fluxo	FM3DD	D03 (01)	45,4	
3	Retenção Oper. Pil.	CPOM2DD	D03 (01)	26,5	
4	Retenção Oper. Pil.	CPOM3DD	D03 (01)	45,4	
5	Retenção Port. "P"	CM2PP	D03 (01)	26,5	
6	Retenção Port. "P"	CM3PP	D03 (01)	245,4	
7	Red. Pressão Port. "P"	PRM2PP17L	D03 (01)	22,7	
8	Red. Pressão Port. "P"	PRM3PP17L	D05 (02)	45,4	

Código	Código da Válvula	Padrão N.F.P.A.	Vazão LPM (ver obs 2)	Simbologia
A	D1VW20BNTP	D03 (01)	57	
B	D1VW20DNTP	D03 (01)	57	
C	D1VW1CNTP	D03 (01)	83	
D	D1VW2CNTP	D03 (01)	57	
E	D1VW4CNTP	D03 (01)	45	
F	D1VW8CNTP	D03 (01)	50	
G	D3DW20BNTP	D05 (02)	120	
H	D3DW20DNTP	D05 (02)	105	
I	D3DW1CNTP	D05 (02)	120	
J	D3DW2CNTP	D05 (02)	60	
K	D3DW4CNTP	D05 (02)	90	
L	D3DW8CNTP	D05 (02)	80	

OBS.:

- As válvulas descritas acima, são de 240V/60Hz. Para outras tensões, informar a fábrica.
- Tensões disponíveis: 110V/60Hz 24VCC. 12VCC
- Vazão máxima à pressão de 172 bar.
- Bobina com conector e led com supressor de transientes, sob consulta.

Código	Acessório
B	Trocador de Calor Ar/ Óleo
C	Trocador de Calor Água/ Óleo
D	Válvula Isoladora de Manômetro
E	Válvula de Controle de Temperatura
G	Válvula de Retenção na Linha de Retorno
O	Filtro de Retorno com Vazão de 76 LPM
Q	Filtro de Retorno com Vazão de 191 LPM
* W	Pressostato
* Y	Chave de Nível
* Z	Termostato

NOTAS:

- Itens com asterisco (*) estão sujeitos a prazos e condições especiais.
- Unidades hidráulicas fora dos padrões especificados neste catálogo, consultar a fábrica.

**Schrader
Bellows**



Motion & Control

FILIAIS:

BELO HORIZONTE - MG

Rua Inconfidentes, 1.075 - 8º andar
Funcionários
30140-120 Belo Horizonte, MG
Tel.: (031) 261-2566
Fax.: (031) 261-4230
Telex: 312323

CAMPINAS - SP

Av. Andrade Neves, 2.181
Castelo
13070-000 Campinas, SP
Tel.: (0192) 42-8811
Fax.: (0192) 41-1735
Telex: 191444

CURITIBA - PR

Av. Cândido Abreu, 140 - sala 805
Centro
80530-000 Curitiba, PR
Tel.: (041) 222-3753
Fax.: (041) 222-3306
Telex: 415920

JOINVILLE - SC

Av. Juscelino Kubitschek, 603 - sala 8
Centro
89201-100 Joinville, SC
Tel.: (0474) 33-1271/33-1202
Fax.: (0474) 33-4769
Telex: 474347

VALE DO PARAÍBA - JACAREÍ - SP

Av. Lucas Nogueira Garcez, 2.181
Esperança
12300-000 Jacareí, SP
Tel.: (0123) 51-7000
Fax.: (0123) 51-4311 / 51-3083
Telex: 1233312 / 1233391

PORTO ALEGRE - RS

Av. Farrapos, 3.270 - sala 302
Navegantes
90220-002 Porto Alegre, RS
Tel.: (051) 342-4199
Fax.: (051) 343-3264
Telex: 512403

RECIFE - PE

Av. Eng. Abdias de carvalho, 1.111 - sala 204
Bairro do Prado
50830-000 Recife, PE
Tel.: (081) 227-3376
Fax.: (081) 227-3921
Telex: 811834

RIO DE JANEIRO

Rua da Glória, 344 - sala 801
Glória
20241-180 Rio de Janeiro, RJ
Tel.: (021) 221-6008
Fax.: (021) 221-8243
Telex: 2123674

SÃO PAULO - SP

Av. Sumaré, 1.529/1.541
Perdizes
05016-091 São Paulo, SP
Tel.: (011) 263-2766
Fax.: (011) 65-7090
Telex: 1181604

PARKER HANNIFIN IND. COM. LTDA

Divisão Schrader Bellows
Av. Lucas Nogueira Garcez, 2.181
Esperança
12300-000 Jacareí, SP
Tel.: (0123) 51-7000
Fax.: (0123) 51-4311 / 51-3083
Telex: 1233312 / 1233391

DISTRIBUIDOR AUTORIZADO

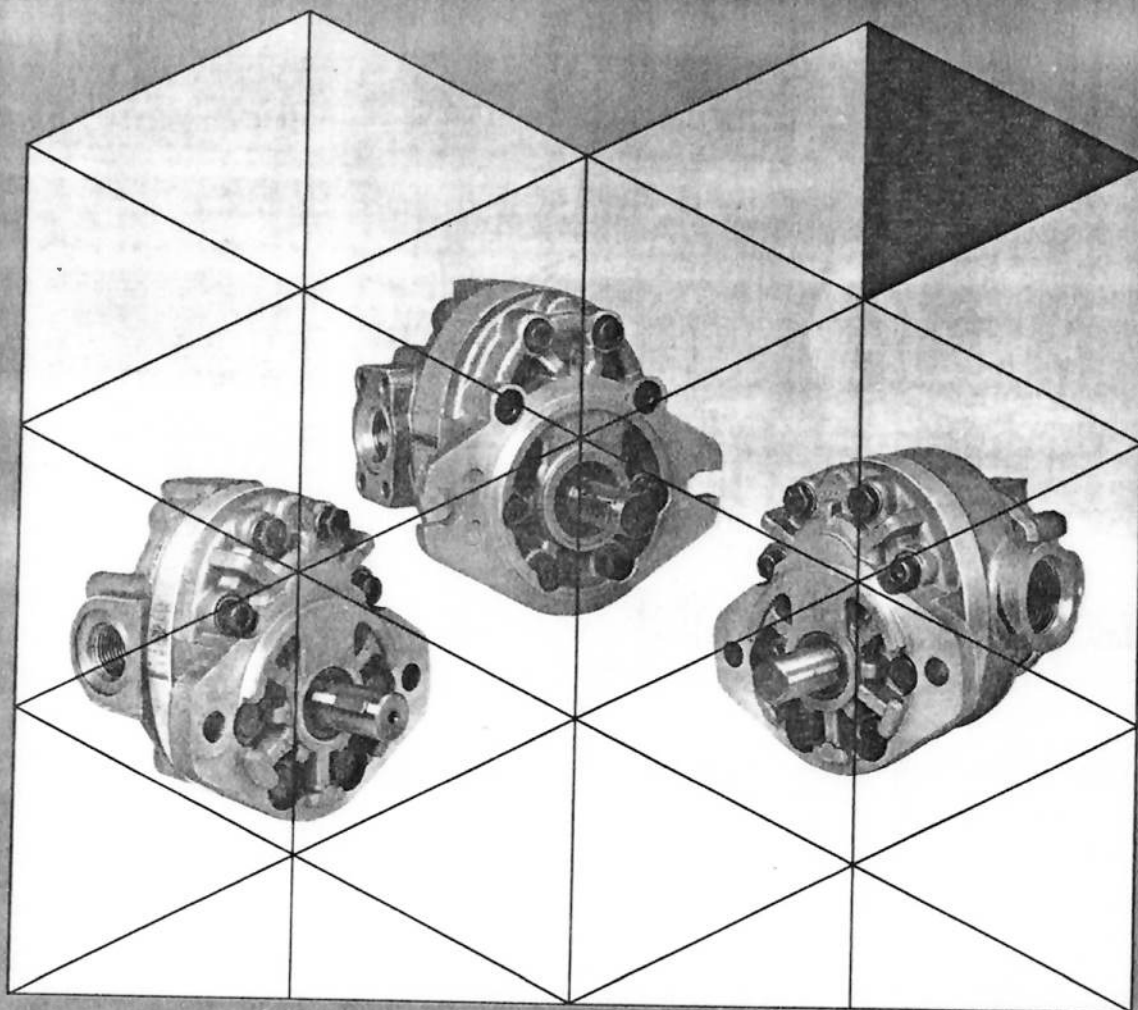


**Schrader
Bellows**



***Bombas de
Engrenagens***

CATÁLOGO 2600 - 300 - 1 BR
AGOSTO 1994

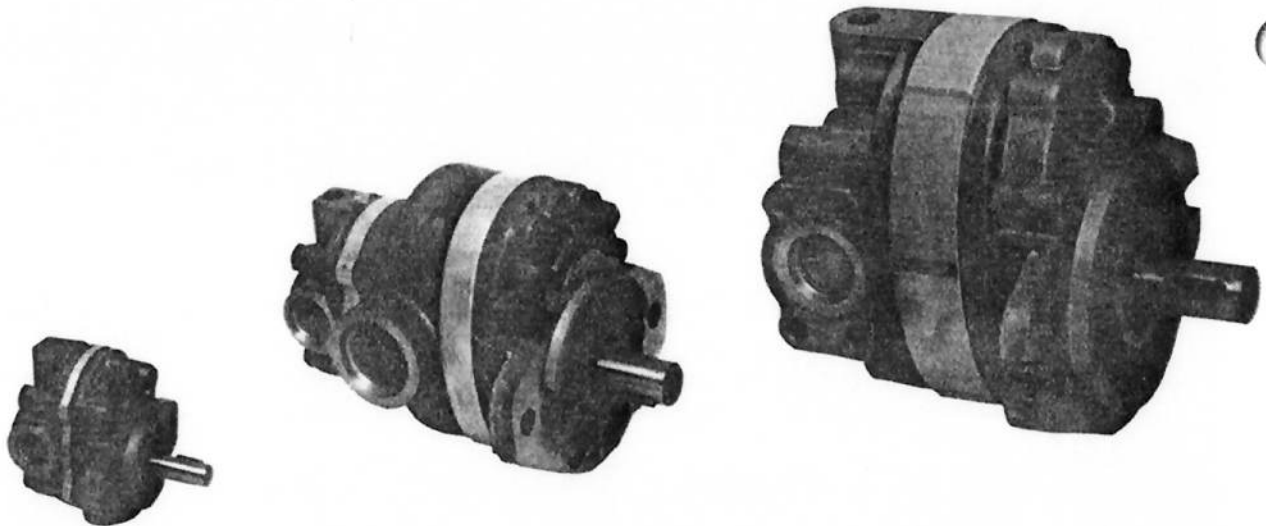


Índice

Descrição	Página
Introdução	3, 4
Série "D"	5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14
Informações Técnicas	5
Tabelas e Curvas de Performance	6, 8
Dimensões - Bomba Standard	9, 10
Dimensões - Bomba com Tampa Traseira para Montagem em Reservatório	11, 12
Dimensões - Acessórios	13
Gabarito de Codificação	14
Série "H"	15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23
Informações Técnicas	15
Tabelas e Curvas de Performance	16, 17, 18
Dimensões - Standard	19
Dimensões - Bomba com Válvula de alívio e Divisor de Fluxo Integrado	20
Dimensões - Pontas do Eixo	21
Gabarito de Codificação - Bomba Standard	22
Gabarito de Codificação - Bomba com Válvula de alívio e Divisor de Fluxo Integrado	23
Série "M"	24, 25, 26, 27, 28
Informações Técnicas	24
Tabelas e Curvas de Performance	25, 26
Dimensões - Bomba Standard	27
Gabarito de Codificação	28
Série "HD"	29, 30, 31, 32
Informações Técnicas	29
Tabelas de Performance	30
Dimensões - Bomba Standard	31
Gabarito de Codificação	32
Informações Gerais de Instalação - Série D/H/M/HD	33

DISTRIBUIDOR AUTORIZADO
ASTRO COM. DE EQUIP. LTDA.
Rua Dona Germana 264
Fone: 262-7711 - Fx 2215
São Paulo - SP — CEP 05002-061

Introdução



Dados Técnicos

Série da Bomba	Deslocamento cm³/rot	Vazão à 1000 RPM l/min	Peso kg
D	1.87 - 10.50	1.9 - 10.2	.9 - 1.4
H	9.88 - 36.50	9.5 - 35.2	2.3 - 3.2
M	35.17 - 54.95	34.1 - 53.4	4.9 - 5.9
HD	Ver acima	Ver acima	Ver acima

Vantagens

- Eficiente, simples design - poucas partes em movimento;
- Excepcionalmente compacta e leve para sua capacidade;
- Eficiente à alta pressão de operação;
- Resistente aos efeitos de cavitação;
- Alta tolerância à contaminação nos sistemas;
- Resistente em operações à baixas temperaturas;
- Construída com mancal de apoio no eixo;
- Compatibilidade com vários fluidos.

Opções de Controle

- Série "D" e "H": opcional com válvula de alívio incorporada;
- Série "H": opcional com válvula de alívio e divisor de fluxo.

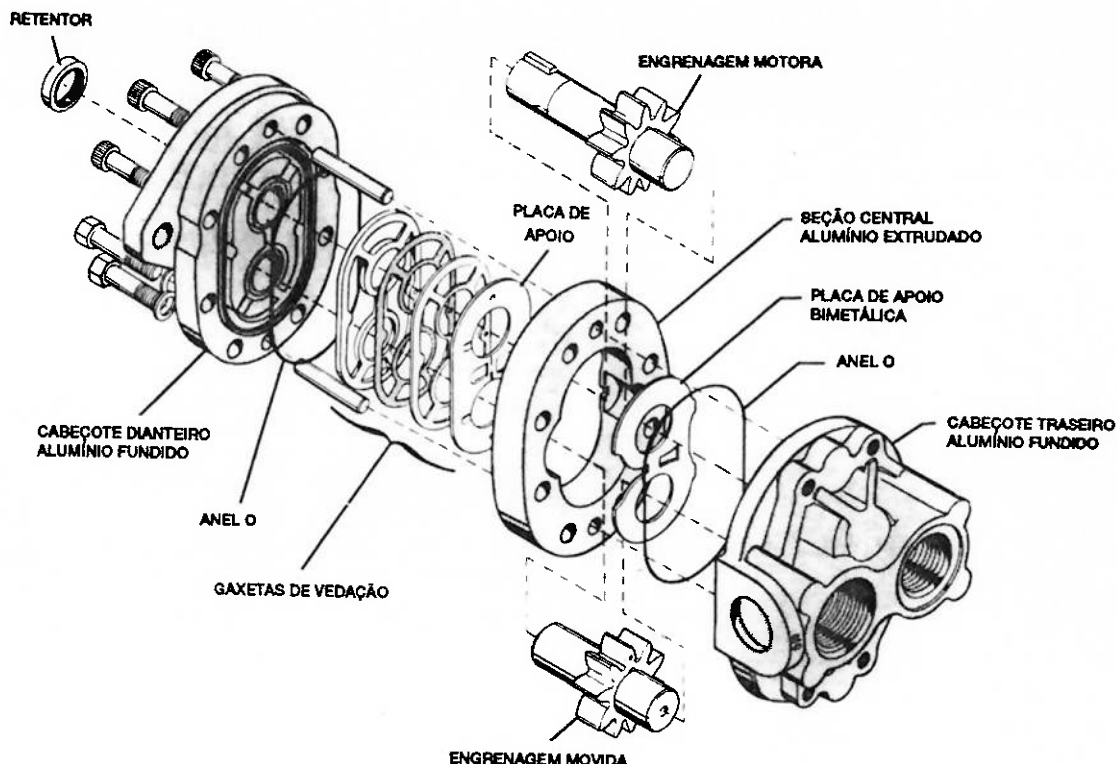
Capacidade Máxima de Rotação

- Séries "D" e "H": 4000 RPM;
- Série "M": 3000 RPM.

Pressões Máximas de Operação

- Séries "D", "H" e "M": até 172 bar contínuo.

Descrição Geral



As bombas de Engrenagem da Parker consistem, de um conjunto de duas engrenagens móveis de aço temperado e de alta precisão por três partes de alta resistência:

- Cabeçotes dianteiro e traseiro: Alumínio fundido;
- Seção central: Alumínio extrudado.

A montagem da engrenagem, motora por exemplo, consiste em um travamento, térmico, através de dilatação em um eixo temperado e polido. Esse eixo tem duas extremidades que servem, respectivamente, a menor para apoio (somente) e a maior para apoio e alojamento da chaveta, cuja função é ser interligada a um acoplamento que unirá a bomba ao motor. A outra engrenagem chamada de movida, possui processo de montagem idêntico.

Anéis elásticos são instalados em canais para garantir que não haja movimento axial das engrenagens em relação aos eixos.

Um retentor garante que não haja vazamentos externos pelo mancal, do eixo da engrenagem motora. Canais de lubrificação na carcaça e no

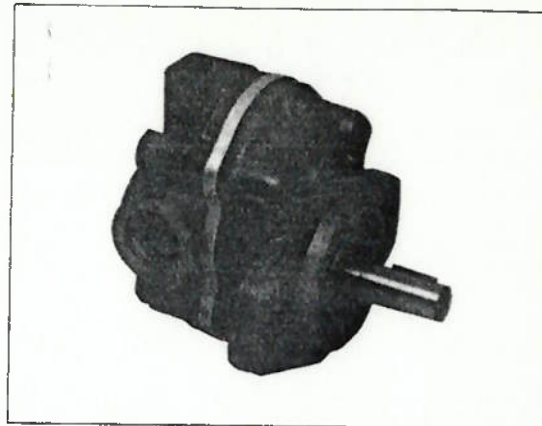
eixo da engrenagem movida comunicam o retentor com o lado da seção assegurando uma baixa pressão no retentor e aumentando sua vida útil. O conjunto de três gaxetas de vedação formam câmaras atrás da placa de apoio de bronze. Estas câmaras são conectadas com as pressões de entrada e saída. A pressão de descarga atuando nestas câmaras, cria forças axiais que defletem a placa de apoio em direção às engrenagens, reduzindo as folgas existentes, e aumentando a eficiência da bomba através da redução do vazamento interno e aumentando a vida da bomba.

Bombas de Engrenagem Série D

Dados de Performance

Vantagens

- Eficiente, simples design;
- Excepcionalmente compacta e leve para sua capacidade;
- Eficiente à alta pressão de operação;
- Resistente aos efeitos de cavitação;
- Alta tolerância à contaminação;
- Resistente em operações à baixas temperaturas;
- Construída com mancal de apoio no eixo;
- Compatibilidade com vários fluidos.



Simbologia Esquemática (Bomba Básica)

Controles

- Opcional com válvula de alívio integrada.

Especificações

Vazão: 1,9 LPM a 10,2 LPM
à 1000 RPM. Ver próxima página para dados
adicionais de vazão.

Pressão: D05 a D22 - 172 bar - contínuo
D27 - 138 bar - contínuo

Rotação: D05 a D22 - 500 a 4000 RPM
D27 - 3000 RPM

Montagem: SAE AA - Flange com 2 ou 4 furos
para fixação

Material do Corpo: Alumínio fundido

Dados de Instalação

Condições na entrada: - Vácuo máximo 25,4 mm de Hg à 1800 RPM
12,7 mm de Hg à rotação máxima
- Máxima pressão positiva:
1,4 bar

Temperatura de operação: -40°C a 85°C

Filtragem: Classe SAE 4

Notas de Instalação: Ver página 31 deste catálogo para recomendações específicas pertinentes à limpeza do sistema, fluidos, start-up, condições de entrada, alinhamento do eixo, e outros importantes fatores relativos à própria instalação e uso destas bombas.

Dados de Performance

Vazões em litros por minutos - l/min

Dados baseados em um óleo com viscosidade de 100 SSU, a 49°C (120°F).

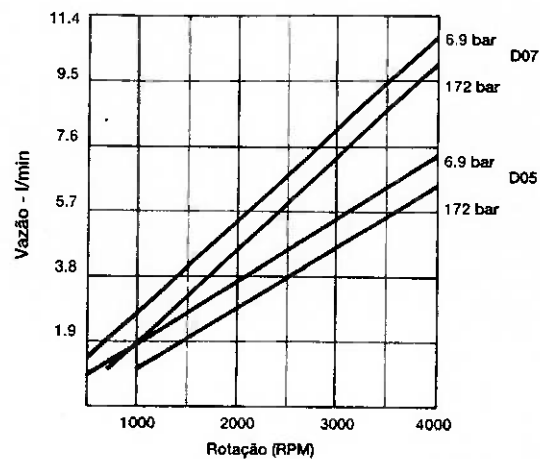
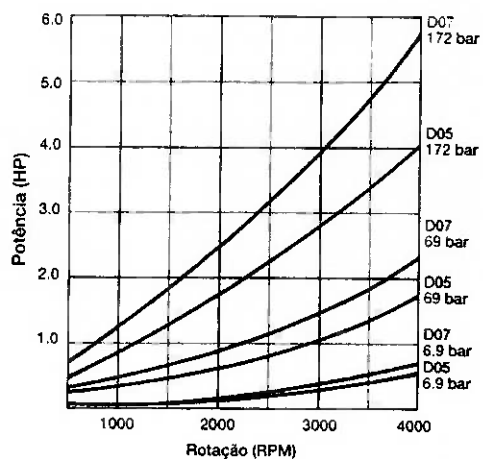
Série da Bomba	Deslocamento (cm³/rot)	RPM	6.9 bar	69 bar	103 bar	138 bar	172 bar
D05	1.87	1200	2.20	1.82	1.59	1.40	1.21
		1800	3.30	2.92	2.69	92.50	2.31
		3600	6.56	6.25	6.10	5.91	5.76
D07	2.76	1200	3.22	2.77	2.58	2.35	2.12
		1800	4.85	4.40	4.17	3.98	3.75
		3600	9.70	9.36	9.17	8.98	8.83
D09	3.45	1200	4.02	3.56	3.30	3.07	2.84
		1800	6.06	5.61	5.34	5.12	4.89
		3600	12.09	11.71	11.52	11.33	11.14
D11	4.29	1200	5.00	4.51	4.24	4.02	3.75
		1800	7.54	7.05	6.78	6.56	6.29
		3600	15.05	14.63	14.44	14.25	14.02
D14	5.38	1200	6.29	5.76	5.46	5.19	4.92
		1800	9.44	8.91	8.60	8.34	8.07
		3600	18.91	18.50	18.27	18.04	17.81
D17	6.62	1200	7.73	7.13	6.82	6.52	6.22
		1800	11.64	11.03	10.73	10.42	10.12
		3600	23.27	22.78	22.55	22.29	22.06
D22	8.55	1200	10.00	9.32	8.98	8.64	8.30
		1800	15.05	14.36	14.02	13.68	13.34
		3600	30.05	29.52	29.22	28.96	28.69
D27	0.50	1200	12.32	11.56	11.18	10.80	-
		1800	18.46	17.70	17.32	16.94	-
		3000	30.77	30.17	29.86	29.56	-

Bombas de Engrenagem Série D

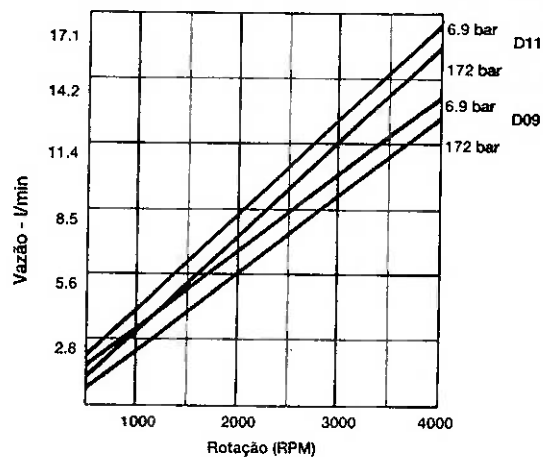
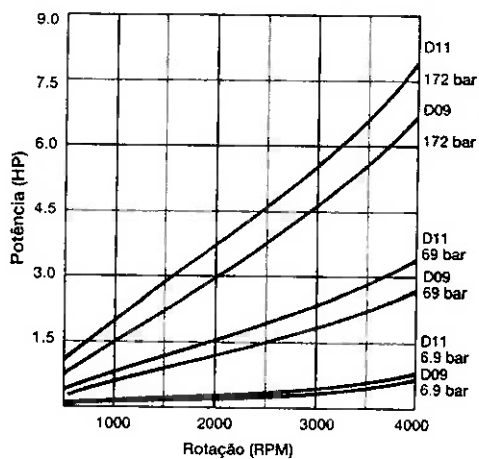
Dados de Performance Bombas de Engrenagem Série "D"

Dados baseados em um óleo com viscosidade
de 100 SSU a uma temperatura de 49°C

D05, D07

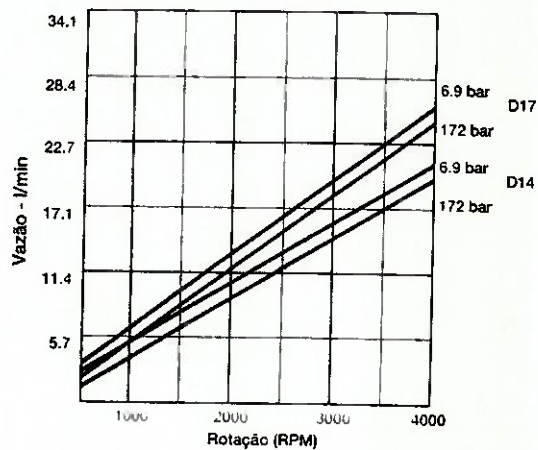
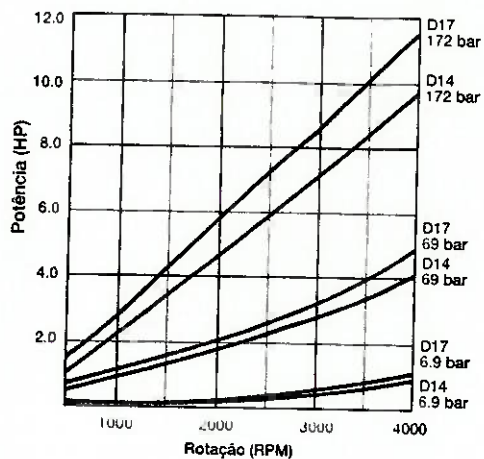
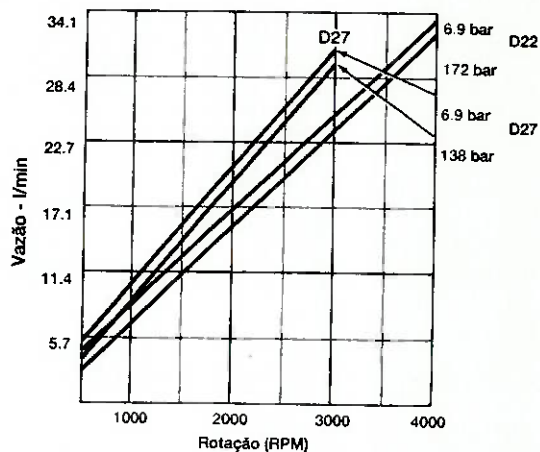
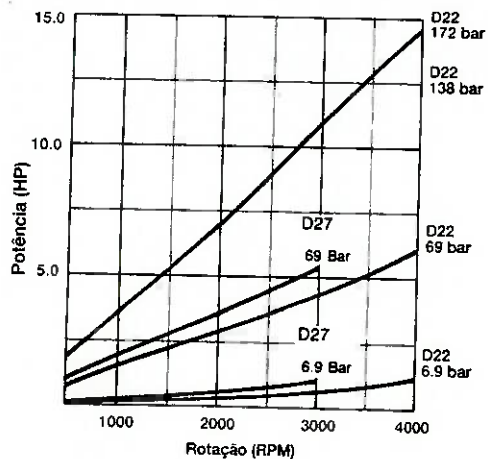


D09, D11



**Dados de Performance
Bombas de Engrenagem Série "D"**

Dados baseados em um óleo com viscosidade
de 100 SSU a uma temperatura de 49°C

D14, D17**D22, D27**

Bombas de Engrenagem Série D

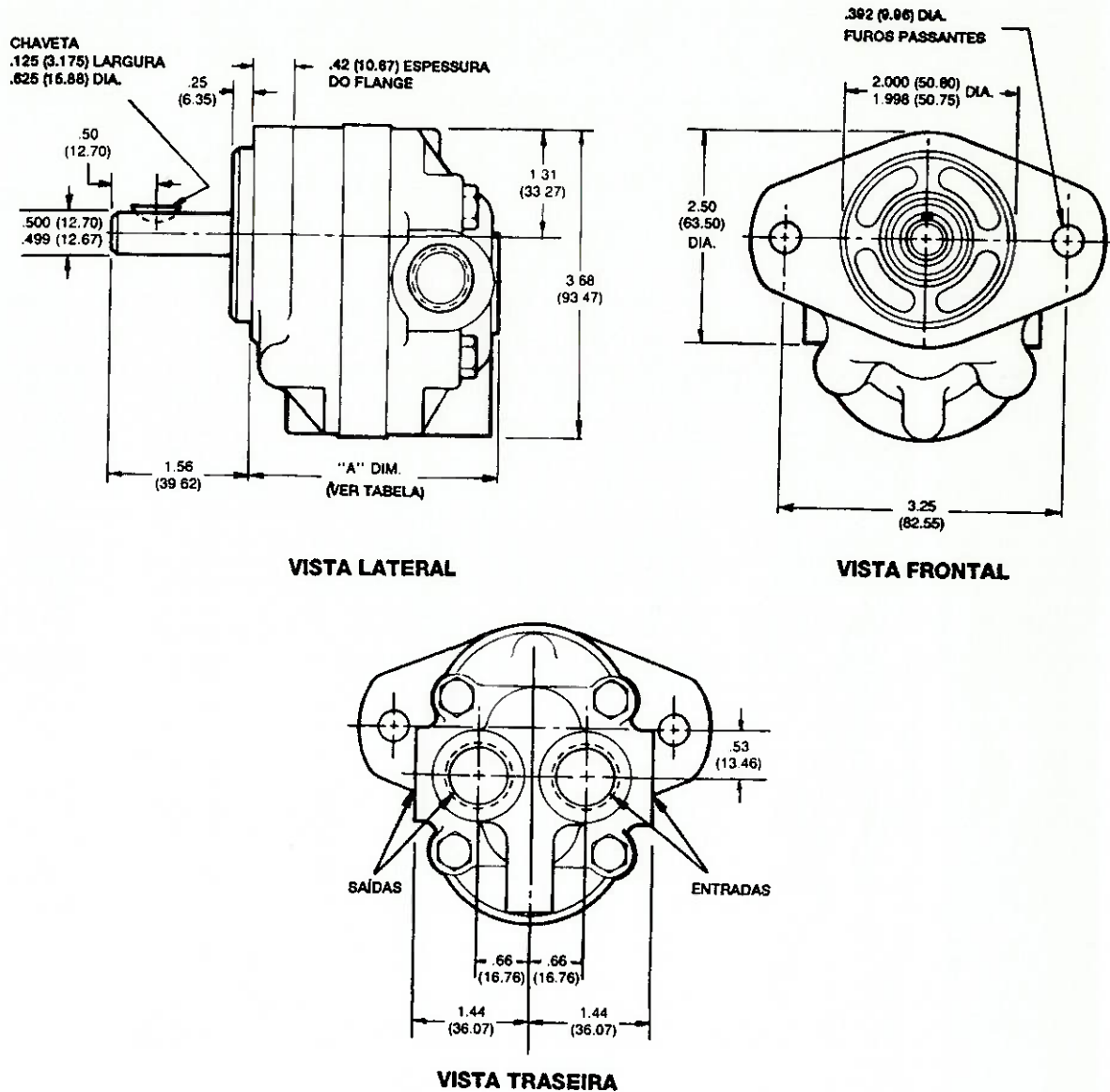
Schrader
Bellows **Parker**
Motion & Control

Dimensões - flange com 2 furos para fixação

Dimensões em milímetros e polegadas conf. mostrado;
pol. (mm)

Rotação Horária

(A localização dos orifícios de entrada e saída são invertidos para as bombas com rotação anti-horária)



Dimensão "A": Pol. (mm)

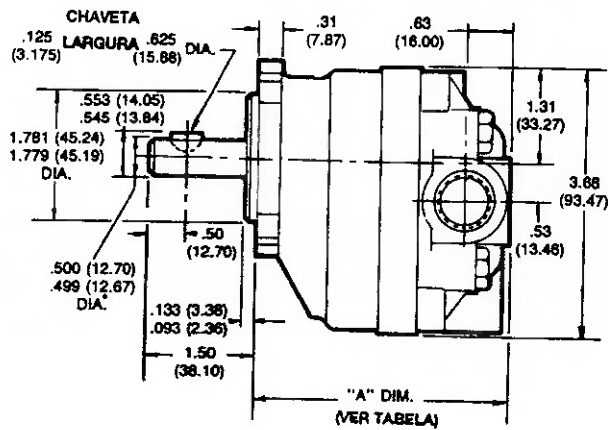
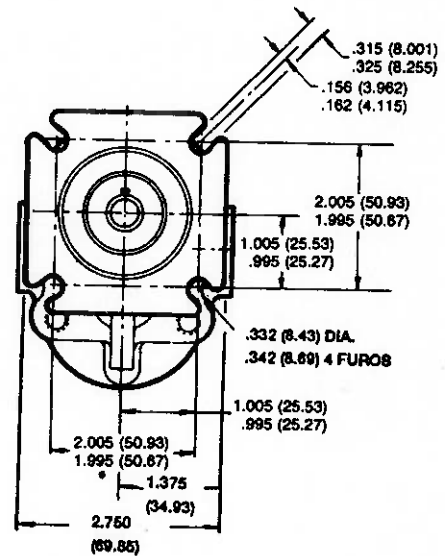
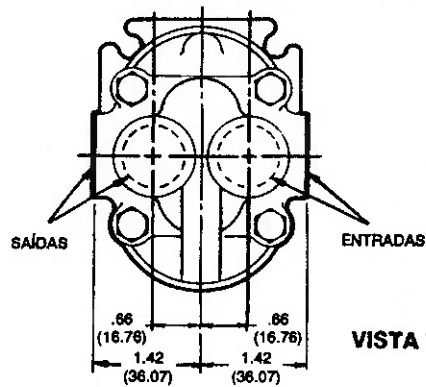
D05	D07	D09	D11	D14	D17	D22	D27
2.48 (62.99)	2.57 (65.28)	2.64 (67.06)	2.72 (69.09)	2.83 (71.88)	2.96 (75.18)	3.15 (80.01)	3.34 (84.84)

Dimensões - flange com 4 furos para fixação

Dimensões em milímetros e polegadas conf. mostrado;
pol. (mm)

Rotação Horária

(A localização dos orifícios de entrada e saída são invertidos para as bombas com rotação anti-horária)

**VISTA LATERAL****VISTA FRONTAL**

VISTA TRASEIRA

Dimensão "A": Pol. (mm)

D05	D07	D09	D11	D14	D17	D22	D27
3.22 (81.79)	3.31 (84.07)	3.38 (85.85)	3.47 (88.14)	3.58 (90.93)	3.70 (93.98)	3.90 (99.06)	4.09 (103.89)

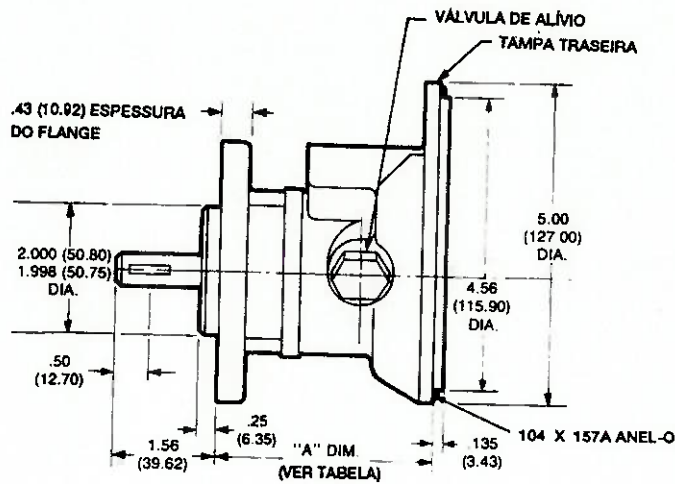
Bombas de Engrenagem Série D

**Dimensões - flange com 2 furos para fixação
(Com tampa traseira tipo "L" para montagem
no tanque)**

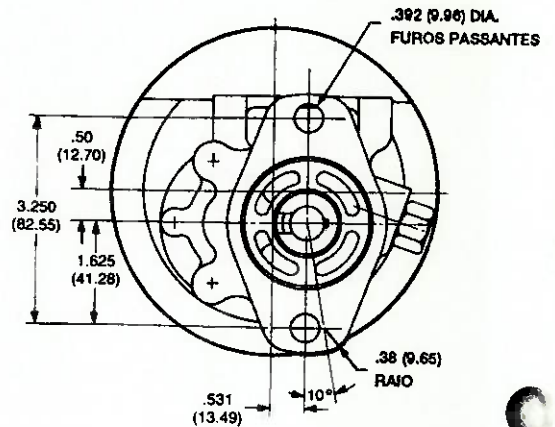
Dimensões em milímetros e polegadas conf. mostrado;
pol. (mm)

Rotação Anti-horária

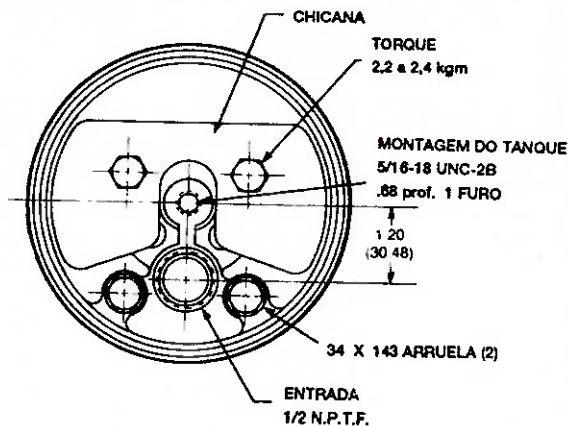
(A linha de centro da flange traseira é invertida para as
bombas com rotação horária)



VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL



VISTA TRASEIRA

Dimensão "A": Pol. (mm)

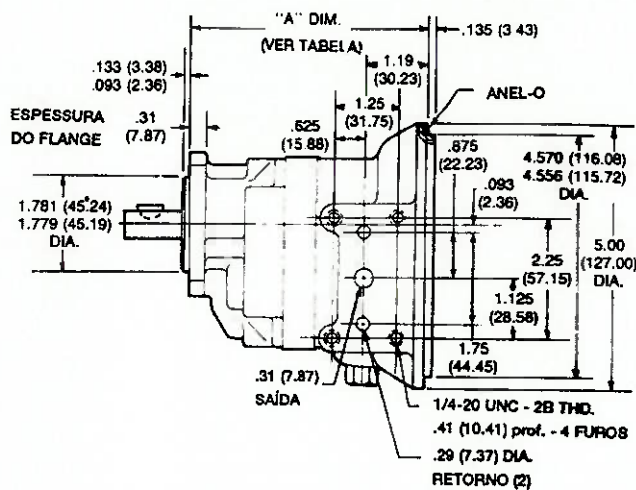
D05	D07	D09	D11	D14	D17	D22	D27
3.39 (36.11)	3.48 (88.39)	3.55 (90.17)	3.64 (92.46)	3.75 (95.25)	3.87 (98.30)	4.06 (103.12)	4.26 (108.20)

Dimensões - flange com 4 furos para fixação
(Com tampa traseira tipo "L" para montagem
no tanque)

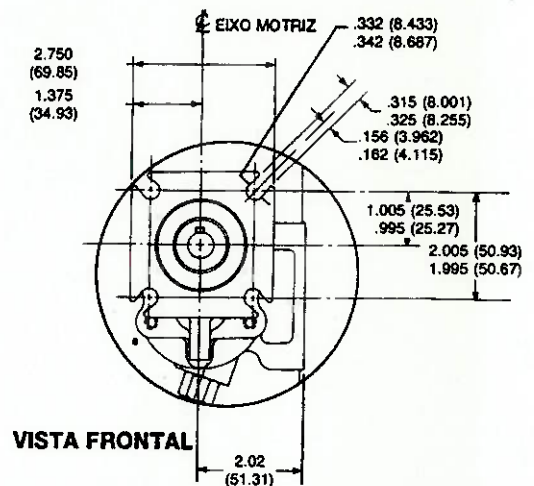
Dimensões em milímetros e polegadas conf. mostrado;
pol. (mm)

Rotação Horária

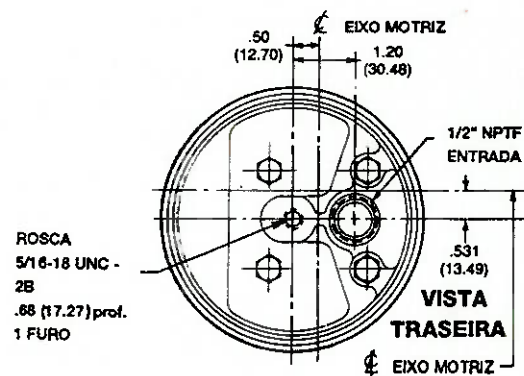
(A linha de centro da flange traseira é invertida para as bombas com rotação anti-horária)



VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL



VISTA TRASEIRA

Dimensão "A": Pol. (mm)

D05	D07	D09	D11	D14	D17	D22	D27
4.14 (105.16)	4.23 (107.44)	4.30 (109.22)	4.39 (111.51)	4.50 (114.30)	4.62 (117.35)	4.81 (122.17)	5.01 (127.25)

Schrader Bellows **Parker**
Motion & Control

Dimensões em milímetros e polegadas conf. mostrado; pol. (mm)

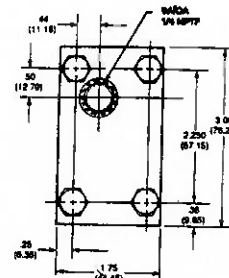
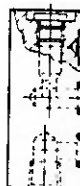
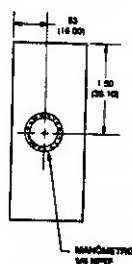
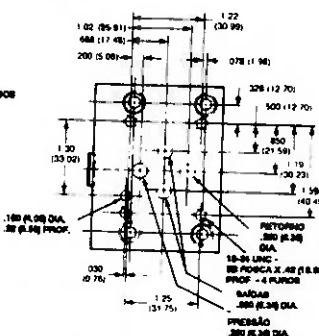
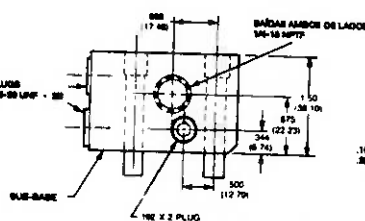
4 PARAFUSOS DE CÂMERA HEXAGONAL
TORQUE (0,8 a 0,7 kgm)

1.25
(31.75)

16.00

36
(22.36)

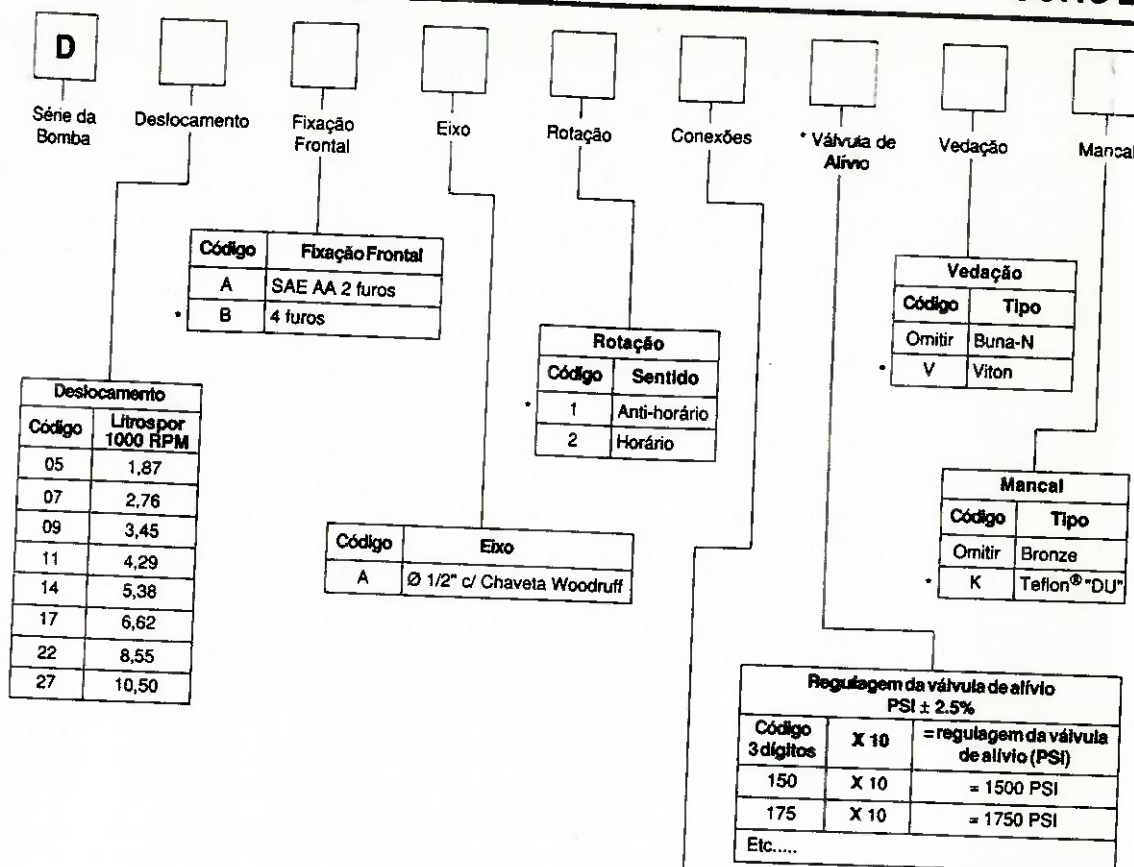
RETOIRADO NA NPPV

[illegible]

Technical drawing of the pump assembly showing dimensions and labels:

- 50 (14 98)**: Dimension for the top flange.
- VER DESENHO DE INSTALAÇÃO DA BOMBA PARA ESTA DIMENSÃO**: Instruction to refer to the pump installation drawing for this dimension.
- 52 (13 46)**: Dimension for the main body.
- 6,00 (152 40)**: Dimension for the total height.
- EIXO MOTRIZ**: Motor shaft.
- TANQUE**: Tank.

13



Opções			
Código	Localização	Entrada	Saída
A	Lateral	7/8" - 14 UNF - 2B SAE	3/4" - 16 UNF - 2B SAE
D	Traseiro	7/8" - 14 UNF - 2B SAE	3/4" - 16 UNF - 2B SAE
L	Traseiro c/ Válvula de alívio	1/2" NPTF	Ø .312" - Tipo manifold
N	Traseiro c/ Válvula de alívio	7/8" - 14 UNF - 2B SAE	3/4" - 16 UNF - 2B SAE

Acessórios para Bombas Série "D"	
Kit para sub-base P e T	73555K
Kit para sub-base Cetop 3 NG6	825602K
Kit do Reservatório	715631
Kit do Reservatório	715632
Kit do Reservatório	735560
Kit de Reparo Buna-N	686632K
Kit de Reparo Viton	745083K

* Sob consulta

Obs:
Todos os itens sob consulta, estarão sujeitos a prazo e condições especiais para fornecimento.

Informações para instalação**Fluidos recomendados:**

O fluido deve ter viscosidade de operação na faixa de 80 a 1000 SSU.

Máxima viscosidade para início de funcionamento 4000 SSU.

Filtragem:

Para uma maior vida útil da bomba e dos componentes do sistema, o fluido não deverá conter mais que 125 partículas maiores de 10 microns por milímetro de fluido (classe SAE 4).

Fluidos compatíveis:

- Fluidos a base de petróleo
- Água glicol
- Emulsão água-óleo
- Fluido de transmissão
- Óleo mineral

Nota: todos os dados deste catálogo são para uso com fluidos à base de petróleo. Para uso com fluidos água-glicol e emulsões água-óleo, considerar metade das pressões indicadas, rotação máxima reduzida de 1000 RPM e especificar mancais do tipo "DU".

Consulte a Parker Hannifin para outros fluidos especiais.

Condições na entrada:

- Vácuo máximo 25,4 mm de Hg à 1800 RPM
- 12,7 mm de Hg à rotação máxima
- Máxima pressão positiva: 1,4 bar

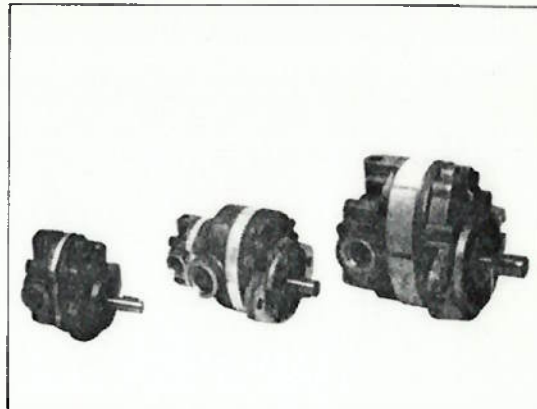
Rotação e alinhamento do eixo:

O alinhamento entre o eixo do motor e o da bomba, devem estar dentro de 0,18 mm LTI. Siga as instruções do fabricante do acoplamento durante a instalação, para prevenir que o eixo da bomba seja danificado. A fixação do motor e da bomba devem ser em bases rígidas.

O acoplamento deve estar dimensionado para absorver choques e suportar o torque desenvolvido durante a operação.

Posição de montagem:

Não há restrições

**Partida:**

Quando a linha de sucção estiver vazia na partida, o circuito deverá estar aberto para tanque.

Instalações especiais:

Consulte a Parker Hannifin para qualquer uma das seguintes aplicações:

Pressão e/ou rotação acima das indicadas, acionamento indireto, fluidos além dos especificados, temperatura acima de 85°C.

**Schrader
Bellows**



FILIAIS:

BELO HORIZONTE - MG

Rua Inconfidentes, 1.075 - 8º andar
Funcionários
30140-120 Belo Horizonte, MG
Tel.: (031) 261-2566
Fax.: (031) 261-4230
Telex: 312323

CAMPINAS - SP

Av. Andrade Neves, 2.181
Castelo
13070-000 Campinas, SP
Tel.: (0192) 42-8811
Fax.: (0192) 41-1735
Telex: 191444

CURITIBA - PR

Av. Cândido Abreu, 140 - sala 805
Centro
80530-000 Curitiba, PR
Tel.: (041) 222-3753
Fax.: (041) 222-3306
Telex: 415920

JOINVILLE - SC

Av. Juscelino Kubitschek, 603 - sala 8
Centro
89201-100 Joinville, SC
Tel.: (0474) 33-1271/33-1202
Fax.: (0474) 33-4769
Telex: 474347

VALE DO PARAÍBA - JACAREÍ - SP

Av. Lucas Nogueira Garcez, 2.181
Esperança
12300-000 Jacareí, SP
Tel.: (0123) 51-7000
Fax.: (0123) 51-4311
Telex: 1233312 / 1233391

PORTO ALEGRE - RS

Av. Farrapos, 3.270 - sala 302
Navegantes
90220-002 Porto Alegre, RS
Tel.: (051) 342-4199
Fax.: (051) 343-3264
Telex: 512403

RECIFE - PE

Av. Eng. Abdias de Carvalho, 1.111 - sala 204
Bairro do Prado
50830-000 Recife, PE
Tel.: (081) 227-3376
Fax.: (081) 227-3921
Telex: 811834

RIO DE JANEIRO

Rua da Glória, 344 - sala 801
Glória
20241-180 Rio de Janeiro, RJ
Tel.: (021) 221-6008
Fax.: (021) 221-8243
Telex: 2123674

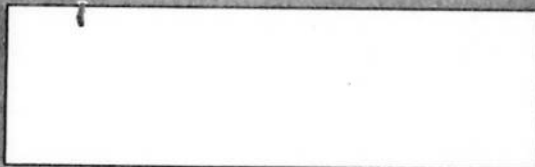
SÃO PAULO - SP

Av. Sumaré, 1.529/1.541
Perdizes
05016-091 São Paulo, SP
Tel.: (011) 263-2766
Fax.: (011) 65-7090
Telex: 1181604

PARKER HANNIFIN IND. COM. LTDA

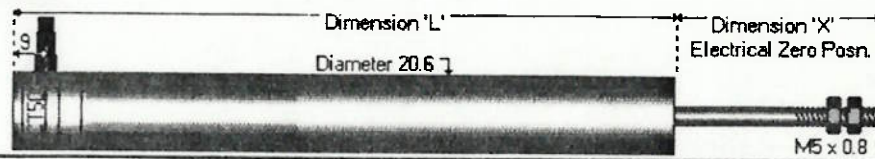
Divisão Schrader Bellows
Av. Lucas Nogueira Garcez, 2.181
Esperança
12300-000 Jacareí, SP
Tel.: (0123) 51-7000
Fax.: (0123) 51-4311
Telex: 1233312 / 1233391

DISTRIBUIDOR AUTORIZADO





DCT Unguided Transducer Dimensions



All dimensions are in millimetres unless otherwise stated					
Unit Type	Stroke	Dim. L	Dim. X	Body Weight	Armature Weight
DCT500	±12.5	175	43	213gms	17gms
DCT1000	±25	200	69	270gms	23gms
DCT2000	±50	317	81	361gms	37gms
DCT3000	±75	430	119	497gms	55gms
DCT4000	±100	472	132	610gms	71gms
DCT6000	±150	663	183	852gms	100gms
DCT8000	±200	854	259	1250gms	140gms

The DCT series provides all of the advantages of an LVDT with a DC to DC output. The unguided series of transducers have an armature which is a completely separate part from the body. This ensures that the transducer can be mounted such that there is no physical contact between the two parts and therefore zero wear and infinite resolution. The standard DCT output is a voltage but please note that there is a 4-20mA option also.

Electrical Specification

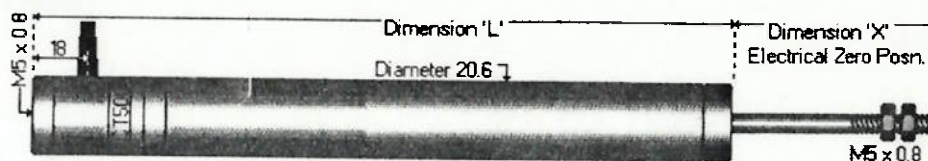
Supply	±10 to 20V or +20 to +40V dc
Output	±5V (nom) standard, 0 to 10V or 4-20mA optional.
Linearity (% error of full scale)	±0.5% standard. 0.25% and 0.1% optional on some models.
Output load (min) (Ohms)	2k (±10V to ±20V), 20K (+10 to +20V)
Output ripple	30mV peak to peak
Output bandwidth (Electrical)	200Hz (flat)
Output Impedance	2 Ohms
Zero Temperature Coefficient	±0.01% F.S./°C
Span Temperature Coefficient	±0.03% F.S./°C
Operating Temperature Range	-50 to +70°C
Electrical Termination	2m screened cable

Due to our policy of on-going development, specifications may change without notice. Doc ref AAAB0021.HTM

©RDP Electronics Ltd, Grove Street, Heath Town, Wolverhampton, WV10 0PY, United Kingdom.
Tel +44 (0)1902 457512, Fax +44 (0)1902 452000, URL www.rdpelectro.com



DCT Captive Guided Transducer



All dimensions are in millimetres unless otherwise stated				
Type	Stroke	Dim. L	Dim. X	Weight
DCT500C	±12.5	191	38	340gms
DCT1000C	±25	216	63	390gms
DCT2000C	±50	333	76	511gms
DCT3000C	±75	445	114	625gms
DCT4000C	±100	490	127	767gms
DCT6000C	±150	681	178	1022gms
DCT8000C	±200	871	254	1448gms
DCT10000C	±250	1067	305	1676gms
DCT15000C	±375	1473	406	2215gms
DCT18500C	±470	1740	508	2613gms

Electrical Specification

The DCT series provides all of the advantages of an LVDT with a DC to DC output. The captive guided series of DCT transducers have a low friction bearing which guides the armature (the moving part) inside the body. This allows all of the units to be mounted vertically between self aligning bearings. Units of ±100mm or less can also be mounted horizontally. The captive series are most suitable for applications where the transducer is to be mounted by its ends only or where there may be misalignment.

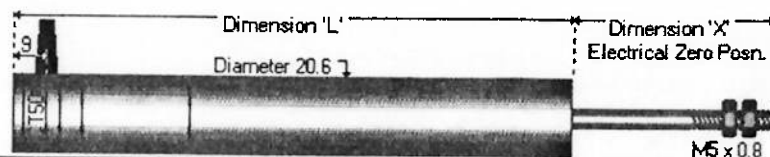
Supply	±10 to 20V or +20 to +40V dc
Output	±5V (nom) standard, 0 to 10V or 4-20mA optional.
Linearity (% error of full scale)	±0.5% standard, 0.25% and 0.1% optional on some models.
Output load (min) (Ohms)	2k (±10V to ±20V), 20K (+10 to +20V)
Output ripple	30mV peak to peak
Output bandwidth (Electrical)	200Hz (flat)
Output Impedance	2 Ohms
Zero Temperature Coefficient	±0.01% F.S./°C
Span Temperature Coefficient	±0.03% F.S./°C
Operating Temperature Range	-50 to +70°C
Electrical Termination	2m screened cable

Due to our policy of on-going development, specifications may change without notice. Doc ref AAAB0031.HTM

©RDP Electronics Ltd, Grove Street, Heath Town, Wolverhampton, WV10 0PY, United Kingdom. Tel +44 (0)1902 457512, Fax +44 (0)1902 452000, URL www.rdpelectro.com



ACT Series Unguided LVDT Transducers



All dimensions are in millimetres unless otherwise stated						
Type	Stroke	Dim. L	Dim. X	Body Weight	Armature Weight	Sensitivity (nom) V/V @ F.S.
ACT500	±12.5	127	43	160gms	17gms	0.7
ACT1000	±25	152	68	200gms	23gms	0.9
ACT2000	±50	270	81	316gms	37gms	1.5
ACT3000	±75	380	120	454gms	55gms	1.5
ACT4000	±100	425	132	568gms	71gms	3.2
ACT6000	±150	616	183	824gms	100gms	2.5
ACT8000	±200	806	259	1193gms	140gms	1.5

Our ACT series are LVDT transducers which makes them probably the most robust position measurement sensors available. The unguided series of ACT transducers benefit from the very best configuration in terms of longevity in that the armature (the moving part) is a separate component from the body. Correct installation therefore ensures that there is no physical contact across the sensing element providing position measurement which is completely contact free, friction free and with infinite resolution. This type of configuration is appropriate for many applications but particularly high speed applications or where there are many millions of cycles.

Supply Requirements	0.5V to 7V r.m.s. Designed for 5V rms 5Khz sinusoidal
Linearity (% error of full scale)	±0.5% standard. 0.25% and 0.1% optional on some models.
Phase shift	Typically 5-15° at 5kHz excitation
Output load (optimum)	100K Ohms
Zero Temperature Coefficient	±0.01% F.S. /°C
Span Temperature Coefficient	±0.01% F.S. /°C
Operating Temperature Range	-50°C to +125°C
Electrical Termination	2m screened cable

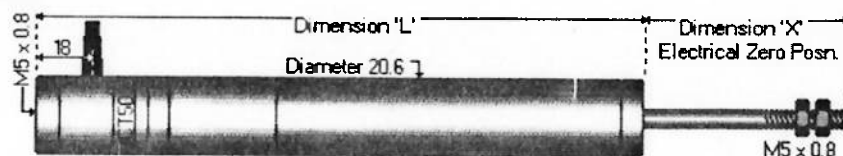
RDP can offer a full range of LVDT signal conditioning.

Due to our policy of on-going development, specifications may change without notice. Doc ref AAAA0021.HTM

©RDP Electronics Ltd, Grove Street, Heath Town, Wolverhampton, WV10 0PY, United Kingdom.
Tel +44 (0)1902 457512, Fax +44 (0)1902 452000, URL www.rdpelectro.com



ACT Captive Guided Transducer



All dimensions are in millimetres unless otherwise stated					
Type	Stroke	Dim. L	Dim. X	Weight	Sensitivity (nom) V/V @ F.S.
ACT500C	±12.5	152	38	284gms	0.7
ACT1000C	±25	178	63	340gms	0.9
ACT2000C	±50	295	76	511gms	1.5
ACT3000C	±75	406	114	653gms	1.5
ACT4000C	±100	452	127	710gms	3.2
ACT6000C	±150	643	178	1022gms	2.5
ACT8000C	±200	833	254	1420gms	1.5
ACT10000C	±250	1030	305	1590gms	2
ACT15000C	±375	1435	406	2130gms	3.2
ACT18500C	±470	1702	508	2528gms	3.6

Our ACT series are LVDT transducers which makes them probably the most robust displacement measurement sensors available. The captive guided series of ACT transducers have a low friction bearing which guides the armature (the moving part) inside the body. This allows all of the units to be mounted vertically between self aligning bearings. Units of ±100mm or less can also be mounted horizontally. The captive series are most suitable for applications where the transducer is to be mounted by its ends only or where there may be misalignment.

Supply Requirements	0.5V to 7V r.m.s. Designed for 5V rms at 5kHz sinusoidal.
Linearity (% error of full scale)	±0.5% standard. 0.25% and 0.1% optional on some models.
Phase shift	Typically 10° to 15° at 5kHz.
Output load (optimum)	100K Ohms
Zero Temperature Coefficient	±0.01% F.S. /°C
Span Temperature Coefficient	±0.01% F.S. /°C
Operating Temperature Range	-50°C to +125°C
Electrical Termination	2m screened cable

RDP can offer a full range of LVDT signal conditioning.

Due to our policy of on-going development, specifications may change without notice. Doc ref AAAA0031.HTM

©RDP Electronics Ltd, Grove Street, Heath Town, Wolverhampton, WV10 0PY, United Kingdom.
Tel +44 (0)1902 457512, Fax +44 (0)1902 452000, URL www.rdpelectro.com

ACCELEROMETERS

STRAIN-GAGE ACCELEROMETER

This is the best device yet developed for measuring *both* static and dynamic acceleration. The design permits uniform response from d-c to the highest frequencies available in steady-state sensitive instruments; it makes possible construction of light-weight, miniature accelerometers that are capable of withstanding great extremes of environmental conditions—and the strain-gage accelerometer is compatible with a wide range of data systems.

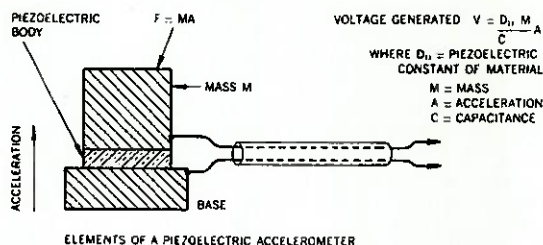
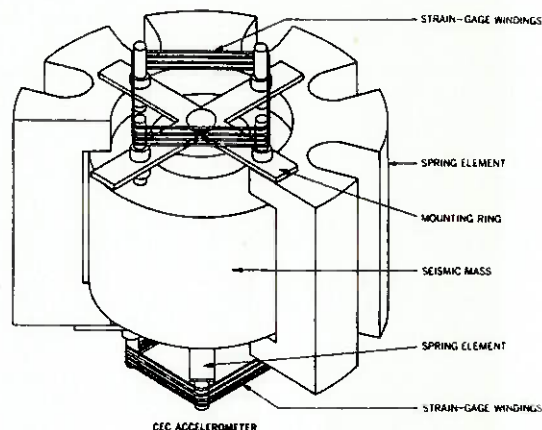
STRAIN-GAGE OPERATION

The two springs A and mass B constitute a spring-mass system. At frequencies below (down to d-c) the natural resonance of the system, the mass will deflect relative to the case in proportion to an applied force or acceleration (e.g., for an upward acceleration, the mass is lowered relative to the case). Displacement of mass is transmitted to a spring structure supporting strain wire windings. For upward acceleration, windings at C relax and tension on strain wire windings at D is increased. The four windings constitute the arms of a Wheatstone Bridge. Changes of wire tension create bridge resistive unbalance and in the appropriate circuit an output voltage appears proportional to the acceleration.

PIEZOELECTRIC ACCELEROMETERS

This type accelerometer is best for measuring dynamic accelerations. Its crystal sensing element responds with very high sensitivity, accurately measuring shocks to 10,000 g's, sinusoidal vibrations to 1000 g's at frequencies to 8000 cps. The solid-state sensing element of the piezoelectric accelerometer resists severe physical abuse. This ruggedness plus its small size makes possible design of miniature accelerometers ideally suited for applications such as vibration tests on shake tables or shock testers, and measurement of high frequency vibrations on missiles both on the test stand and in flight.

CEC's piezoelectric accelerometers are distinguished by the point-loading technique taken in isolating the sensing element from unwanted cross-axis sensitivity. This unique approach, described under OPERATION, permits users to receive the greatest amount of usable data at all levels of operation.



PIEZOELECTRIC OPERATION

The crystal sensing element, isolated from the case by point loading, is compressed between the accelerometer base and a seismic mass. Dynamic force applied to the accelerometer in either direction along its sensitive axis causes the crystal to generate a charge proportional to the acceleration. Superior isolation characteristics are attained by the unique point-loading design for which patent is pending. The seismic mass and crystal are held in compression by a ball which is spring-loaded by a metal disc in the case. This technique assures even loading across the face of the crystal and isolation from side acceleration. The result is minimum case sensitivity and negligible response to acoustic noise.



MISSILES

4-202
4-203
4-204
4-270
4-271



AIRPLANES

4-202
4-203
4-204
4-205
4-270
4-271



ROCKET TEST STAND

4-202
4-203
4-204
4-205
4-270
4-271

APPLICATIONS

Typical applications are illustrated here. Applicable accelerometer type numbers are shown beside the illustrations.

REFERENCE CHART CEC ACCELEROMETERS

CEC TYPE NUMBER	ACCELERATION RANGE
4-202-0001 STANDARD	
4-202-0002 NON TEMPERATURE COMPENSATED	
4-203-0001 STANDARD	
4-203-0002 NON TEMPERATURE COMPENSATED	
4-204-0001 STANDARD	
4-204-0002 NON TEMPERATURE COMPENSATED	
4-205-0001 STANDARD	
4-205-0002 NON TEMPERATURE COMPENSATED	



TYPE 4-202

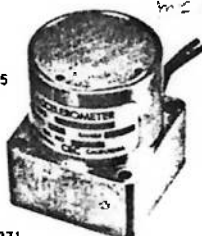


TYPE 4-203



TYPE 4-204

TYPE 4-205



TYPE 4-270, 4-271



INDUSTRIAL
4-202
4-203



SPACE
CHAMBER
4-205

THE TYPE 4-202 STRAIN-GAGE ACCELEROMETER was designed for measuring accelerations *perpendicular* to the mounting surface. The accelerometer is the smallest temperature compensated strain-gage instrument available; external dimensions are approximately one inch cubed and weight is less than three ounces. Ranges are from ± 5 g to ± 500 g. Operable temperature range is -70°F to $+300^{\circ}\text{F}$. Sensitivity to acceleration perpendicular to the sensitive axis is less than 0.01 g/g with inputs of three times rated range or 150 g input, whichever is less. Damping is 0.7 ± 0.1 of critical at 77°F . Combined linearity and hysteresis is conservatively rated at less than $\pm 0.75\%$ of full range output. Bulletin 4202.

THE TYPE 4-203 STRAIN-GAGE ACCELEROMETER was designed for measuring accelerations *parallel* to the mounting surface. Specifications are identical to those of the Type 4-202. Bulletin 4203.

THE TYPE 4-204 STRAIN-GAGE ACCELEROMETER is a tri-axis, bi-directional accelerometer for the measurement of accelerations along three mutually perpendicular axes. Acceleration ranges are factory selectable for each axis from ± 5 g to ± 500 g. Provision is made inside the transducer for electrical temperature compensation. Bulletin 4204.

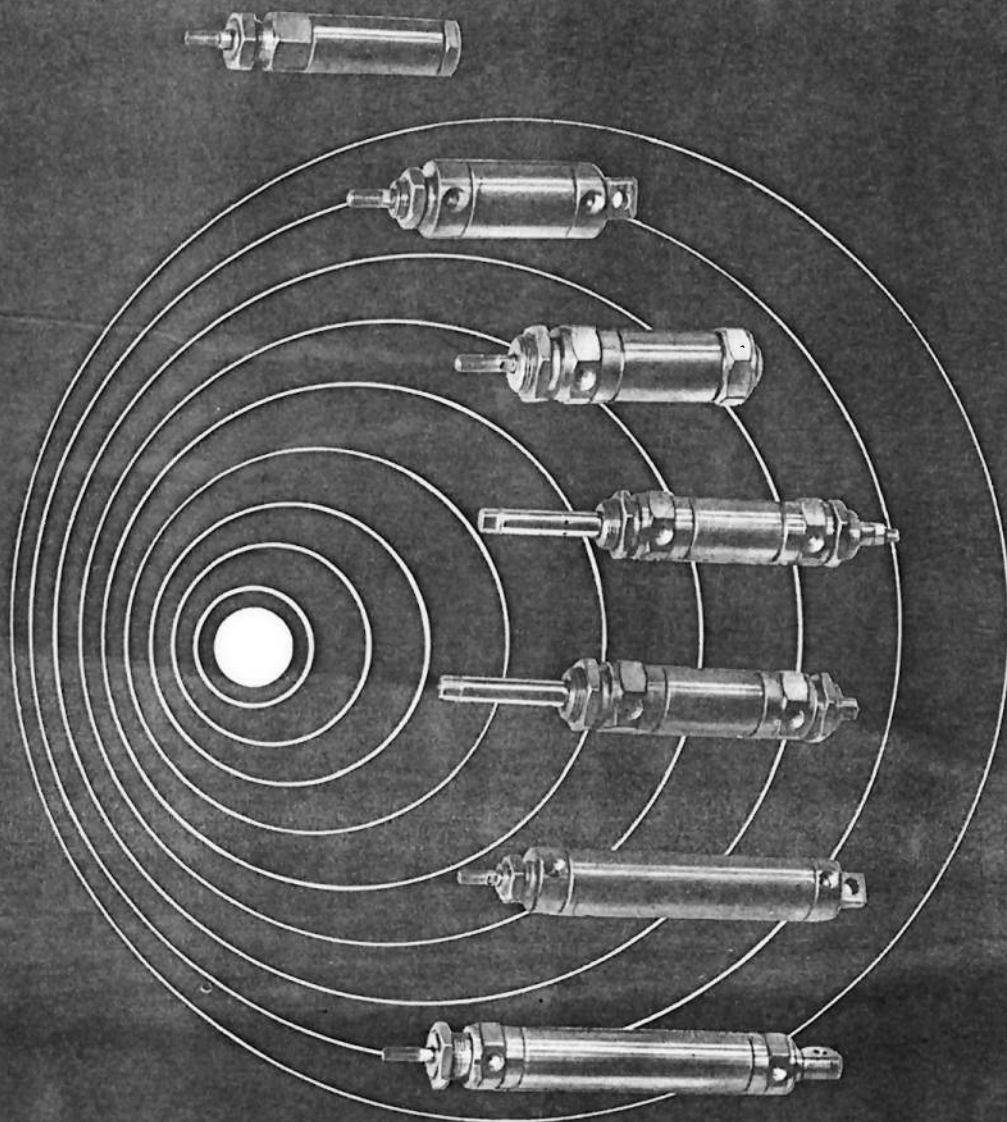
THE TYPE 4-205 STRAIN-GAGE ACCELEROMETER measures low "g" accelerations perpendicular to the mounting surface. External dimensions are approximately 1.2 by 1.2 by 1.4 inches; weight is less than 4.5 ounces, excluding cable. The accelerometer measures accelerations in ranges of ± 1 g to ± 5 g. Operable temperature range is -70°F to $+300^{\circ}\text{F}$. Sensitivity to acceleration perpendicular to the sensitive axis is less than 0.010 g/g for inputs of three times rated range. Damping of the Type 4-205 is 0.7 ± 0.1 of critical at 77°F , and combined linearity and hysteresis is conservatively rated at less than $\pm 0.75\%$ of full range output. Bulletin 4205.

TYPE 4-270 PIEZOELECTRIC ACCELEROMETER—A high-range, high-sensitivity accelerometer with superior sensing element isolation characteristics, the 4-270 measures dynamic accelerations and shocks up to 10,000 g in the frequency range of 7 cps to 8000 cps, depending upon the associated readout equipment. Bulletin 4270.

TYPE 4-271 PIEZOELECTRIC ACCELEROMETER—A medium-range, high-capacity accelerometer with superior sensing element isolation characteristics, the 4-271 measures dynamic accelerations and shocks up to 5000 g in the frequency range of 2 cps to 7000 cps, depending upon the associated readout equipment. Bulletin 4271.

reliable high performance

SMALL BORE CYLINDERS



AIR

WATER

OIL

$\frac{3}{8}$

$\frac{1}{2}$

$\frac{3}{4}$

1

$1\frac{1}{8}$

$1\frac{1}{2}$

2

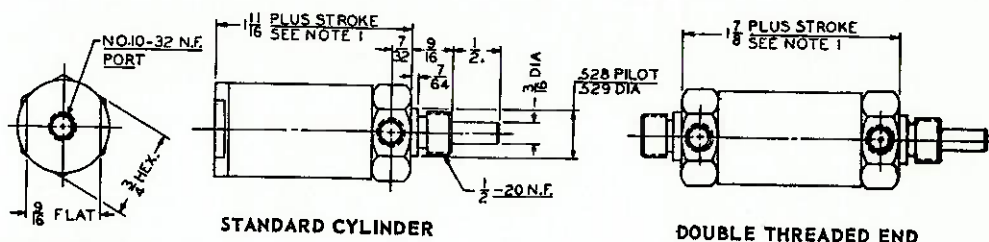
BORES

ENERGION

AIR OR HYDRAULIC

CYLINDER • 0-500 P.S.I.

1/2" BORE - 10505



SPECIFICATIONS:

TUBE - 1/8" WALL BRASS, END HEADS AND PISTON - BRASS, ROD GROUND AND POLISHED STAINLESS STEEL

SEALS - OIL RESISTANT SYNTHETIC RUBBER- OTHERS ON SPECIAL APPLICATIONS.

PRESSURE - 0 TO 500 P.S.I. MEDIA - AIR, OIL, WATER

ORDER DATA:

WHEN ORDERING PLEASE SPECIFY THE FOLLOWING:

MODEL NO. • STROKES IN INCHES • TYPE OF MOUNTING • MEDIA • PRESSURE • TEMP • OPTIONAL ATTACHMENTS •

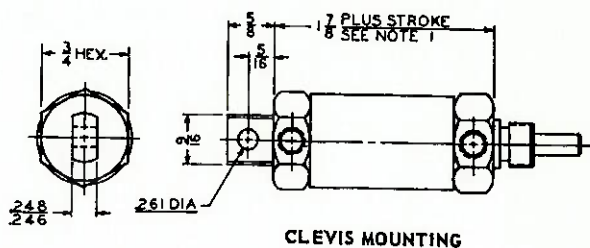
NOTE:

FOR SINGLE ACTING SPRING RETURN CYLINDERS ADD TO BASE LENGTH:

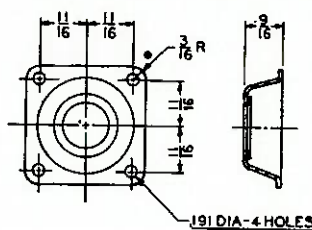
1" FOR CYLINDER STROKES 0" TO 1-1/4"

1-1/2" FOR CYLINDER STROKES 1-5/16" TO 4-1/4"

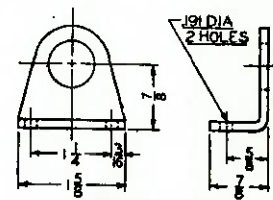
SEE PAGE C 9 FOR SERVICE PARTS



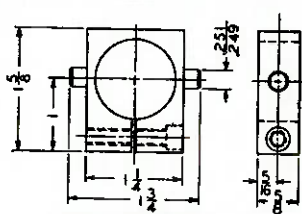
CLEVIS MOUNTING



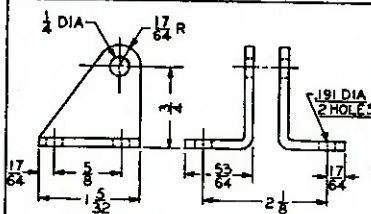
ROD OR BLIND FLANGE MT'G.
10507



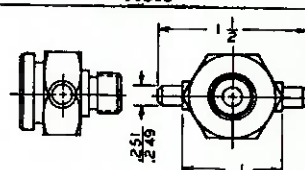
FOOT BRACKET
10508



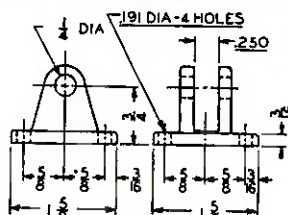
TUBE TRUNNION MT'G.
10512



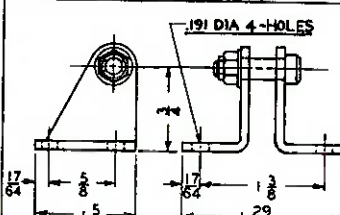
TRUNNION MT'G. BRACKET
10773



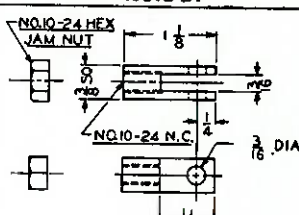
HEAD TRUNNION MT'G.
10512 B1



CAST CLEVIS BRACKET
10762



STANDARD CLEVIS BRACKET
10762 B1

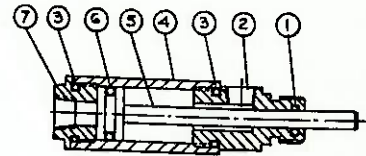
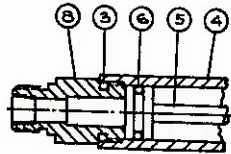
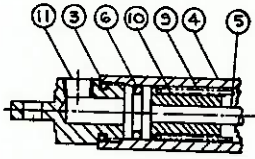


ROD CLEVIS & NUT
10509

ENERGION

Service Parts List

SMALL BORE CYLINDERS



ITEM NO.	DESCRIPTION	PART NUMBERS						
		10382	10505	10750	11089	11125	11739	12205
1	"O" Ring (Rod End)	50001A8	50001A8	50001A10	50001A11	50001A11	50001A112	50001A114
2	ROD END	10378A1	10503A1	10757A1	11064A2	11150A1	11713A8	12202A1
3	"O" Ring (Tube) 2 Req'd.	50001A12	50001A111	50001A114	50001A211	50001A211	50001A219	50003A224
4	TUBE	10375A2	10500A2	10751A2	11066	11127A2	11715A1	12207
5-1	PISTON ASS'Y (Plain End)	10381A1	10506A1	10765A1	11065A1	11129A1	11714A4	12209A1
5-2	PISTON ASS'Y (Threaded)	10381A2	10506A2	10765A2	11065A2	11129A2	11714A5	12209A2
	THREAD SIZE	10-24-Thd.	10-24-Thd.	1/4-20-Thd.	5/16-18-Thd.	5/16-18-Thd.	5/8-20	5/8-18
6	"O" Ring (Piston)	50001A10	50001A12	50001A113	50001A210	50001A212	50008A69	50008A75
7	BLIND END PLUG	10376B1	10501B1	10752B1	11082A1	11128B1	11737A4	12208A1
8-1	BLIND END (Side Port) dbl. thd. end Cyl.	10378A2	10503A2	10757A2	11064A2	11150A2	11713A9	12202A3
8-2	BLIND END (Rear Port) " " " only	10378A3	10503A3	10757A3	11064A5	11150A3	11713A10	12202A5
9-1	SPRING For Stroke up to & Including	10392A1 0-1 1/4	10517A1 0-1 1/4	10764A1 0-1 1/4	11016A1 0-1 1/4	11136A1 0-1 1/4	11615A5 0-1	11615A5 0-1
9-2	SPRING For Stroke up to & Including	10392A2 1-5/16-2 1/4	10517A2 1-5/16-2 1/4	10764A2 1-5/16-2 1/4	11016A2 1-5/8-2 1/4	11136A2 1-5/8-2 1/4	11615A6 1-1/8-2	11615A6 1-1/8-2
9-3	SPRING For Stroke up to & Including	10392A3 2-5/16-3 1/4	10517A3 2-5/16-3 1/4	10764A3 2-5/16-3 1/4	11016A3 2-5/8-3 1/4	11136A3 2-5/8-3 1/4	11615A4 2-1/8-3	11615A4 2-1/8-3
9-4	SPRING For Stroke up to & Including	10392A4 3-5/16-4 1/4	10517A4 3-5/16-4 1/4	10764A4 3-5/16-4 1/4	11016A4 3-5/8-4 1/4	11136A4 3-5/8-4 1/4	11615A7 3-1/8-4	11615A7 3-1/8-4
9-5	SPRING For Stroke up to & Including			10764A5 4-5/16-5 1/4	11016A5 4-5/8-5 1/4	11136A5 4-5/8-5 1/4	11615A2 4-1/8-5	11615A2 4-1/8-5
9-6	SPRING For Stroke up to & Including				11016A6 5-5/8-6 1/4	11136A6 5-5/8-6 1/4	11615A3 5-1/8-6	11615A3 5-1/8-6
9-7	SPRING For Stroke up to & Including				11016A7 6-5/8-7 1/4		11615A1 6-1/8-8	11615A1 6-1/8-8
10-1	SPRING STOP (1" Long) For Stroke up to & Including	10391A1 0-1 1/4	10516A1 0-1 1/4	10758A1 0-1 1/4	11011A5 0-4 1/2	11135A1 0-4 1/2		
10-2	SPRING STOP (1 1/2" Long) For Stroke up to & Including	10391A2 1-5/16-4 1/4	10516A2 1-5/16-4 1/4	10758A2 1-5/16-4 1/4	11011A6 4-5/8-6 1/2	11135A2 4-5/8-6 1/2	11514A6 0-2	11514A2 0-2
10-3	SPRING STOP (2" Long) For Stroke up to & Including			10758A3 4-5/16-5 1/4	11011A7 6-5/8-8 1/2		11514A7 2-1/8-4	11514A4 2-1/8-4
10-4	SPRING STOP (3" Long) For Stroke up to & Including						11514A8 4-1/8-8	11514A5 4-1/8-8
11	CLEVIS BLIND END	10385	10518	10761	11083	11134	11738	11217

REXROTH**Acumulador Hidráulico de Bexiga
Tipo ASM****RP
33.200****EDIÇÃO: 7.88**

TN 01 a 50

Até 200 bar

Volume: até 50 litros

Estes elementos óleo-hidráulicos destinam-se ao "armazenamento" de óleo sob pressão. Seu emprego torna-se interessante em sistemas nos quais os intervalos de parada são longos e, após estas paradas, devem ceder grande energia em pouco tempo. Conseqüentemente a potência a ser instalada para o acionamento do equipamento hidráulico pode ser diminuída consideravelmente.

O aproveitamento máximo do volume do acumulador é função da carga do gás Nitrogênio.

Recomendamos usar sempre gás Nitrogênio. O emprego de outros gases pode provocar explosão.

Estes acumuladores são constituídos de carcaça de aço repuxada, com bexiga de borracha nitrílica especial que serve de separação entre o gás Nitrogênio e o óleo.



Tipo ASM 04 - 200/10M

Características:

- MAIOR SEGURANÇA DE FUNCIONAMENTO
- DURAÇÃO PROLONGADA DE SERVIÇO
- ALTO DESEMPENHO
- LONGA VIDA ÚTIL DA BEXIGA

**NUNCA USAR OXIGÊNIO OU AR
PERIGO DE EXPLOÇÃO!**

Aplicações:

- Acumulação de energia
- Estabilização da pressão
- Acionamento de emergência
- Compensação de óleo de dreno
- Compensação de volume
- Absorção de choques
- Elemento de elasticidade (dilatação volumétrica)

Dados de encomenda

ASM	-	200	10	/	*
Acumulador de bexiga					
1 litro = 01 2,5 litros = 2,5 4 litros = 04 5 litros = 05 10 litros = 10 20 litros = 20 36 litros = 36 50 litros = 50	Volume nominal em litros				
					Demais indicações em texto complementar
					M = Óleo hidráulico mineral HLP conforme DIN 51525 V = Éster Fosfato (HFD-R)
					Fluido
					Nº de série
					10 = Série 10 (10 a 19 - medidas de montagem e conexões inalteradas)
					Pressão máxima de trabalho em bar

OBS: Reposição da bexiga, válvula de gás e vedações - Encomendar separadamente (Vide pág. 3)
 Dispositivo de enchimento de gás - Encomendar separadamente (Vide pág. 4)

EXEMPLO DE ORIENTAÇÃO DO Nº DE FABRICAÇÃO

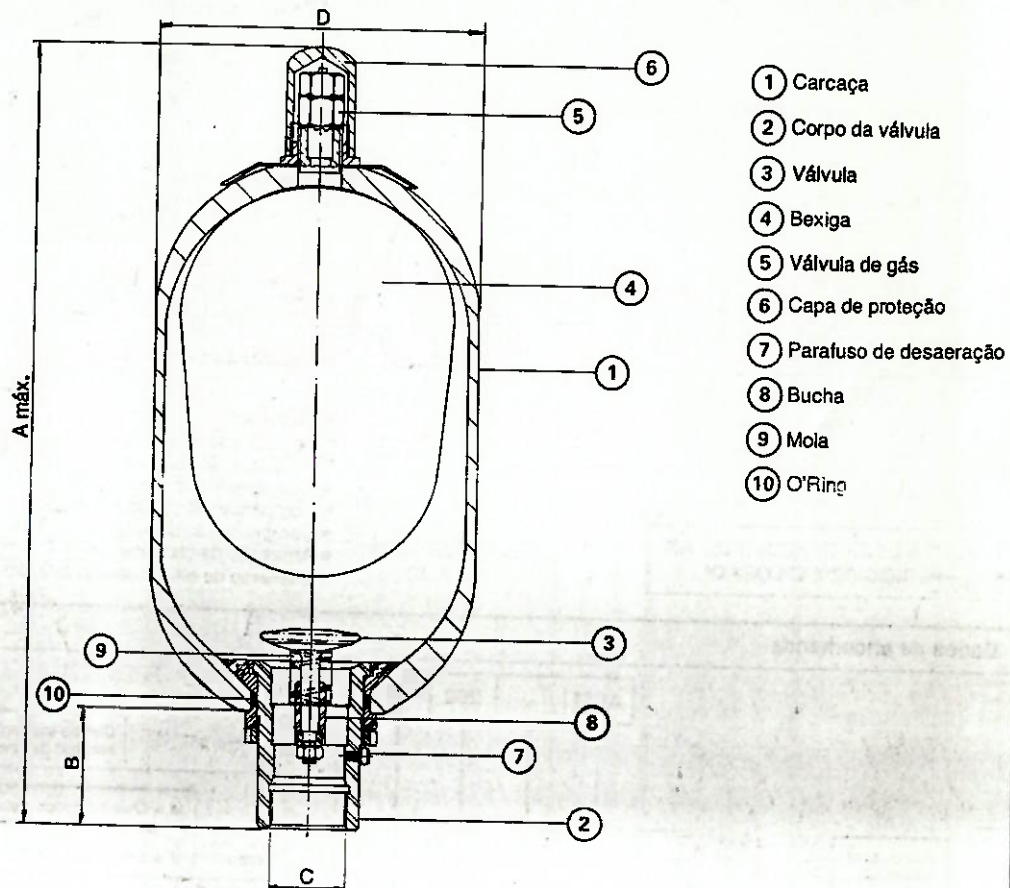
04	001	E	26E553
Tipo 04 = tamanho (4 litros)			
Nº sequencial de fabricação (Rexroth)			
Ano de fabricação = E			
Nº do cilindro conforme certificado de teste			

Características (Para aplicação fora das características, consulte-nos!)

Fluido hidráulico		Óleo mineral conforme DIN 51525 Éster-fosfato (HFD-R)
Faixa de temperatura do fluido hidráulico	(°C)	- 20 até + 70
Faixa de viscosidade	(mm²/s)	15 até 380

Dimensões do equipamento

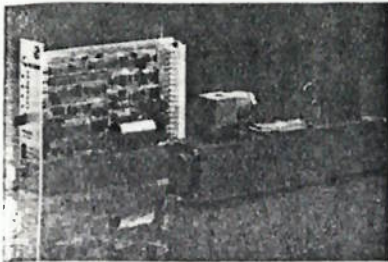
(Medidas em mm)



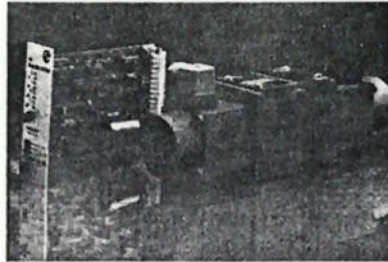
TIPO	DIMENSÕES				Nº DE IDENTIFICAÇÃO	PESO (kg)
	A	B	C	D		
ASM 01 - 200/10 M	339	53	G 3/4"	114	42.0471.03	7
ASM 2,5 - 200/10 M	543	64	G 1.1/4"	114	42.0472.03	10
ASM 04 - 200/10 M	432	64	G 1.1/4"	168	42.0002.03	16
ASM 05 - 200/10 M	878	64	G 1.1/4"	114	42.0473.03	17
ASM 10 - 200/10 M	568	104	G 2"	219	42.0003.03	33
ASM 20 - 200/10 M	900	104	G 2"	219	42.0004.03	58
ASM 36 - 200/10 M	1419	104	G 2"	219	42.0037.03	117
ASM 50 - 200/10 M	1894	104	G 2"	219	42.0038.03	165

- Ventil zur Regelung von Richtung und Größe eines Volumenstromes
- Betätigung durch Proportional-Magnet
- für Plattenaufbau,
Lochbild nach DIN 24 340, Form A
Anschlußplatten nach Katalog RD 45052 und RD 45054
(separate Bestellung)

- federzentrierter Steuerkolben
- geringer Druckabfall an den Steuerkanten
- Ventil und Ansteuer Elektronik aus einer Hand



Typ 4 WRA 6 - 1X/24 Z4
mit zugehöriger Ansteuer Elektronik (separate Bestellung)



Typ 4 WRA 10 - 1X/24 Z4
mit zugehöriger Ansteuer Elektronik (separate Bestellung)

Funktionsbeschreibung, Schnitt

Wegeventile des Typs 4 WRA werden durch Proportional-Magnete direktgesteuert und dienen zur Beeinflussung von Richtung und Größe eines Volumenstromes.

Se bestehen im wesentlichen aus dem Gehäuse (3), dem Steuerkolben (4), einer oder zwei Rückstellfedern (2, 5) sowie einem oder zwei Proportional-Magneten (1, 6).

Typ 4 WRA...-1X/... (3-Schaltstellungen)

In unbetätigtem Zustand wird der Steuerkolben (4) durch die Rückstellfedern (2, 5) in Mittelstellung gehalten. Die Betätigung des Steuerkolbens (4) erfolgt direkt über den Proportional-Magneten (1 oder 6). Wird Magnet "a" (1) erregt, so verschiebt sich der Steuerkolben (4) nach rechts und lenkt diesen proportional zum elektrischen Eingangssignal aus

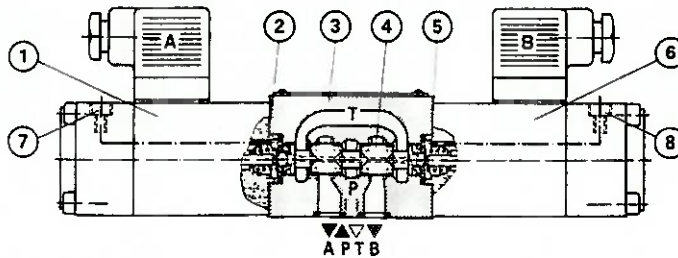
Dadurch werden am Steuerkolben (4) blendenartige Drosselquerschnitte mit progressiver Durchfluß-Charakteristik frei.

Nach Entregung des Magneten "a" (1) wird der Steuerkolben (4) durch die Rückstellfedern (5) wieder in seine Mittelstellung geschoben.

Achtung:

Um eine optimale Funktion des Ventiles zu erreichen, muß dieses bei Inbetriebnahme entlüftet werden.

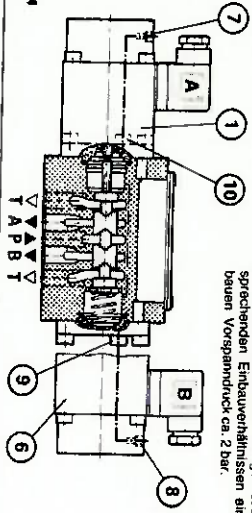
- Ventil mit Druck versorgen
- Pos. 7 und 8 entfernen
- Wenn keine Luftblasen mehr austreten Pos. 7 und 8 einschrauben
- Das Leertreten der Tankleitungen ist zu verhindern. Bei entsprechenden Einbauverhältnissen ein Vorspannventil einbauen Vorspanndruck ca. 2 bar.



Typ 4 WRA 6...-1X/24 Z4...

Funktionsbeschreibung, Schnitt

Typ 4 WRA... 6... 1X... (2-Schaltstellungen)
 Bei dieser Ausführung handelt es sich um Weisgeräte mit 2-Schaltstellungen, die durch einen Proportional-Klempen (1 oder 6) betätigt werden.
 Die Funktion dieser Ausführung entspricht im Prinzip der Funktion des Typs 4 WRA... 1X... mit 3-Schaltstellungen.

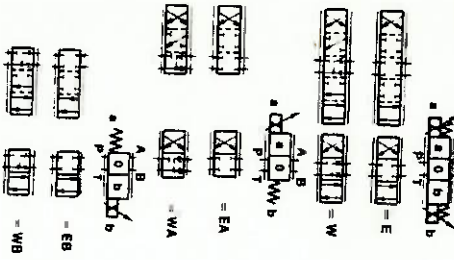


Achtung:
 Um eine optimale Funktion des Ventils zu erreichen muß die Ventile bei höchstmöglicher Antriebskraft betätigt werden.
 - Pos. 7 und 9 oder 8 und 10 entfernen
 - Wenn keine Luftblöcke mehr austreten Pos. 7 und 8 oder 8 und 10 einschrauben
 - Das Lötlut der Tankleitungen ist zu verhindern. Bei entsprechenden Einbauverhältnissen ein Vorspannventil einbauen. Vorspanndruck ca. 2 bar.

Typ 4 WRA 10 6... 1X2424

Bestellangaben

Nenngröße 6	4 WRA	1 X	24	24
Nenngröße 10	10			
Symbol				



M = NBR-Dichtungen, geeignet für Mineralöl (H.L.P.) nach DIN 51524 V = FPM-Dichtungen, geeignet für Phosphorsäure-Ester (HFD-R) Z4 = Würfelfeder nach DIN 43650 (enthält bei Ausführung „J“) ohne Bez. = ohne Sonderbestellung J = ohne Bez. = ohne Sonderbestellung N = 12 V Gleichspannung (nur Nenngröße 10) N9 = 24 V Gleichspannung (Baugleiches Ventil mit Nenngröße 6 kann bei entsprechender Elektrode auch mit 12 V = betrieben werden) 12 = Versorgungsspannung Ansteuer Elektronik 24 = 12 V Gleichspannung (nur Nenngröße 10) 24 = 24 V Gleichspannung (Baugleiches Ventil mit Nenngröße 6 kann bei entsprechender Elektrode auch mit 12 V = betrieben werden) 1X = (10 bis 19 = unveränderte Einbau- und Anschlußdetails) 05 = Normdurchfluß bei 10 bar Ventildurchfluß 10 = 8 l/min 20 = 13 l/min 17 = 17 l/min 10 = NG 10 22 = 22 l/min 42 = 42 l/min

Anmerkung:
 Beim Kolben „W“ „WA“ und „WB“ besteht in der Kollierung eine Verbindung von A → T und B → T mit ca. 3 % des jeweiligen Nennstroms.

Kenngrößen (Bei Geräteersatz außerhalb der Kenngrößen bitte anfragen!)

allgemein		4 WRA 6...		4 WRA 10...	
Typ	Ventil mit 1 Magnet	in kg	1,75	in kg	5,9
Massen	Ventil mit 2 Magnet	in kg	2,5	in kg	7,5
Einbaulage	beliebig, vorzugsweise waagrecht	in °C	-20 bis +70	in °C	-20 bis +70
Umgebungs-Temperaturbereich					

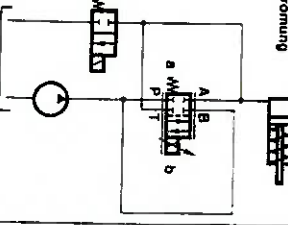
hydraulisch		bis 315		bis 315	
Betriebsdruck	Anschluß A, B, P	in bar	bis 315	in bar	bis 315
max. Durchfluß	Anschluß T	in l/min	160	in l/min	160
Druckverlust		in l/min	43	in l/min	95
Maximal zulässiger Verschmutzungsgrad der Druckflüssigkeit nach NAS 1638 Klasse 7 bis 8					
Datir empfehlen wir einen Filter mit einer Mindest-Flächenrate von $\beta_{10} \geq 75$.					

Druckflüssigkeit-Temperaturbereich	in °C	-20 bis +70	in °C	-20 bis +70
Viskositätsbereich	in mPa·s	15 bis 380	in mPa·s	15 bis 380
Hysterese	in %	< 6	in %	< 5
Wiederholgenauigkeit	in %	< 3	in %	< 2
Frequenzgang (-3 dB, Signal + 100 %)	in Hz	5	in Hz	3

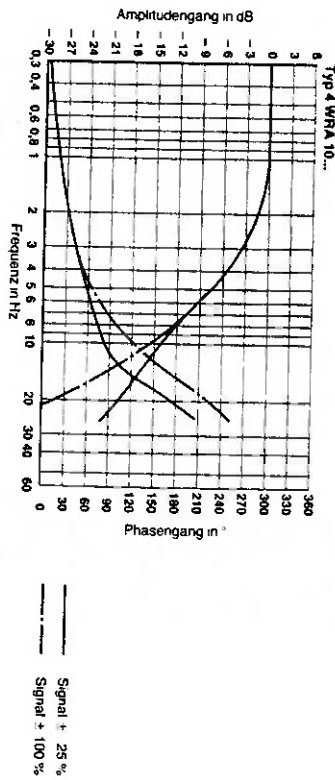
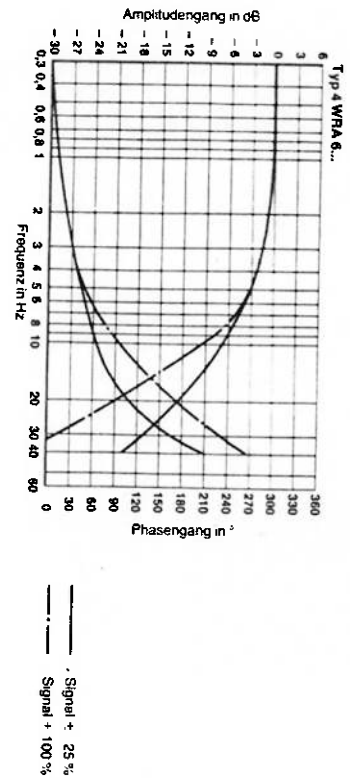
elektrisch		Gleichspannung		Gleichspannung	
Spannungsart	24 V	12 V	24 V	12 V	24 V
max. Strom, je Proportional-Magnet	in A	1,5	2,7	in A	1,5
Spulenwiderstand, Kaltwert bei 20 °C	in Ω	5,4	3,1	in Ω	10
max. Wärmewert	in Ω	6,1	4,4	in Ω	14
Einschaltzeit	in s	DB	DB	in s	DB
Spulentemperatur	in °C	bis +150	bis +150	in °C	bis +150
elektrischer Anschluß		IP 65	IP 65		IP 65
Schutzart nach DIN 40050		IP 65	IP 65		IP 65
Zugehöriger Verstärker 24 V	RD 29937 - mit 1 Rampenzeit	VT 3013 S 3X	VT 3014 S 3X		VT 3015 S 3X
nach Katalogblatt	RD 29939 - mit 5 Rampenzeiten	VT 3017 S 3X			

Leistungsgrenzen

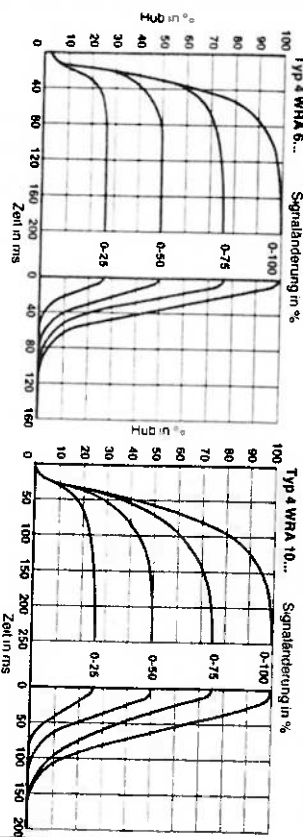
NG	Symbol/Nenndurchfluß	Durchfluß in l/min bei Ventildurchfluß Δp in bar	Beispiel: Doppeldurchschaltung
6	E, W	05 (13) 14 (14) 14 (14)	
6	EA, WA, EB, WB	05 (127) (27) (27) (*)	
6	E, W	10 (20) 30 (30) 19 (19)	
6	EA, WA, EB, WB	10 (40) (37) (37) (*)	
6	E, W	20 (22) 22 (22) 20 (20)	
6	EA, WA, EB, WB	20 (43) (37) (37) (*)	
10	E, W	10 (22) 24 (24) 24 (24)	
10	EA, WA, EB, WB	10 (152) (46) (46) (*)	
10	E, W	20 (36) 36 (36) 34 (34)	
10	EA, WA, EB, WB	20 (67) (61) (61) (*)	
10	E, W	40 (50) 46 (46) 42 (42)	
10	EA, WA, EB, WB	40 (95) (83) (83) (*)	



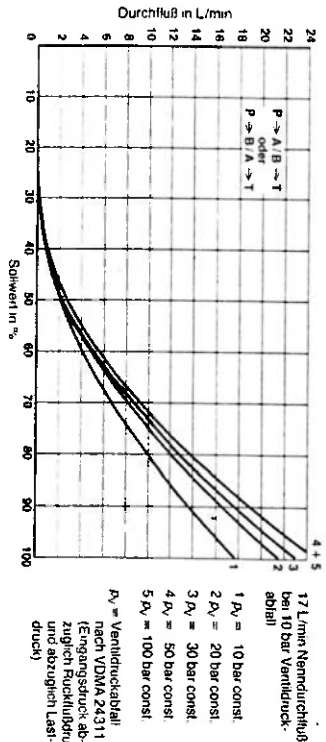
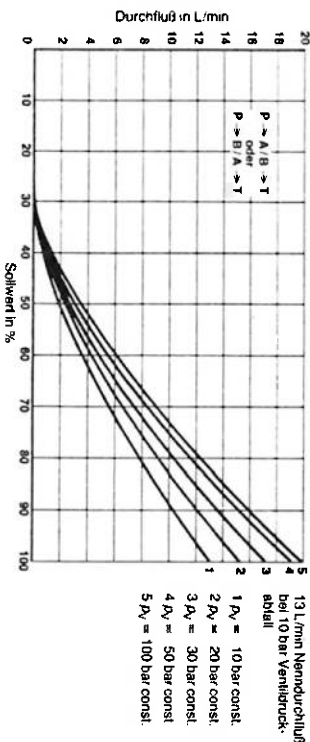
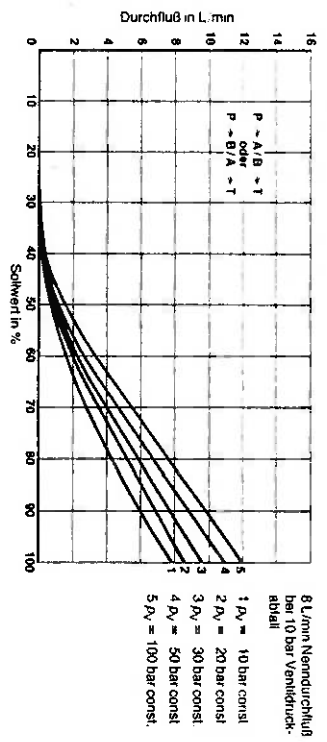
Frequenzgang-Kennlinien (gemessen bei $v = 41 \text{ mm}^2/\text{s}$ und $t = 50^\circ \text{C}$)



Übergangsfunktionen bei sprungförmigen elektrischen Eingangssignalen



Kennlinien (gemessen bei $v = 41 \text{ mm}^2/\text{s}$ und $t = 50^\circ \text{C}$)



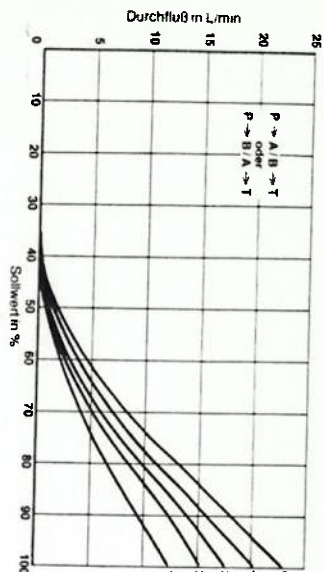
Achtung:
Leistungsgrenzen Seite 3 beachten

Kennlinien (gemessen bei $v = 41 \text{ m}^2/\text{s}$ und $t = 50^\circ\text{C}$)

Typ 4 WRA 10...

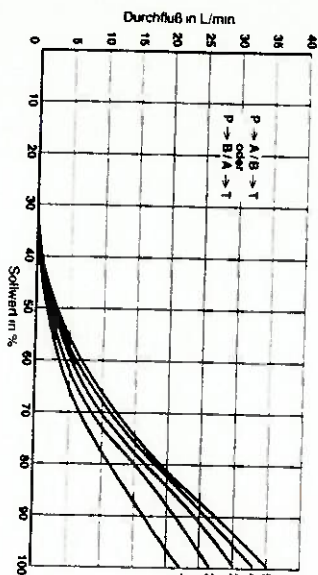
Elektroanschlüsse

RD 2805-4/5 87



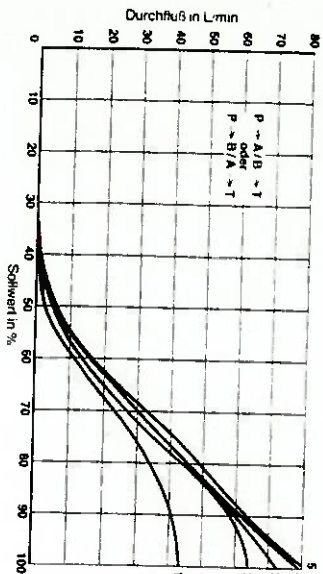
12 L/min Nenndurchfluß bei 10 bar Ventildruck-
abfall

- 1 $\Delta p = 10 \text{ bar const.}$
- 2 $\Delta p = 20 \text{ bar const.}$
- 3 $\Delta p = 30 \text{ bar const.}$
- 4 $\Delta p = 50 \text{ bar const.}$
- 5 $\Delta p = 100 \text{ bar const.}$



22 L/min Nenndurchfluß bei 10 bar Ventildruck-
abfall

- 1 $\Delta p = 10 \text{ bar const.}$
- 2 $\Delta p = 20 \text{ bar const.}$
- 3 $\Delta p = 30 \text{ bar const.}$
- 4 $\Delta p = 50 \text{ bar const.}$
- 5 $\Delta p = 100 \text{ bar const.}$

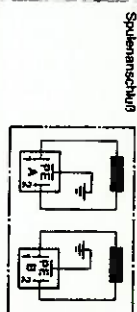


42 L/min Nenndurchfluß bei 10 bar Ventildruck-
abfall

- 1 $\Delta p = 10 \text{ bar const.}$
- 2 $\Delta p = 20 \text{ bar const.}$
- 3 $\Delta p = 30 \text{ bar const.}$
- 4 $\Delta p = 50 \text{ bar const.}$
- 5 $\Delta p = 100 \text{ bar const.}$

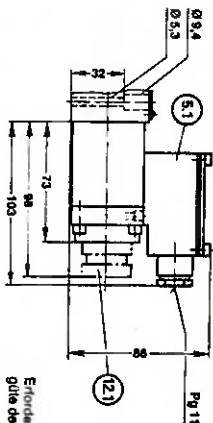
$\Delta p =$ Ventildruckabfall nach VDMA 24311 (Eingangsdruck abzüglich Rückdruck und abzüglich Lastdruck)

Achtung:
Leistungsgrenzen Serie 3 beachten

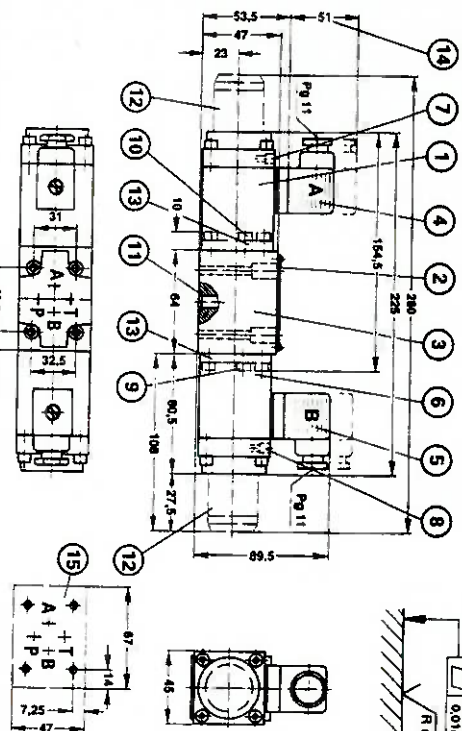


Gasdruckmessungen (Maßangaben in mm)

Typ 4 WRA 6...



Erfordern die Oberflächen-
güte des Gegenstückes
 $R_{\text{max}} 4$
 $0.01/100 \text{ mm}$



Anschlußplatten G 3/4 (G 1/4)
nach Katalogteil G 3/4 (G 1/4)
Ventilbohrung Ø 4,5 (Ø 3,2) und
DIN 912-10 G 1/4 (G 3/8) NPT
müssen gesondert bestellt werden.

- 5.1 Anschluß "B" seewasser-
beständige Ausführung
- 6 Proportional-Magnet "B"
- 7 Entlüftungsschraube, Magnet "B"
- 8 Entlüftungsschraube, Magnet "A"
- 9 Entlüftungsschraube bei
Ausführung "EA, WA"
- 10 Entlüftungsschraube bei
Ausführung "EB, WB"
- 11 O-Ring 9.25 x 1.78 (A, B, P, T)

- 12 Notabstimmung "N" und "NG"
(NPT nicht bei seewasser-
beständiger Ausführung möglich)
- 12.1 Notabstimmung "N"
- 13 seewasserbeständige Ausführung
Deckel für Ventile mit 1 Magneten
(2-Schaltstellung)
- 14 Platzbedarf zum Entfernen des
Stoppers
- 15 bearbeitete Ventilaugfläche,
Lage der Anschlüsse



ANEXO E - CONTATOS TÉCNICOS E COMERCIAIS

Locais e pessoas de contato para aquisição dos componentes pesquisados:

- Unidade hidráulica

Astro (revendedor Parker / Schrader Bellows)

Tel.: 262 – 7711 (A/C Sr. Luciano)

- Válvula direcional

Zermatt (revendedor Parker)

Tel.: 274 – 1604 (A/C Sr. Antônio)

Rexroth

Tel.: 745 – 9000 / 9147 (A/C Sr. Makoto)

Parker

Tel.: (123) 545 – 100 (A/C Sr. Rogério – eng. de aplicações)

Moog

Tel.: 523 – 8011 (A/C Sr. Mário)

- Informações sobre suspensões automotivas

Cofap

Tel.: 411 - 8364 (A/C Sr. Haroldo)

- Roda

Banana Kart (rodas de kart usadas)

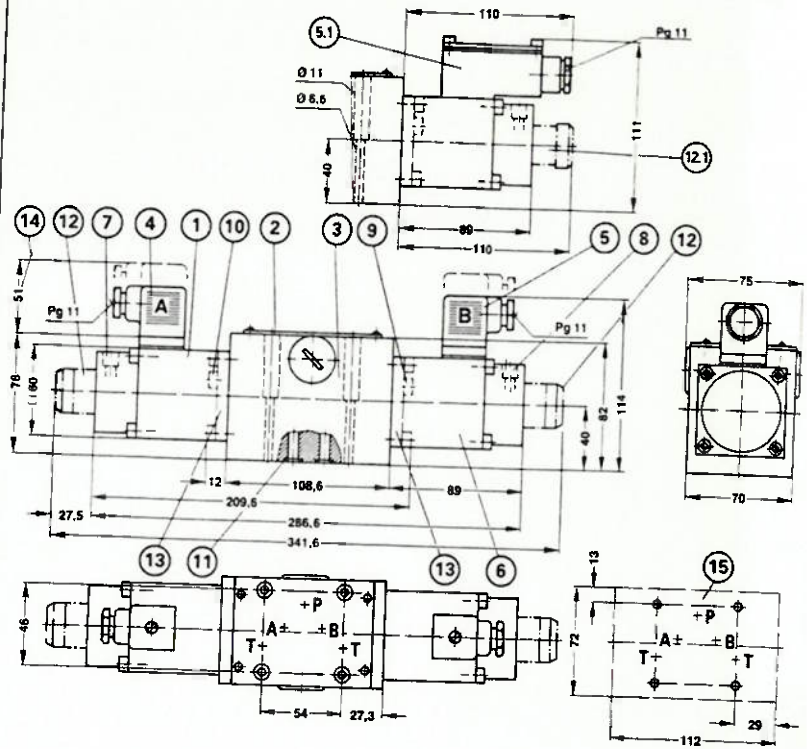
Rua Suapê, 23 – São Paulo / SP

Tel.: 5666 – 4305

Cideral Com. Imp. de rolamentos LTDA. (roda de carrinho industrial)

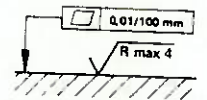
Rua Florêncio de Abreu, 359 – São Paulo / SP

Tel.: 279 - 8156 / 229 – 5658 / 228 – 5518



Anschlußplatten G 66/01 (G 3/8)
G 67/01 (G 1/2)
G 634/01 (G 3/4)
nach Katalogblatt RD 45054 und
Ventilbefestigungsschrauben M6 x 50
DIN 912-10.9; $M_A = 15,5 \text{ Nm}$
müssen gesondert bestellt werden.

Erforderliche Oberflächen-
güte des Gegenstückes



- 1 Proportional-Magnet "a"
- 2 Typenschild
- 3 Ventilgehäuse
- 4 Stecker "A", Farbe grau
- 5 Stecker "B", Farbe schwarz

- 5.1 Anschluß "B", seewasser-
beständige Ausführung
- 6 Proportional-Magnet "b"
- 7 Entlüftungsschraube, Magnet "a"
- 8 Entlüftungsschraube, Magnet "b"
- 9 Entlüftungsschraube bei
Ausführung "EA, WA"
- 10 Entlüftungsschraube bei
Ausführung "EB, WB"
- 11 O-Ringe 12 x 2

- 12 Notbetätigung "N" und "NG"
("NG" nicht bei seewasser-
beständiger Ausführung)
- 12.1 Notbetätigung "N",
seewasserbeständige Ausführung
- 13 Deckel für Ventile mit 1 Magneten
(2-Schaltstellungen)
- 14 Platzbedarf zum Entfernen des
Steckers
- 15 bearbeitete Ventilaußengefläche,
Lage der Anschlüsse

Mannesmann Rexroth GmbH
Jahnstraße 3-5
D-6770 Lohr am Main
Tel.: 09352/180
Telefax: 0689418

Nachdruck verboten -
Änderungen vorbehalten

**MANNESMANN
REXROTH****Servo-Wegeventil in 4-Wege-Ausführung,
Typ 4 WS 2 E. 10... und 4 WSE 2 E. 10...
Serie 4X, mit Lochbild nach DIN 24 340****RD
29 586/9.87**

Ersetzt: 5.86

NG 10

bis 315 bar

bis 75 L/min

Technische Daten

ventil zur Positions-, Kraft- und Geschwindigkeitsregelung
Das Ventil besteht aus 1. und 2. Stufe nach dem Rexroth-Bau-
kastensystem

1. Stufe als Dusen-Präzisionsventil

2. Stufe Plattenbau.

Lochbild nach DIN 24 340 Form A10 mit Anschluß X, für zu-
sätzliche Steuerölsäule.

Anschlußplatten nach Katalogblatt RD 45054 (separate Be-
stellung)

Rückführungsart wählbar

lockender Steuermotor, keine Verschmutzung der Magnet-
spalte durch die Druckflüssigkeit

auch als 3-Wege-Ausführung zu verwenden

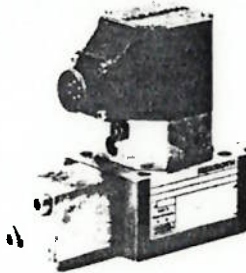
5 Spulenvarianten

Elektronik wahlweise extern auf Euro-Karte
oder im Ventil integriert

Ventil und integrierte Elektronik sind justiert und geprüft



K4242.5
Typ 4 WS 2 EM 10-4X/ B.
mit mechanischer Rückführung und zugehöriger externer Elek-
tronik (separate Bestellung)



K4242.3
Typ 4 WSE 2 EE 10-4X/ B.
mit elektrischer Rückführung und integrierter Elektronik

Inhaltsübersicht

Benennung	Seite
Funktionsbeschreibung	2
Schnittbilder	3
Bestellangaben	4
Erläuterungen zu den Bestellangaben	5
VENTILSYMBOLE	5
Kenngrößen allgemein	6
Kenngrößen hydraulisch	6
Kenngrößen elektrisch	7
Kenngrößen induktiver Wegaufnehmer	7
Elektroanschlüsse für externe Elektronik	8
Elektroanschlüsse bei integrierter Elektronik	9
Kennlinien Durchfluß-Lastfunktion	10
Kennlinie Durchfluß-Signalfunktion	10
Kennlinie Frequenzgang, barometrische Rückführung	10
Kennlinie Frequenzgang, mechanische Rückführung	11
Kennlinie Frequenzgang, elektrische Rückführung	12
Geräteabmessungen, mechanische Rückführung	13
Geräteabmessungen, elektrische Rückführung	14
Geräteabmessungen, barometrische Rückführung	15
Geräteabmessungen, externer Steuerölsäule	15
Geräteabmessungen, externer Steuerölsäule	16
Spulplatte, Spülanweisung	16

Anmerkung:

Weitere Dokumentationen wie Serviceanleitung RDE 29 586-S
und Technische RDE 29 586-E beachten!

139

**MANNESMANN
REXROTH**

1

Funktionsbeschreibung, Schnitt

Ventile des Typs 4 WS 2 E 10 und 4 WS 2 E 10 sind elektrisch betätigte, 2-stufige Servo-Wegeventile mit Lochbild nach DIN 24 140 Form A10 mit zusätzlichen 1. Anschluß. Sie werden vornehmlich für Proportionale, Kraft- und Geschwindigkeitsregelungen eingesetzt.

Sie bestehen im wesentlichen aus:

- der Ventileinheit (1) mit dem diamagnetisch erzeugten Servomotor (11) und einem hydraulischen Verstärker (2),
- der 2. Stufe mit dem Steuerkolben (9) in 4-Wege-Ausführung zur Durchflußregelung

Vorsteuerung (1. Stufe)

Die Vorsteuerung ist ein elektrisch betätigtes Ventil und arbeitet nach dem Prinzip eines Düsen-Präipaltenverstärkers. Durch ein elektrisches Signal wird der Servomotor (11) aus der Grundstellung gebracht und die Präipalte (13) zwischen den zwei Regeldüsen (3) ausgedehnt.

Die Lageänderung der Präipalte bewirkt eine Querschnittsveränderung der Regeldüsen (3) und in Verbindung mit den Fest-Steuerscheiben (9) eine veränderliche Druckdifferenz zur Verschiebung des Steuerkolbens (9).

Externe Elektronik (separate Bestellung)

Zur Ansteuerung des Ventils 4 WS 2 E dient eine externe Regel Elektronik (Servo-Verstärker), die ein analoges Eingangssignal (Schleifen, Steilschleifen) so verstärkt, daß mit dem Ausgangssignal das Servovermögen angesteuert werden kann (siehe hierzu Seite 6).

Integrierte Elektronik (Bild 1, 2, 2 und 3, 2)

Anstelle einer externen Regel Elektronik ist bei Ventilen 4 WS 2 E eine speziell auf diese Ausführung abgestimmte Elektronik (16) integriert. Regler, Endstufen und Oszillatorbauteile sind in der Abdeckklappe der Vorsteuerung eingebaut und versorgen:

Der Schalter kann eine gegebene Spannung (+ 10 V) oder als geregelter Strom (+ 10 mA) dem Ventil zur Kübolverstellung zugeführt werden.

2. Stufe mit mechanischer Rückführung (Bild 1 und 1, 2)

Über die mechanische Rückführung (5) ist der Steuerkolben (9) mit dem Servomotor (11) der 1. Stufe verbunden.

Das Bauelement (14) zerfällt in den Anker (15) und die Präipalte (13) in der Grundstellung, wenn der Servomotor (11) nach angesteuert wird.

Bei ungleichen Momenten an Servomotor (11) und Rückführ-Eingangsspannung wird eine Änderung des elektrischen Signals zwischen den Regeldüsen (3) bewirkt. Dadurch wird eine Druckdifferenz erzeugt, welche auf beide Steuerkolben-Schwenkscheiben wirkt.

Der Steuerkolben (9) verändert durch die Wirkung der Druckdifferenz seine Lage. Die Lageänderung des Steuerkolbens (9) bewirkt so lange, bis sich die Momente wieder im Gleichgewicht befinden und die Druckdifferenz zu Null wird.

Der Hub des Steuerkolbens (9) und somit der Durchfluß des Servovermögens, ist proportional zum elektrischen Eingangssignal (Schwertschalt).

2. Stufe mit elektrischer Rückführung (Bild 2, 1 und 2, 2)

Der Steuerkolben (9) ist mit dem induktiven Wegabnehmer (6) über den Kern (7) gekoppelt. Die jeweilige Lage des Korns (7) im Spulensystem des induktiven Wegabnehmers (6) ergibt am Ausgang des Meßwertverstärkers (extern bei 4 WS 2 E, intern bei 4 WS 2 E) eine Spannung, dem Schwenkschalt-Schwert-Vergleich wird eine eventuelle Regelabweichung ausgeglichen und der 1. Stufe des Ventils ein elektrisches Signal zugeführt.

Das Signal führt die Präipalte (13) zwischen den beiden Regeldüsen (3) aus. Dabei wird eine Druckdifferenz zwischen den beiden Steuerdüsen (3) und (10) erzeugt. Der Steuerkolben (9) mit dem daran befestigten Kern (7) des induktiven Wegabnehmers (6) wird so weit verschoben, bis der Schwert mit dem Schwenkschalt übereinstimmt.

Zur Regelung des Durchflusses ergibt sich, bedingt durch die Lage des Steuerkolbens (9) zu Steuerhülse (11), eine entsprechende Steuerführung, die ebenso proportional zum Schwenkschalt wie der Kolbenhub und die Durchflußmenge.

2. Stufe mit barometrischer Rückführung (Bild 3, 1 und 3, 2)

In einem Zustand ist der Steuerkolben (9) druckausgeglichend und wird durch die Regeldüsen (12) in der Mittellage gehalten.

Durch ein elektrisches Eingangssignal wird die Präipalte (13) ausgedehnt. Dadurch ergibt sich eine Druckdifferenz zwischen den beiden Steuerdüsen (3) und (10), welche proportional zum Eingangssignal ist.

Der Steuerkolben (9) wird so weit verschoben, bis sich ein Kräftegleichgewicht resultierend aus der Druckdifferenz zwischen den beiden Steuerdüsen (3) und (10) des Steuerkolbens (9) auf der einen Seite und der Feder- und Strömungskraft auf der Gegenseite ergibt.

Da die Regeldüsen (12) eine lineare Charakteristik aufweisen, ist der Hub des Steuerkolbens (9) und somit der Durchfluß des Servovermögens proportional zum elektrischen Eingangssignal.

Ventile für externe Elektronik

Ventile mit integrierter Elektronik

RD 29 585-9/87

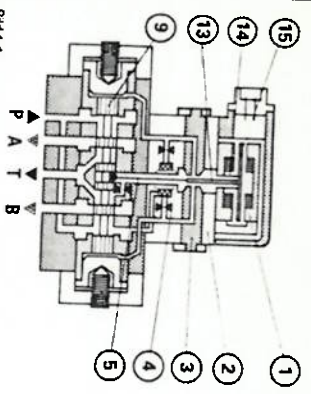


Bild 1.1
mechanische Rückführung
(Standard bei externer Elektronik)

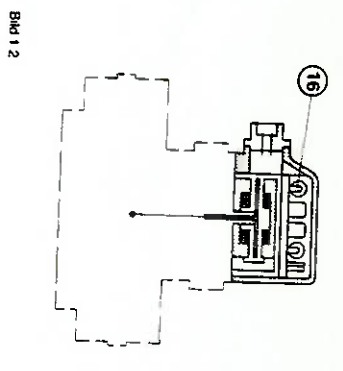


Bild 1.2

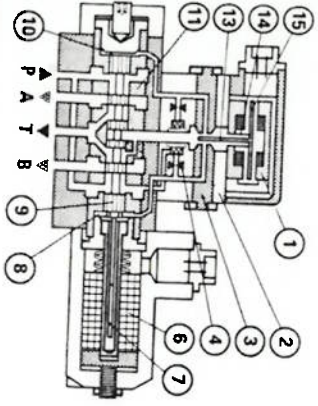


Bild 2.1
elektrische Rückführung

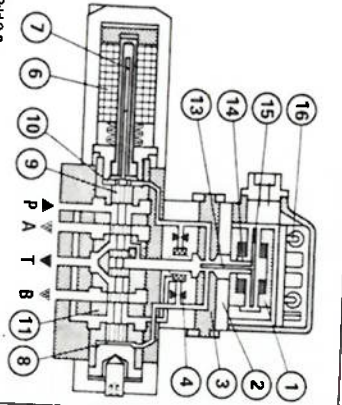


Bild 2.2
elektrische Rückführung
(Standard bei integrierter Elektronik)

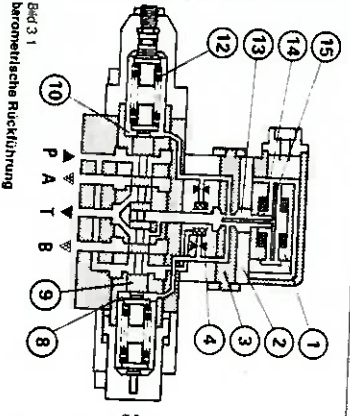


Bild 3.1
barometrische Rückführung

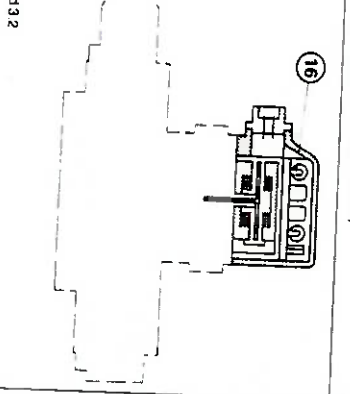


Bild 3.2

Bastellannahme

[illegible]

Erläuterungen zu den Bestellannahmen

1. Nenndurchfluß

[illegible]

2 Elektrische Ansteuerdaten

Die Standardspanne bei Verteilungstransportregulierten Endstelle beträgt 20 kV, 2, mit 30 mA/40 Ohm. Bei den Spalten Nr. 1, 3, 4 und 5 ist eine Anpassung der Regelelektronik (Servo-Verstärker) erforderlich.

Bei der integrierten Elektronik kann der Sollwert alle Spannung und alle Stromwerte (Leistungsfaktor, Leistung, Wirkleistung, Blindleistung, Wirkleistung γ und bei großen Abständen $\gamma = 28$ m zählende Rechnung und Verlust) als Strom - Kennzeichnung γ - angegeben werden

Eingangsdruck zur 1. Stufe

deshalb eine externe Besteuerung über Anschluss X, vorteilhaft

mechanische Rückführung
Druck 10 bar bis 31

Elektrische Rückführung
Vorsteuerdruck sollte sich nach Möglichkeit innerhalb des vorgesehenen Druckbereiches befinden. Zur Beeinflussung der Dynamik kann das Ventil auch mit höheren oder niedrigeren Drücken werden. Bei einem Eingangsdruck ≤ 40 bar ist es im Fall von Ventilen mit gleichen Drücken an P und A, zu empfehlen, die Ventile mit einem Vorsteuerdruck von 40 bar zu betreiben. Bei Ventilen mit unterschiedlichen Drücken an P und A, ist die Vorsteuerdruck sollte noch weniger als 50 % vom Systemdruck betragen, da sonst die Stromungsrate am Steuerknoten Regelheit vermindern.

Elektrische Rückführung

barometrische Rückführung
Der Vorsteuerdruck darf nicht höher als der in der Typenzeichnung angegebene Maximaldruck gewählt werden. Der Nulldruckluftdruck bezieht sich auf den Minidruck der jeweiligen Druckstufe und ändert sich mit der Höhe des Druckes.

➤ **Kolbenüberdeckung**
Die Kolbenüberdeckung in % wird auf 0,8 mm des Steuerkolben-Höhen berechnen. Als Grundanforderung ist für Regelungsanlagen eine Überdeckung annähernd null und negativ, für Steuerungsanlagen positiv zu wählen.

➤ **Kolbenendeckung „A“**
Grenzereich zur Anwendung von Regelungen und Steuerungen. Viel geringerer Nulldruckluft als bei D.

➤ **Kolbenüberdeckung „B“**
Einsatz meist bei niedrigem Drücken < 140 bar. Geeignet für Lage-, Kraft- und Druckregelungen, bei denen eine höhere Dämpfung als bei D gewünscht wird und ein größerer Nulldruckluft eine inhomogenische Hols apizell.

➤ **Kolbenüberdeckung „C“**
Nur für Steuerungen geeignet.

➤ **Kolbenüberdeckung „D“ (Standard)**
Geeignet als Universal-Überdeckung für Lage-, Kraft- und Geschwindigkeits-Regelungen mit geringem Nulldruckluft, jedoch mäßige Dämpfung als bei B.

➤ **Kolbenüberdeckung „E“**
Geeignet für hochgenaue Anwendungen mit etwas höherem Nulldruckluft als bei D.

➤ **Angaben im Klistrat**
Hier sind Sonderumrungen im Klistrat zu spezifizieren. Nach Auftragsingang werden diese vom Wirt, inoprint und die Typerzeichnung mit einer zugeordneten Nummer ergänzt.

➤ **Haupttechnische Anwendungen**

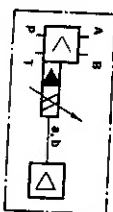
Technische Daten

Symbole (vereinfacht)

Servoventil für externe Elektronik



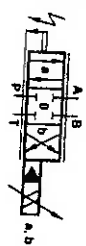
Servomotoren mit integrierter Elektronik



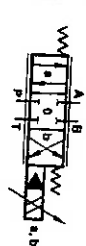
Fuckführung in



elektrische



Rückführung B



0896550

hydraulics

RUCKLUNTS

Datur empty

Temperature

Summary

10

Umkehrspan

144

FILE 29586/9 B7

Ручка

Signature

Anstetteru

Kolben-Mensch

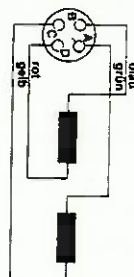
Bitte den Kettengroßhändler anfragen

Elektroanschlüsse (Ventile für externe Elektronik)

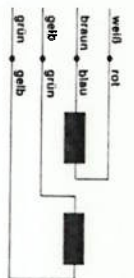
Typ 4 WSE 2 E 10...

Vorsteuerung (1. Stufe)

Steckeranschluß



Kabelanschluß



Der Elektroanschluß kann in Parallel- oder Serienschaltung ausgetauscht werden. Aus Gründen der Betriebssicherheit und der sich ergebenden niedrigeren Spuleninduktivität empfehlen wir die Parallelschaltung.

Parallelschaltung

Gegensteckeranschluß A mit B und C mit D verbinden.
Kabelanschluß gelb mit braun und grün mit weiß verbinden.

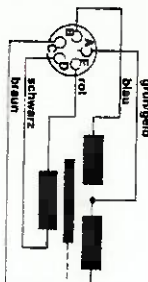
Serienschaltung

Gegensteckeranschluß B mit C verbinden.
Kabelanschluß braun mit grün verbinden.

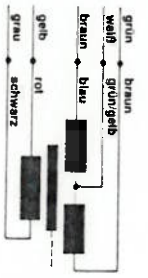
Elektrische Ansteuerung von A (+) nach D (-) bei Steckeranschluß bzw. von Litze gelb (+) nach weiß (-) bei Kabelanschluß bewirkt Durchflußrichtung der 2. Stufe von P → A und B → T.
Umgekehrte Stromrichtung bewirkt Durchfluß der 2. Stufe von P → B und A → T.

Induktiver Wegsaugnehmer

Steckeranschluß



Kabelanschluß



Achtung

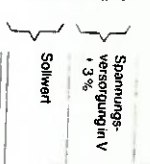
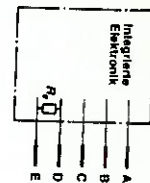
Anschluß A am Gegenstecker bzw. weiß bei Kabelanschluß nicht anschließen (Störgeräusche durch Antennenwirkung).

Elektroanschlüsse, Klemngößen (Ventile mit integrierter Elektronik)

Typ 4 WSE 2 E 10...

Typ 4 WSE 2 EM 10... und 4 WSE 2 EB 10... (mechanische und barometrische Rückführung)

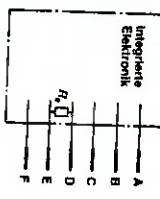
Steckeranschluß



Steckeranschluß	Ansteuerung "B"	Ansteuerung "B"
A	+15	+15
B	-15	-15
C	1	1
D	0 bis +10 mA, R _a = 1 kΩ	0 bis +10 V R _a ≥ 50 kΩ
E	0 bis +10 mA	≤ 0,2 mA

Sollwert am Steckeranschluß D = negativ gegen Steckeranschluß E.
Sollwert am Kabelanschluß D = positiv gegen Steckeranschluß E.
Sollwert am Steckeranschluß D = positiv gegen Steckeranschluß E.
Sollwert am Kabelanschluß D = positiv gegen Steckeranschluß E.

Typ 4 WSE 2 EE 10... (elektrische Rückführung)

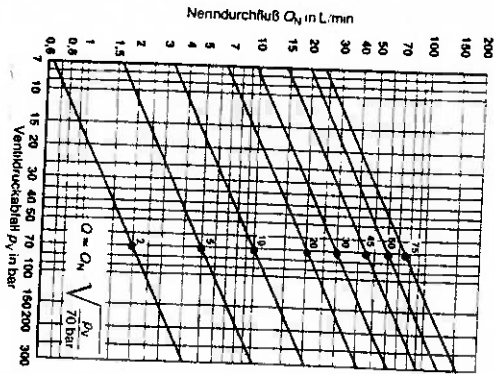


Steckeranschluß	Ansteuerung "B"	Ansteuerung "B"
A	+15	+15
B	-15	-15
C	1	1
D	0 bis +10 mA, R _a = 1 kΩ	0 bis +10 V R _a ≥ 50 kΩ
E	0 bis +10 mA	≤ 0,2 mA

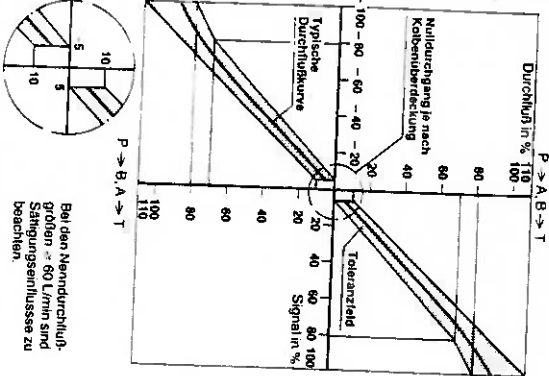
Sollwert am Steckeranschluß D = negativ gegen Steckeranschluß E.
Sollwert am Kabelanschluß D = positiv gegen Steckeranschluß E.
Sollwert am Steckeranschluß D = positiv gegen Steckeranschluß E.
Sollwert am Kabelanschluß D = positiv gegen Steckeranschluß E.

Kennlinien (gemessen bei $v=41 \text{ mm}^2/\text{s}$ und $t=50^\circ\text{C}$)

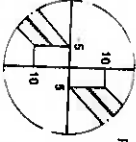
Durchfluß-Lastfunktion für alle Rückführsysteme
(Toleranz: $\pm 10\%$)



Toleranzfeld der Durchfluß-Signalfunktion



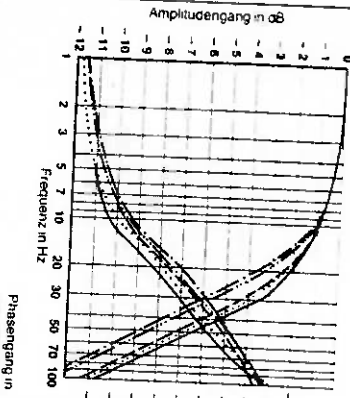
Bei den Nenndurchflußgrößen $\geq 60 \text{ L/min}$ sind Störgrößenentflüsse zu beachten.



Frequenzgang-Kennlinien (gemessen bei $v=41 \text{ mm}^2/\text{s}$ und $t=50^\circ\text{C}$) Typ 4 WS 2 EB 10... und 4 WSE 2 EB 10...

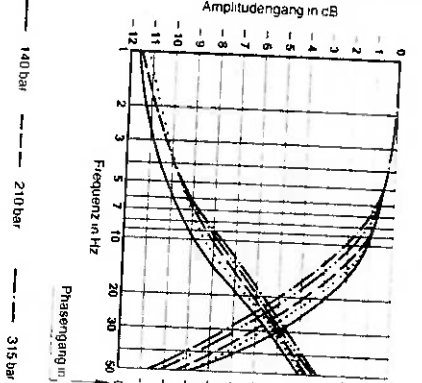
barometrische Rückführung

Nenndurchfluß $Q_N \leq 30 \text{ L/min}$



Druckstufe 40 bar 70 bar 140 bar 210 bar 315 bar

MANNSMANN
HEPROTH

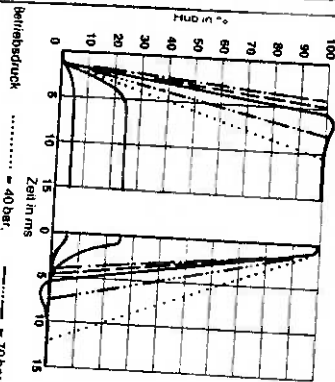


Kennlinien (gemessen bei $v=41 \text{ mm}^2/\text{s}$ und $t=50^\circ\text{C}$)

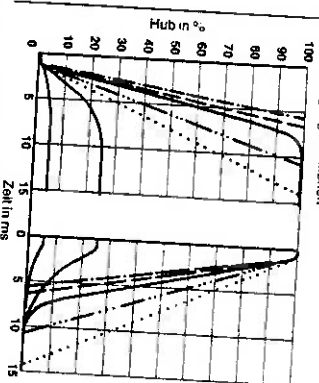
Typ 4 WS 2 EM 10... und 4 WSE 2 EM 10...

RD 29.566/9.87

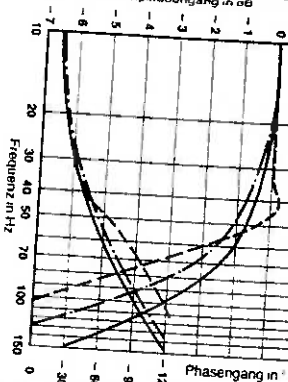
mechanische Rückführung
Nenndurchfluß $Q_N \leq 30 \text{ L/min}$
Übergangsfunktionen



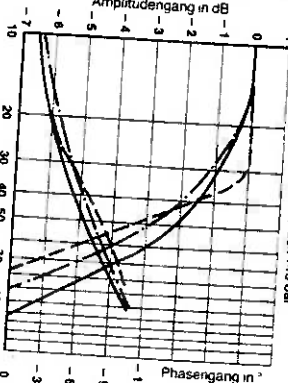
Nenndurchfluß $Q_N \geq 45 \text{ L/min}$
Übergangsfunktionen



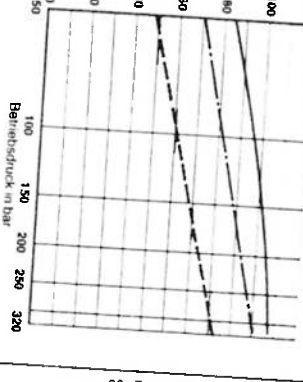
Frequenzgang bei Betriebsdruck 140 bar



Frequenzgang bei Betriebsdruck 140 bar



Frequenzgangabhängigkeit vom Betriebsdruck



Frequenzgangabhängigkeit vom Betriebsdruck

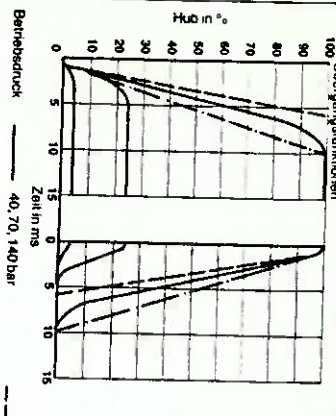


Kennlinien (gemessen bei $v = 41 \text{ mm}^3/\text{s}$ und $t = 50^\circ\text{C}$)

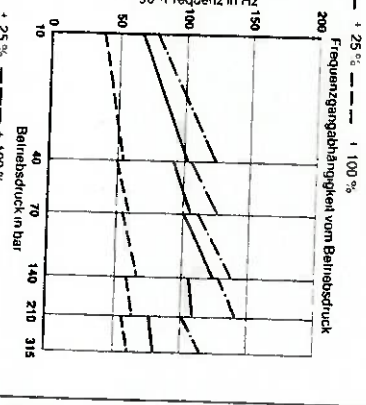
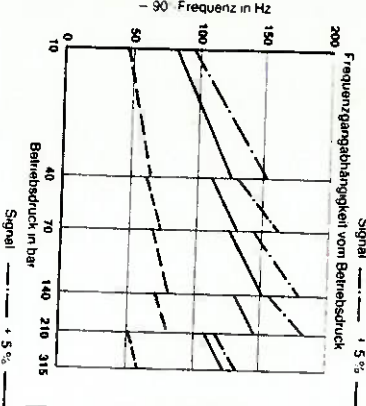
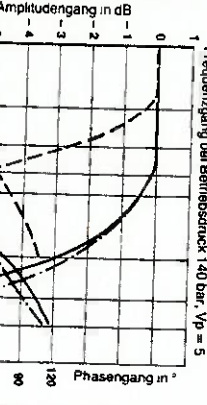
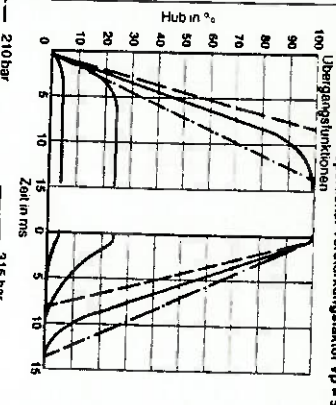
Typ 4 WS 2 EE 10... und 4 WSE 2 EE 10...

elektrische Rückführung

Nennstrom $I_N = 30 \text{ A}$,
elektrischer Proportional-Verstärkungsfaktor $V_p = 5$
Übergangsfunktionen

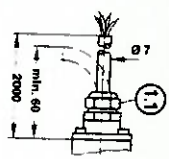


Nennstrom $I_N = 45 \text{ A}$,
elektrischer Proportional-Verstärkungsfaktor $V_p = 5$
Übergangsfunktionen



Geräteabmessungen (Maßangaben in mm)

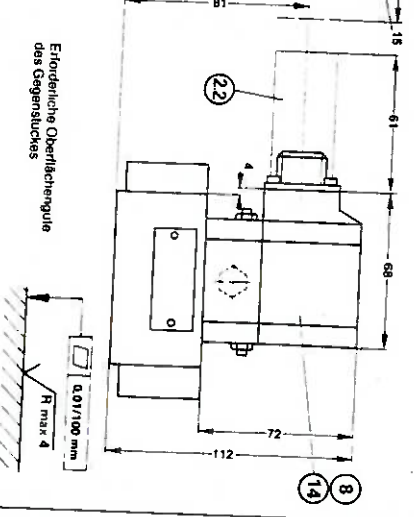
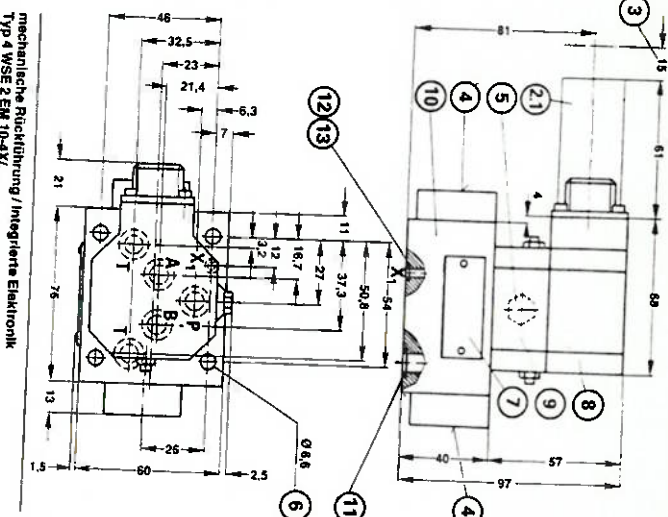
mechanische Rückführung / externe Elektronik
Typ 4 WS 2 EM 10-4X... (Standard)



- 1.1 Ausführung mit Kabelanschluß "C"
(LVT 4 X 1,0/100)
- 2.1 Stecker Typ MS 3106 E 14 S - 2 S
für Elektro-Anschlußart "ZS"
- 2.2 Stecker Typ MS 3106 E 14 S - 5 S
für Elektro-Anschlußart "Z13"
- 3 Platzbedarf zum Entfernen des
Steckers (Anschlußkabel beachten)
- 4 Beidseitige Einstellung des
hydraulischen Nullpunktes
(Innenanschluß SW 3)
- 5 Austauschbares Filterelement
(SW 10)
- 6 Ventilbefestigungsschrauben
4 Stück M6 x 50 DIN 912-B-8;
 $M_A = 10,4 \text{ Nm}$
(sind im Lieferumfang enthalten)
- 7 Typenschild
- 8 Haube um 180° versetzbar
- 9 Vorsteuerung (1 Stile)
- 10 2 Stile
- 11 O-Ring 12 x 2 (A, B, P, T)
- 12 O-Ring 7 x 1,5 (X1)
- 13 Anschluß X1 für Steuerölzulauf
extern, wahlweise
(Anschlußbohrung Ø 3 bis 5)
Die Lage vom Anschluß X1 ist zu
beachten

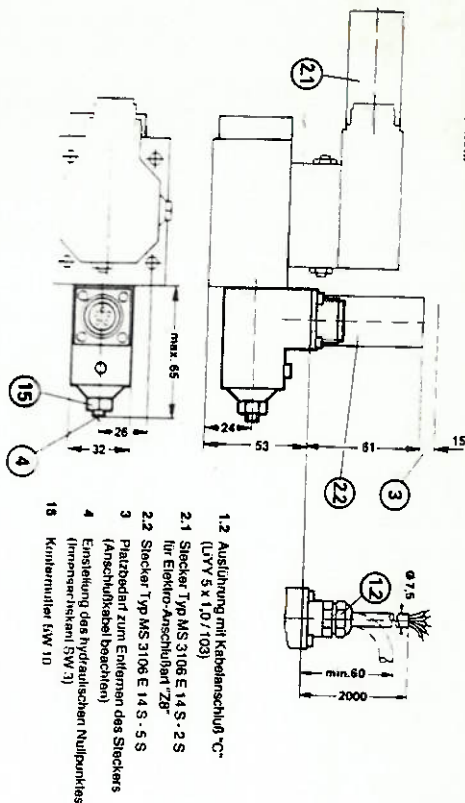
14 Haube mit integrierter Elektronik

Anschlußplatten nach Katalogblatt
RD 45/50... müssen gesondert bestellt werden
G 56/01 (G 3/8)
G 57/01 (G 3/8)
G 58/01 (G 1/2)
G 59/01 (G 3/4)
G 60/01 (G 1/2)
G 61/01 (G 3/4)
G 62/01 (G 1/2)
G 63/01 (G 3/4)
G 64/01 (G 1/2)
G 65/01 (G 3/4)
G 66/01 (G 1/2)
G 67/01 (G 3/4)
G 68/01 (G 1/2)
G 69/01 (G 3/4)
G 70/01 (G 1/2)
G 71/01 (G 3/4)
G 72/01 (G 1/2)
G 73/01 (G 3/4)
G 74/01 (G 1/2)
G 75/01 (G 3/4)
G 76/01 (G 1/2)
G 77/01 (G 3/4)
G 78/01 (G 1/2)
G 79/01 (G 3/4)
G 80/01 (G 1/2)
G 81/01 (G 3/4)
G 82/01 (G 1/2)
G 83/01 (G 3/4)
G 84/01 (G 1/2)
G 85/01 (G 3/4)
G 86/01 (G 1/2)
G 87/01 (G 3/4)
G 88/01 (G 1/2)
G 89/01 (G 3/4)
G 90/01 (G 1/2)
G 91/01 (G 3/4)
G 92/01 (G 1/2)
G 93/01 (G 3/4)
G 94/01 (G 1/2)
G 95/01 (G 3/4)
G 96/01 (G 1/2)
G 97/01 (G 3/4)
G 98/01 (G 1/2)
G 99/01 (G 3/4)
G 100/01 (G 1/2)
G 101/01 (G 3/4)
G 102/01 (G 1/2)
G 103/01 (G 3/4)
G 104/01 (G 1/2)
G 105/01 (G 3/4)
G 106/01 (G 1/2)
G 107/01 (G 3/4)
G 108/01 (G 1/2)
G 109/01 (G 3/4)
G 110/01 (G 1/2)
G 111/01 (G 3/4)
G 112/01 (G 1/2)
G 113/01 (G 3/4)
G 114/01 (G 1/2)
G 115/01 (G 3/4)
G 116/01 (G 1/2)
G 117/01 (G 3/4)
G 118/01 (G 1/2)
G 119/01 (G 3/4)
G 120/01 (G 1/2)
G 121/01 (G 3/4)
G 122/01 (G 1/2)
G 123/01 (G 3/4)
G 124/01 (G 1/2)
G 125/01 (G 3/4)
G 126/01 (G 1/2)
G 127/01 (G 3/4)
G 128/01 (G 1/2)
G 129/01 (G 3/4)
G 130/01 (G 1/2)
G 131/01 (G 3/4)
G 132/01 (G 1/2)
G 133/01 (G 3/4)
G 134/01 (G 1/2)
G 135/01 (G 3/4)
G 136/01 (G 1/2)
G 137/01 (G 3/4)
G 138/01 (G 1/2)
G 139/01 (G 3/4)
G 140/01 (G 1/2)
G 141/01 (G 3/4)
G 142/01 (G 1/2)
G 143/01 (G 3/4)
G 144/01 (G 1/2)
G 145/01 (G 3/4)
G 146/01 (G 1/2)
G 147/01 (G 3/4)
G 148/01 (G 1/2)
G 149/01 (G 3/4)
G 150/01 (G 1/2)
G 151/01 (G 3/4)
G 152/01 (G 1/2)
G 153/01 (G 3/4)
G 154/01 (G 1/2)
G 155/01 (G 3/4)
G 156/01 (G 1/2)
G 157/01 (G 3/4)
G 158/01 (G 1/2)
G 159/01 (G 3/4)
G 160/01 (G 1/2)
G 161/01 (G 3/4)
G 162/01 (G 1/2)
G 163/01 (G 3/4)
G 164/01 (G 1/2)
G 165/01 (G 3/4)
G 166/01 (G 1/2)
G 167/01 (G 3/4)
G 168/01 (G 1/2)
G 169/01 (G 3/4)
G 170/01 (G 1/2)
G 171/01 (G 3/4)
G 172/01 (G 1/2)
G 173/01 (G 3/4)
G 174/01 (G 1/2)
G 175/01 (G 3/4)
G 176/01 (G 1/2)
G 177/01 (G 3/4)
G 178/01 (G 1/2)
G 179/01 (G 3/4)
G 180/01 (G 1/2)
G 181/01 (G 3/4)
G 182/01 (G 1/2)
G 183/01 (G 3/4)
G 184/01 (G 1/2)
G 185/01 (G 3/4)
G 186/01 (G 1/2)
G 187/01 (G 3/4)
G 188/01 (G 1/2)
G 189/01 (G 3/4)
G 190/01 (G 1/2)
G 191/01 (G 3/4)
G 192/01 (G 1/2)
G 193/01 (G 3/4)
G 194/01 (G 1/2)
G 195/01 (G 3/4)
G 196/01 (G 1/2)
G 197/01 (G 3/4)
G 198/01 (G 1/2)
G 199/01 (G 3/4)
G 200/01 (G 1/2)

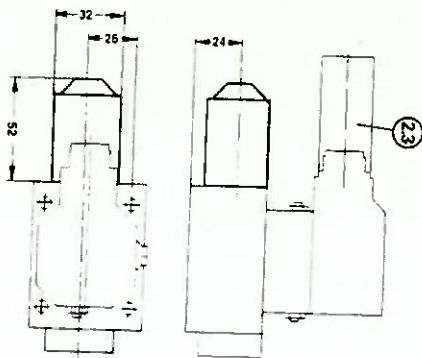


Geräteabmessungen (Maßangaben in mm)

elektrische Rückführung / externe Elektronik
Typ 4 WSE 2 EE 10-4X/...



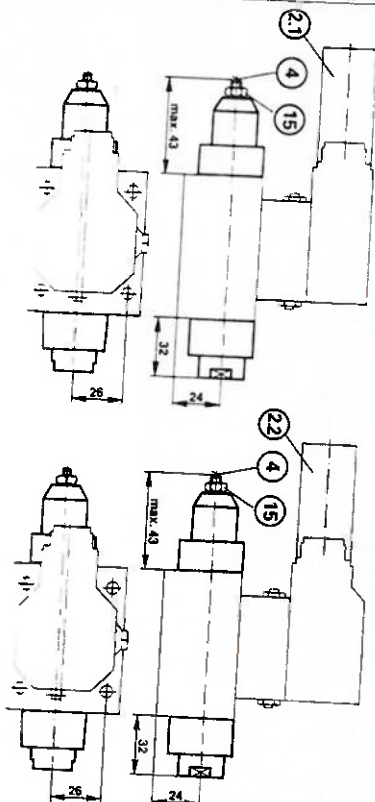
elektrische Rückführung / integrierte Elektronik
Typ 4 WSE 2 EE 10-4X/... (Standard)



2.3 Stecker Typ MS 3106 E 14 S - 6 S
für Elektro-Anschlußart "ZB"

Geräteabmessungen (Maßangaben in mm)

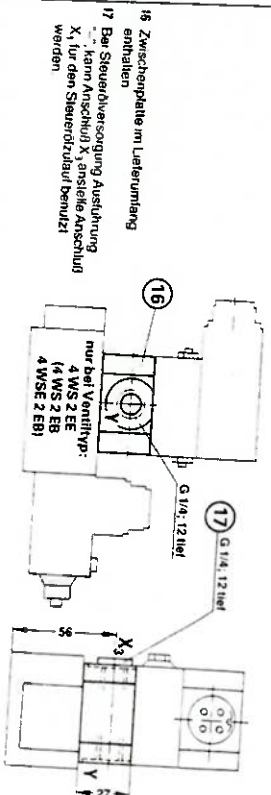
barometrische Rückführung / externe Elektronik
Typ 4 WSE 2 EB 10-4X/...



barometrische Rückführung / integrierte Elektronik
Typ 4 WSE 2 EB 10-4X/...

Externe Steuerdrabluft (Ausführung "..." und "E")
Zwischenplatte nicht bei mechanischer Rückführung und elek-
trischer Rückführung mit integrierter Elektronik einsetzbar.

Geräteabmessungen - Zwischenplatte für externen Steuerdrabluft (Maßangaben in mm)



Geräteabmessungen: Zwischenplatte für externen Steuerözülauf (Maßangaben in mm)

externer Steuerözülauf (Ausführung "..." und "T")

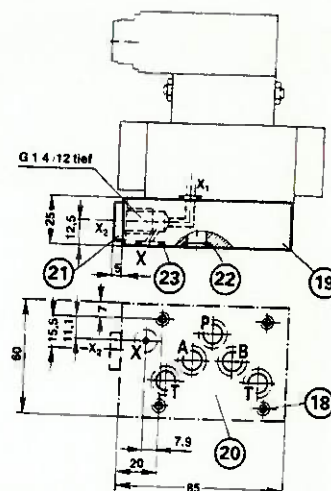
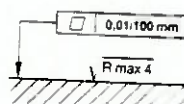
An den Servoventilen ist grundsätzlich der Anschluß X_1 vorhanden.

Ist in der Auflagefläche kein X_1 -Anschluß vorhanden, muß bei externem Steuerözülauf die Zwischenplatte (19) verwendet werden.

Anschluß wahlweise an X oder X_2 .

- 18 4 Stück Ventilbefestigungsschrauben
M6 x 75 DIN 912-8.8, $M_A = 10,4 \text{ Nm}$
(sind im Lieferumfang der Zwischenplatte (19) enthalten)
- 19 Zwischenplatte mit
NBR-Dichtungen, Bestell-Nr. 319482
FPM-Dichtungen, Bestell-Nr. 319483
- 20 Auflagefläche der Zwischenplatte (19)
- 21 Verschlussschraube G 1/4, Bestell-Nr. 001973
O-Ring 14 x 2
- 22 O-Ring 12 x 2 (A, B, P, T)
- 23 O-Ring 10,82 x 1,78 (X)

Erforderliche Oberflächengüte
des Gegenstückes



Spülplatte mit Lochbild nach DIN 24340 Form A10 (Maßangaben in mm)

Symbol



- 24 O-Ring 12 x 2 (A, B, P, T)
- 25 O-Ring 7 x 1,5 (X_1)
- 26 4 Stück Zylinderschrauben M6 x 30 DIN 912-8.8
(sind im Lieferumfang enthalten); $M_A = 10,4 \text{ Nm}$

Spülplatte mit
NBR-Dichtungen, Bestell-Nr. 308492

Zur Gewährleistung einer einwandfreien Funktion der Servoventile ist es vor der Inbetriebnahme einer Anlage unbedingt notwendig die Anlage zu spülen.

Als Richtwert für die Spülzeit pro Anlage gilt:

$$t \geq \frac{V}{Q} \cdot 5$$

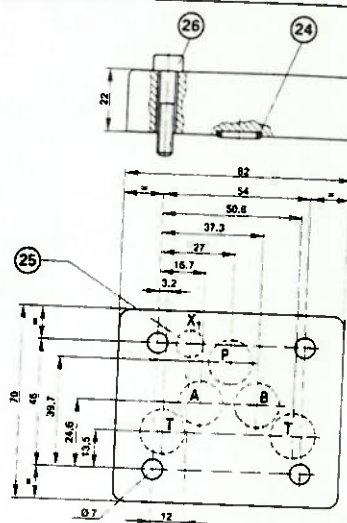
t = Spülzeit in Stunden

V = Tankinhalt in Liter

Q = Pumpen-Volumenstrom in Liter pro Minute

Beim Nachfüllen von mehr als 10 % des Tankinhaltes ist der Spülvorgang zu wiederholen.

Besser geeignet als eine Spülplatte ist der Einsatz eines Wegeventiles mit Anschluß nach DIN 24340 Form A10. Mit diesem Ventil könnten auch die Verbraucheranschlüsse gespült werden.



Mannesmann Rexroth GmbH
Jahnstraße 3-5
D-8770 Lohr am Main
Tel.: 09352/180
Telefax: 0689418

Nachdruck verboten –
Änderungen vorbehalten

ANEXO C - LISTAGEM DAS ROTINAS DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO

C.1. Rotinas em C++

C.1.1. *Suspens.c*

```
/*
 *      Suspensao
 *
 */
#include <engine.h>
#include <string.h>
#include <stdio.h>
#include <windows.h>
#include "suspens.h"

HMODULE hBib;

BOOL _FAR PASCAL
LibMain (HMODULE hBiblio,
          WORD wSegDados,
          WORD cbHeap,
          LPSTR lpszLinhaCmd)
{
    hBib = hBiblio;
    return TRUE;
}

int _FAR PASCAL WEP (int code)
{
    return 0;
}

void _export _FAR _EXPFUNC PASCAL SUSPEN (HANDLE hInstance,
      double r1, double r2, double r3,
      double cod, double alt, double vel,
      double comp, double amost, double Mc,
      double Mf, double Cc, double Kc,
      double Kf, double Ap, double Be,
```

```
double Kq, double Vt, double Kce,  
double cod2, double controle)
```

```
{  
FILE *arq;  
Engine *ep;  
Matrix *r, *Yresp, *YPresp, *X2presp, *Xpresp;  
double *Yreal, *Xreal;  
double Y[402], Yp[402], Xp[402], X2p[402];  
static double Rreal[19];  
int i;  
  
Rreal[0] = r1;  
Rreal[1] = r2;  
Rreal[2] = r3;  
Rreal[3] = cod;  
Rreal[4] = alt;  
Rreal[5] = vel;  
Rreal[6] = comp;  
Rreal[7] = amost;  
Rreal[8] = Mc;  
Rreal[9] = Mf;  
Rreal[10] = Cc;  
Rreal[11] = Kc;  
Rreal[12] = Kf;  
Rreal[13] = Ap;  
Rreal[14] = Be;  
Rreal[15] = Kq;  
Rreal[16] = Vt;  
Rreal[17] = Kce;  
Rreal[18] = cod2;  
Rreal[19] = controle;  
  
r = mxCreateFull(1, 20, 0);  
Yresp = mxCreateFull(402, 1, 0);  
YPresp = mxCreateFull(402, 1, 0);  
X2presp = mxCreateFull(402, 1, 0);  
Xpresp = mxCreateFull(402, 1, 0);  
  
memcpy((char *) mxGetPr(r), (char *) Rreal, 20*sizeof(double));  
mxSetName(r, "R");  
  
engWinInit (hInstance);  
if (!(ep = engOpen("c:\\matlab\\bin\\matlab "))) {
```



```
        MessageBox ((HWND)NULL, (LPSTR)"Can't start MATLAB engine",
                    (LPSTR) "Susp.c", MB_OK);
    }
    else {
        engPutMatrix(ep, r);
        engEvalString(ep, "r1 = R(1,1)");
        engEvalString(ep, "r2 = R(1,2)");
        engEvalString(ep, "r3 = R(1,3)");
        engEvalString(ep, "codigo = R(1,4)");
        engEvalString(ep, "h = R(1,5)");
        engEvalString(ep, "v = R(1,6)");
        engEvalString(ep, "l = R(1,7)");
        engEvalString(ep, "amostragem = R(1,8)");
        engEvalString(ep, "mc = R(1,9)");
        engEvalString(ep, "mf = R(1,10)");
        engEvalString(ep, "cc = R(1,11)");
        engEvalString(ep, "kc = R(1,12)");
        engEvalString(ep, "kf = R(1,13)");
        engEvalString(ep, "Ap = R(1,14)");
        engEvalString(ep, "Be = R(1,15)");
        engEvalString(ep, "kq = R(1,16)");
        engEvalString(ep, "Vt = R(1,17)");
        engEvalString(ep, "kce = R(1,18)");
        engEvalString(ep, "codigo2 = R(1,19)");
        engEvalString(ep, "controle = R(1,20)");
        engEvalString(ep, "chdir a:");
        engEvalString(ep, "program");
        Yresp = engGetMatrix(ep, "Y");
        YPresp = engGetMatrix(ep, "Yp");
        Xpresp = engGetMatrix(ep, "Xp");
        X2presp = engGetMatrix(ep, "X2p");

        engClose(ep);
        Yreal = mxGetPr(Yresp);
        Xreal = mxGetPr(Xpresp);

        memcpy((char *) Y, (char *) Yreal, 402 * sizeof(double));
        memcpy((char *) Yp, (char *) mxGetPr(YPresp), 402 * sizeof(double));
        memcpy((char *) Xp, (char *) Xreal, 402 * sizeof(double));
        memcpy((char *) X2p, (char *) mxGetPr(X2presp), 402 * sizeof(double));

        arq = fopen ("YREAL.TXT", "w");
        fprintf (arq, "%f\n", 0);
        for (i=0; i<402; i++)
```

```
        {
            fprintf (arq, "%f\n", Y[i]);
        }
fclose(arq);

arq = fopen ("YP.TXT", "w");
fprintf (arq, "%f\n", 0);
for (i=0; i<402; i++)
    {
        fprintf (arq, "%f\n", Yp[i]);
    }
fclose(arq);

arq = fopen ("XP.TXT", "w");
fprintf (arq, "%f\n", 0);
for (i=0; i<402; i++)
    {
        fprintf (arq, "%f\n", Xp[i]);
    }
fclose(arq);

arq = fopen ("X2P.TXT", "w");
fprintf (arq, "%f\n", 0);
for (i=0; i<402; i++)
    {
        fprintf (arq, "%f\n", X2p[i]);
    }
fclose(arq);
```

```
    MessageBox ((HWND)NULL, (LPSTR)"Cálculos OK", (LPSTR)"Matlab",
MB_OK);
}

mxFreeMatrix(r);
}
```

C.1.2. Suspens.h

```
void _export _FAR _EXPFUNC PASCAL SUSPEN
(HANDLE hInstance,
double r1,
```

```
double r2,  
double r3,  
double cod,  
double alt,  
double vel,  
double comp,  
double amost,  
double Mc,  
double Mf,  
double Cc,  
double Kc,  
double Kf,  
double Ap,  
double Be,  
double Kq,  
double Vt,  
double Kce,  
double cod2,  
double controle);
```

C.2. Rotinas do Matlab

C.2.1. *Program.m*

```
% Esta função calcula o deslocamento entre as massas e  
% a aceleração vertical da suspensão otimizada  
% para os valores dados de r1, r2 e r3  
%  
% Utilizam-se os procedimentos:  
%   paramet: determina o valor dos parâmetros  
%   matrizes: determina as matrizes numéricas  
  
% Determina os parâmetros da suspensão (chamadas a partir do Visual Basic)  
  
% temporario  
%   paramet;  
%   codigo = 1;  
%   codigo2 = 1;  
%   controle = 2;  
% temporario  
  
% Determina os vetores de perturbação
```

```

[t, p] = perturb(codigo, h, v, l, amostragem, codigo2);

% Calcula as matrizes do sistema

[A, B, C, D, F, Q, N, R, Apas, Fpas, Cpas, Dpas, G, V] = matrizes(kc, kf, cc, mc,
mf, Ap, Be, kq, Vt, kce, r1, r2, r3);

% Calcula as matrizes para solução de Ricatti para o controle

Ar = A - B*inv(R)*N';
Qr = Q - N*inv(R)*N';

% Calcula a solução de Ricatti para o controle e a matriz da planta+controle

Pc = ricatti2(Ar, B, Qr, R);
Kc = inv(R)*(N'+B'*Pc);
Al = A-B*Kc;

if controle==2

% Calcula as matrizes para o sistema discreto

[Ak,Bk] = c2d(A,B,amostragem);
[Alk,Fk] = c2d(Al,F,amostragem);

% Covariâncias do processo e dos sensores

Qk = 10;
Rk = 1;

% Cálculo dos ruídos da planta e dos sensores

pnoise = sqrt(Qk)*randn(length(t),1);
snoise = sqrt(Rk)*randn(length(t),1);

% Calcula as condições iniciais

Pk=Bk*Qk*Bk';           % Guess for initial state covariance
xest=zeros(5,1);        % Initial condition on the state
x=zeros(5,1);
u=0;
y=zeros(3,length(t));

```

```
Xp=zeros(5,length(t));

% Faz as interações para o cálculo do filtro e do ganho de controle

for i=1:length(t)

% Faz as interações para o cálculo do filtro

% Time update
    xest = Ak*xest + Bk*u + Fk*p(i);
    x = Ak*x + Bk*u + Fk*p(i) + G*pnoise(i);
    y(:,i) = C*x + D*u + V*snoise(i);
    Pk = Ak*Pk*Ak' + Bk*Qk*Bk';

% Observation update
    L = Pk*C'/(C*Pk*C'+Rk);
    xest = xest + L*(y(:,i) - C*xest - D*u);
    Pk = (eye(5)-L*C)*Pk;

% Faz as interações para o cálculo do ganho de controle

    u = -Kc*xest;
    Xp(:,i) = A1*xest + F*p(i);

end; % for

% Cálculo da aceleração vertical do veículo (RMS)

Xp = Xp(1,:);
rms3 = 0;
for f = 1:1:2/amostragem+1;
    rms3 = rms3 + (Xp(f)^2)*amostragem;
end;
rms3 = sqrt(rms3/2);

% Cálculo da saída (RMS)

Y = y(2,:);
rms = 0;
for f = 1:1:2/amostragem+1;
    rms = rms + (Y(f)^2)*amostragem;
end;
rms = sqrt(rms/2);
```



```
else

% Cálculo da aceleração vertical do veículo (RMS)

[Y, X] = lsim(AI, F, C, D, p', t);
Xp = AI*X' + F*p;
Xp = Xp(1,:);
rms3 = 0;
for f = 1:1:2/amostragem+1;
    rms3 = rms3 + (Xp(f)^2)*amostragem;
end;
rms3 = sqrt(rms3/2);

% Cálculo da saída (RMS)

Y = lsim(AI, F, C, D, p', t);
Y = Y(:,2)';
rms = 0;
for f = 1:1:2/amostragem+1;
    rms = rms + (Y(f)^2)*amostragem;
end;
rms = sqrt(rms/2);

end; % if

% calcula aceleração vertical rms do caso passivo

[Y2, X2] = lsim(Apas, Fpas, Cpas, Dpas, p', t);
X2p = Apas*X2' + Fpas*p;
X2p = X2p(1,:);
rms4 = 0;
for f = 1:1:2/amostragem+1;
    rms4 = rms4 + (X2p(f)^2)*amostragem;
end;
rms4 = sqrt(rms4/2);

% calcula aceleração vertical rms do caso passivo

Yp = lsim(Apas, Fpas, Cpas, Dpas, p', t);
rms2 = 0;
for f = 1:1:2/amostragem+1;
    rms2 = rms2 + (Yp(f)^2)*amostragem;
end;
rms2 = sqrt(rms2/2);
```

```
Y(401) = rms;  
Yp(401) = rms2;  
Xp(401) = rms3;  
X2p(401) = rms4;
```

C.2.2. *Perturb.m*

```
function [t, p] = perturb(codigo, h, v, l, amostragem, codigo2)  
  
% Esta função cria um vetor de perturbação da via conforme o  
% código:  
% 1 - lombada  
% 2 - rampa  
% 3 - pista acidentada  
% 4 - buraco  
%  
% Sintaxe: [t, p] = perturb(codigo, h, v, l, amostragem, codigo2)  
%  
% t = vetor de tempos  
% p = perturbação da pista  
% codigo = conforme definido acima  
% h = altura do obstáculo  
% l = comprimento do obstáculo  
% v = velocidade do carro  
% dt = tempo de simulação  
% codigo2 = inclui(1) ou não(0) rugosidade  
  
dt = 2;  
t=0:amostragem:dt;  
for f=0:1:(dt/amostragem)  
    p(f+1) = 0;  
end;  
  
if (codigo == 1)  
    tlinha=0:amostragem:l/v;  
    p(1:(l/v)/amostragem+1) = h/2-h/2*cos(2*pi.*tlinha*v/l);  
    elseif (codigo == 2)  
    for i=0:1:(length(t)/4)  
        p(i+1) = 4*i*h/length(t);  
    end;  
    elseif (codigo == 3)  
    aux1 = h/4-h/2*cos(2*pi.*t*v/l);
```

```

aux2 = h/15*randn(1,length(t));
for i=1:(length(t)-1)
    aux2(i+1) = aux2(i+1)+aux2(i);
end;
p = aux1+aux2;
    elseif (codigo == 4)
for i=20:1:(20+((l/v)/amostragem))
    p(i) = -h;
end;
end;

```

% Cálculo da rugosidade da pista

```

if (codigo2 == 1)
    freq = logspace(log10(0.5),log10(50),200);
    s = 1e-6*(freq.^(-2.5))*(v^(1.5));
    Amp = sqrt(s);
    phase = 2*pi*(rand(size(freq))-0.5);
    wf = 2*pi*freq;
    track = sum((Amp*ones(size(t))).*sin(wf*t+phase*ones(size(t))));
    p = p+track;
end;

```

C.2.3. *Matrizes.m*

function [A, B, C, D, F, Q, N, R, Apas, Fpas, Cpas, Dpas, G, V] = matrizes (kc, kf, cc, mc, mf, Ap, Be, kq, Vt, kce, r1, r2, r3);

```

% Esta função calcula as matrizes A, B, C, F, N e R
% para os seguintes parâmetros:
%   - kc: coeficiente de rigidez da suspensão;
%   - kf: coeficiente de rigidez da roda;
%   - cc: coeficiente de amortecimento da suspensão;
%   - mc: massa do carro;
%   - mf: massa da roda;
%
% Vetor de estados: [Vc Dc Vf Df Pl]'
%
% Sintaxe: [A, B, C, D, F, Q, N, R, Apas, Fpas, Cpas, Dpas, G, V] =
%         matrizes(kc, kf, cc, mc, mf, Ap, Be, kq, Vt, kce, r1, r2, r3);
%
% Calcula A

```

```
A = [ -cc/mc    -kc/mc    cc/mc    0    Ap/mc
       1         0        -1         0     0
       cc/mf     kc/mf    -cc/mf    -kf/mf  -Ap/mf
       0         0         1         0     0
    -4*Be*Ap/Vt  0  -4*Be*Ap/Vt  0  -4*Be*kce/Vt
];
```

% Calcula B

```
B = [ 0
       0
       0
       0
       4*Be*kq/Vt
];
```

% Calcula C

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

% Calcula D

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

% Calcula F

```
F = [ 0
       0
       0
       -1
       0
];
```

% Calcula Q

```

Q = [ (cc/mc)*(cc/mc)    cc*kc/(mc*mc)    -(cc/mc)*(cc/mc)  0  -Ap*cc/(mc*mc)
      cc*kc/(mc*mc)  r2+(kc/mc)*(kc/mc)  -cc*kc/(mc*mc)  0  -Ap*kc/(mc*mc)
      -(cc/mc)*(cc/mc)  -cc*kc/(mc*mc)    (cc/mc)*(cc/mc)  0  Ap*cc/(mc*mc)
              0              0              0      r1      0
      -Ap*cc/(mc*mc)  -Ap*kc/(mc*mc)  Ap*cc/(mc*mc)  0  (Ap/mc)*(Ap/mc)
    ];

```

% Calcula N

```

N = [ 0
      0
      0
      0
      0
    ];

```

% Calcula R

```

R = [ r3 ];

```

% Calcula matrizes de estado da suspensão passiva

% Calcula Apas

```

Apas = [ -cc/mc  -kc/mc   cc/mc   0
          1       0      -1      0
          cc/mf  kc/mf  -cc/mf  -kf/mf
          0       0       1      0
    ];

```

% Calcula Fpas

```

Fpas = [ 0
          0
          0
          -1
    ];

```

% Calcula Cpas

```

Cpas = [ 0 1 0 0 ];

```

% Calcula Dpas


```

Dpas = [ 0 ];

% Calcula as matrizes de pesos dos ruídos

% Calcula matriz dos ruídos do processo

G = [ 0
      3e-5
      0
      2e-6
      0
    ];

% Calcula matriz dos ruídos dos sensores

V = [ 5e-5
      2.5e-5
      2.5e-4
    ];

```

C.2.4. Ricatti2.m

```

% Solves the Matrix Ricatti Equation for matrices with DISTINCT eigenvalues
% of the form:
%  $A'K + K A - K B \text{inv}(R) B'K + Q = 0$ 
%
function k = ricatti(a,b,q,r)
m = [a -b*inv(r)*b'; -q -a'];
[v d] = eig(m);
dm = size(d);
n = 0;
for i = 1:dm(1)
    if d(i,i) < 0
        n = n + 1;
        fg(:,n) = v(:,i);
    end
end
fi = fg(1:n,:);
gi = fg(n+1:2*n,:);
k = gi * inv(fi);

```

ANEXO D - MANUAL DE INSTALAÇÃO E OPERAÇÃO DO PROGRAMA DE SIMULAÇÃO

D.1. Instalação

Como já foi apresentado anteriormente, o Programa de Simulação foi implementado utilizando-se rotinas de controle e simulação do software MatLab e uma interface com o usuário gerada através do software Visual Basic.

Dessa forma, para que o programa possa ser executado, se torna necessário a utilização de um microcomputador, com sistema operacional Windows 3.x, tendo instalados os softwares Visual Basic 4.0 ou versão posterior e Matlab 4.2 ou versão posterior.

Não existe restrição quanto ao diretório de instalação do Visual Basic, porém o arquivo de chamada do Matlab deve se encontrar no diretório `c:\matlab\bin\` para que o programa o inicie corretamente o Matlab. As rotinas que compõem o programa devem ser executadas a partir do disco flexível (a:\), não devendo ser copiadas para outro diretório.

Qualquer alteração nos diretórios dos arquivos citados acima exige que sejam feitas modificações nos diretórios indicados no arquivo `"suspens.c"`, recompilando-se posteriormente o arquivo `"suspens.dll"` utilizado pelo programa, e no módulo `"matlab.bas"` do Visual Basic, que indica o diretório no qual será procurada esta DLL.

D.2. Execução do Programa

O programa é executado através do arquivo `"teste.vbp"`, que inicializa o Visual Basic e o programa de simulação. A partir daí, toda a interface com o usuário é feita a partir de um conjunto de informações que permitem a realização de simulações com diversos parâmetros distintos, como pode ser observado na próxima página, através da tela principal do programa de simulação:

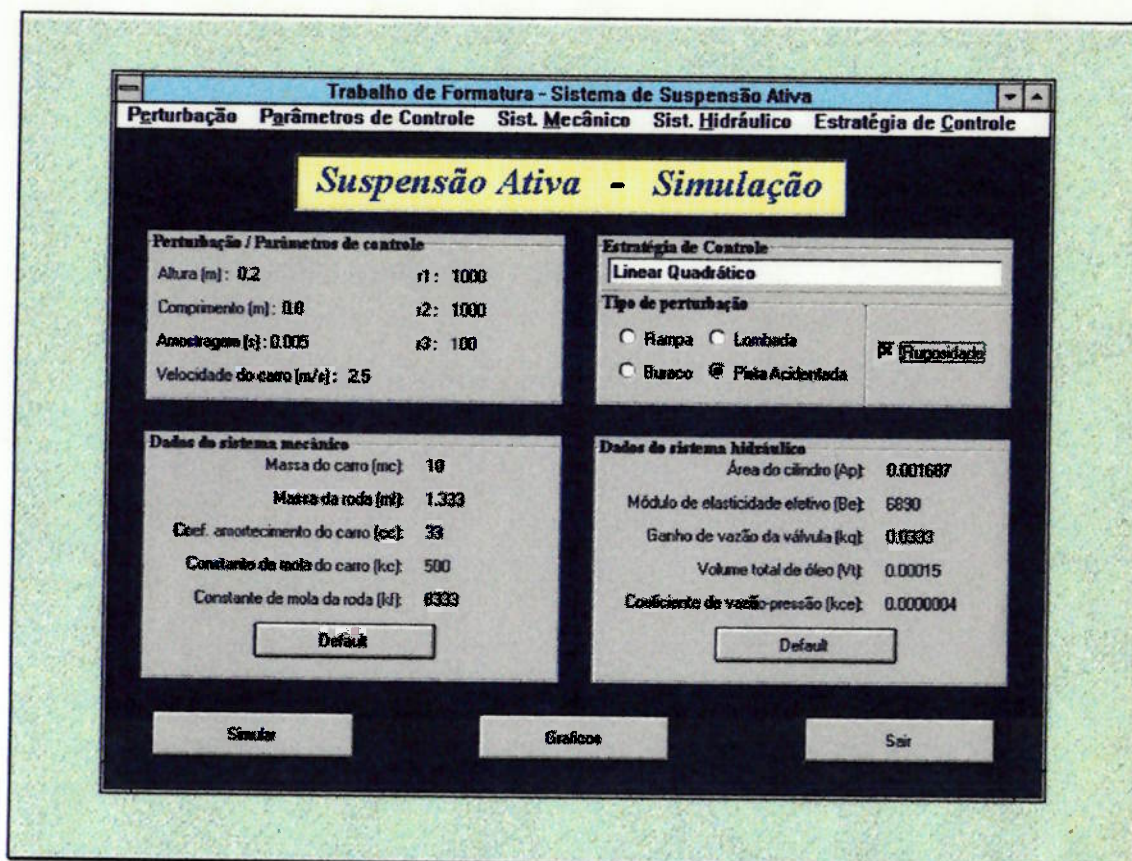


Figura D.1 - Tela Principal do Programa de Simulação

Todas as informações necessárias à entrada de dados e visualização dos resultados da simulação estão disponíveis nesta primeira tela, que é dividida em quatro grandes áreas principais, que apresentam os dados de entrada divididos de forma a permitir a sua melhor localização, três botões inferiores, responsáveis pelas ações básicas (simular, visualizar gráficos e sair do programa), e pelo Menu Principal, permitindo a edição dos parâmetros.

D.3. Visualização e Entrada dos Parâmetros

O primeiro campo de parâmetros, localizado na parte superior esquerda da tela principal, permite que sejam visualizados os dados referentes às dimensões da perturbação utilizada e às variáveis de controle usadas na ponderação do critério de desempenho. Essas informações podem ser modificadas através dos dois primeiros itens do Menu Principal, com preenchimento dos novos valores nos campos associados à variáveis desejadas. As telas específicas para essas modificações são mostradas a seguir:

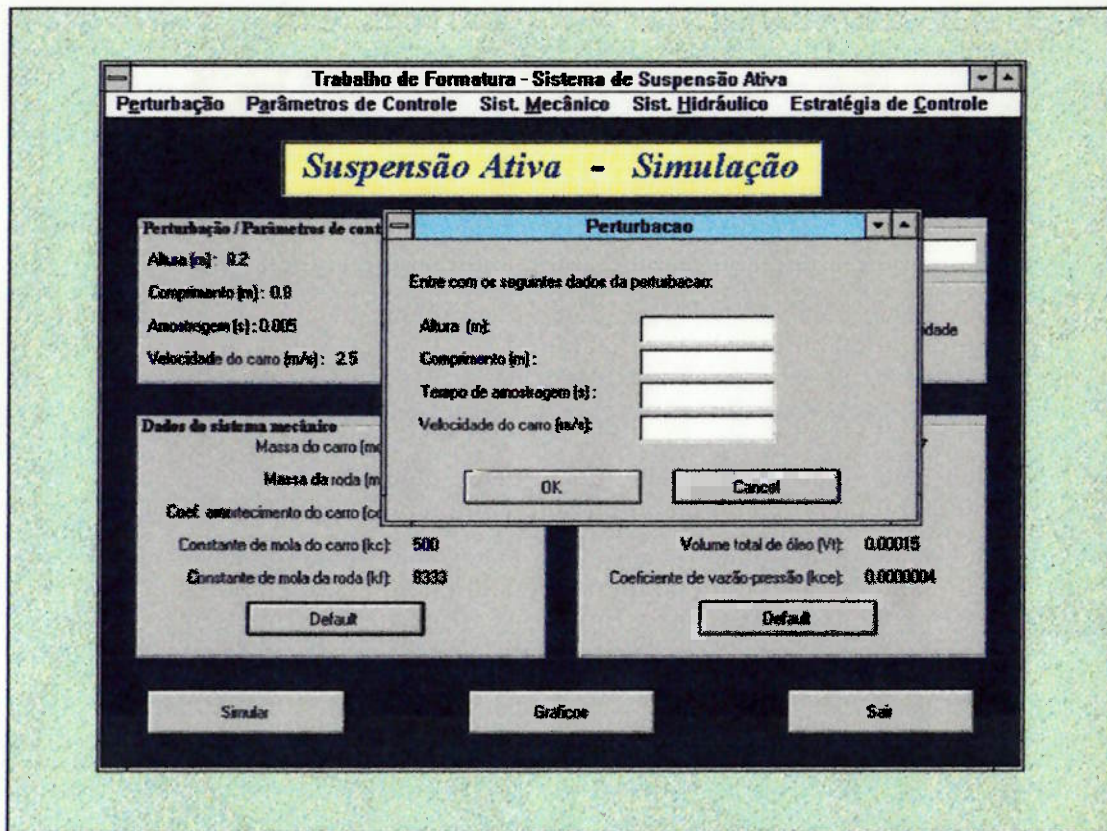


Figura D.2 - Tela de Edição dos Parâmetros da Perturbação

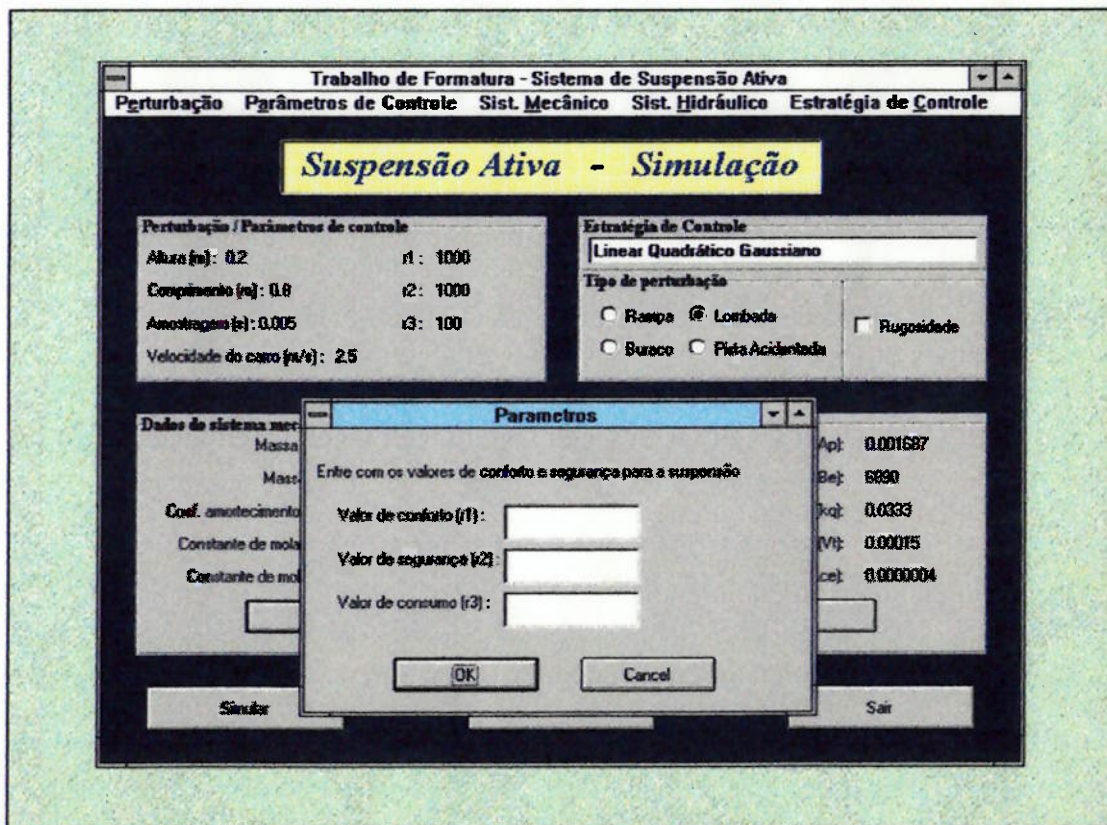


Figura D.3 - Tela de Edição dos Parâmetros de Controle

O segundo campo (parte superior direita), apresenta o tipo de perturbação utilizada na simulação, que pode ser selecionada entre as quatro opções pré-programadas, com a inclusão ou não de rugosidade ao perfil da pista.

Na parte superior desse campo é apresentada a estratégia de controle utilizada, podendo-se escolher, através do último item do Menu Principal, entre um Controle Linear Quadrático ou um Controle Linear Quadrático Gaussiano, onde são inseridos os ruídos intrínsecos do processo e da aquisição dos dados pelos sensores.

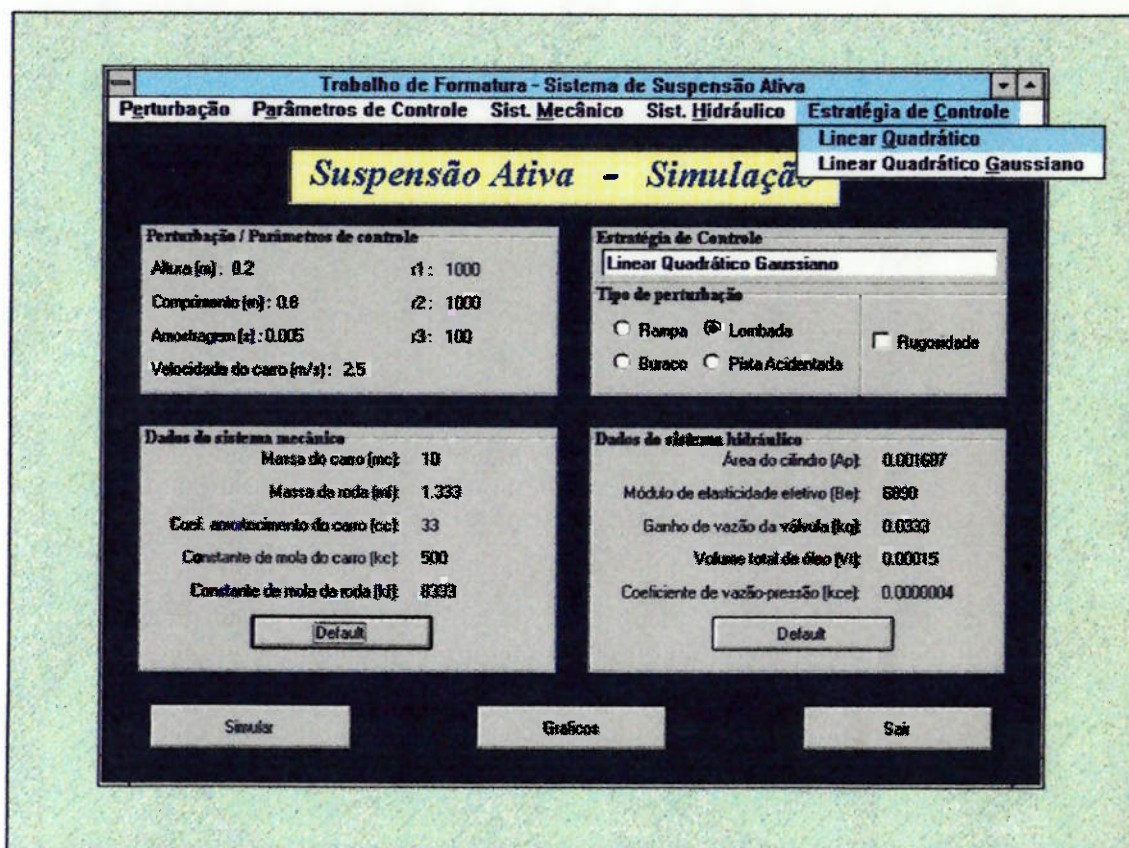


Figura D.4 - Menu de Seleção da Estratégia de Controle

O terceiro campo (parte inferior esquerda) apresenta os dados da parte mecânica do sistema de suspensão, contendo os parâmetros referentes aos elementos da suspensão passiva.

Inicialmente esse campo se encontra com seus valores iguais a zero, sendo necessário que se mude todos os valores para que a simulação seja realizada. Através do

botão “Default”, pode-se utilizar os valores que representam o sistema projetado, com os parâmetros utilizados no Projeto Executivo.

A janela de edição para esses valores pode ser vista abaixo, seguindo o padrão da janela apresentada anteriormente:

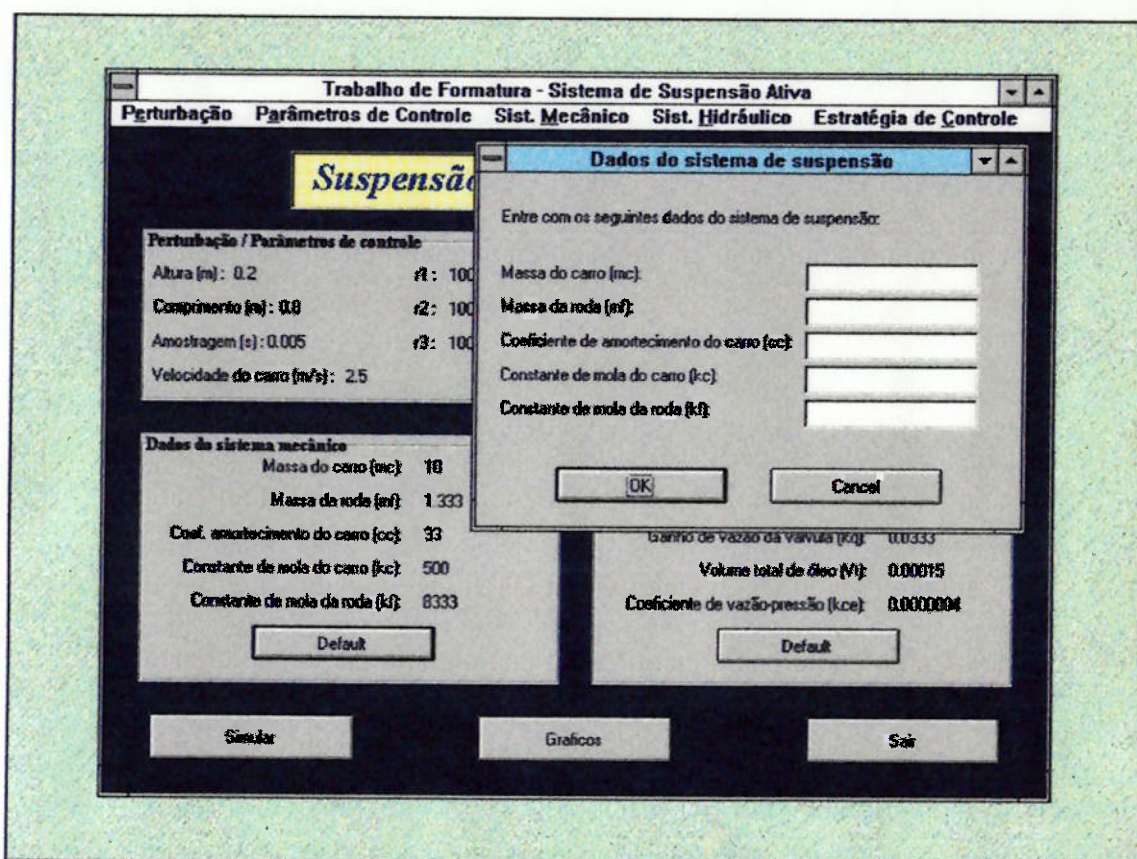


Figura D.5 - Tela de Edição do Sistema Mecânico

O quarto e último campo (parte inferior direita), contém os parâmetros do sistema hidráulico que compõe a suspensão ativa. Esse campo contém dados referentes ao atuador utilizado e ao sistema hidráulico que o alimenta como um todo, englobando características da unidade hidráulica utilizada e da tubulação e conexões de alimentação do sistema.

Assim como no caso anterior, os valores devem ser inseridos no início da simulação, sendo que o botão “Default” possibilita uma maneira mais rápida para inserir os dados do sistema projetado.

A tela de edição, que pode ser acessada a partir do quarto item do Menu Principal, também é bem similar ao caso anterior, como pode ser observado na ilustração a seguir:

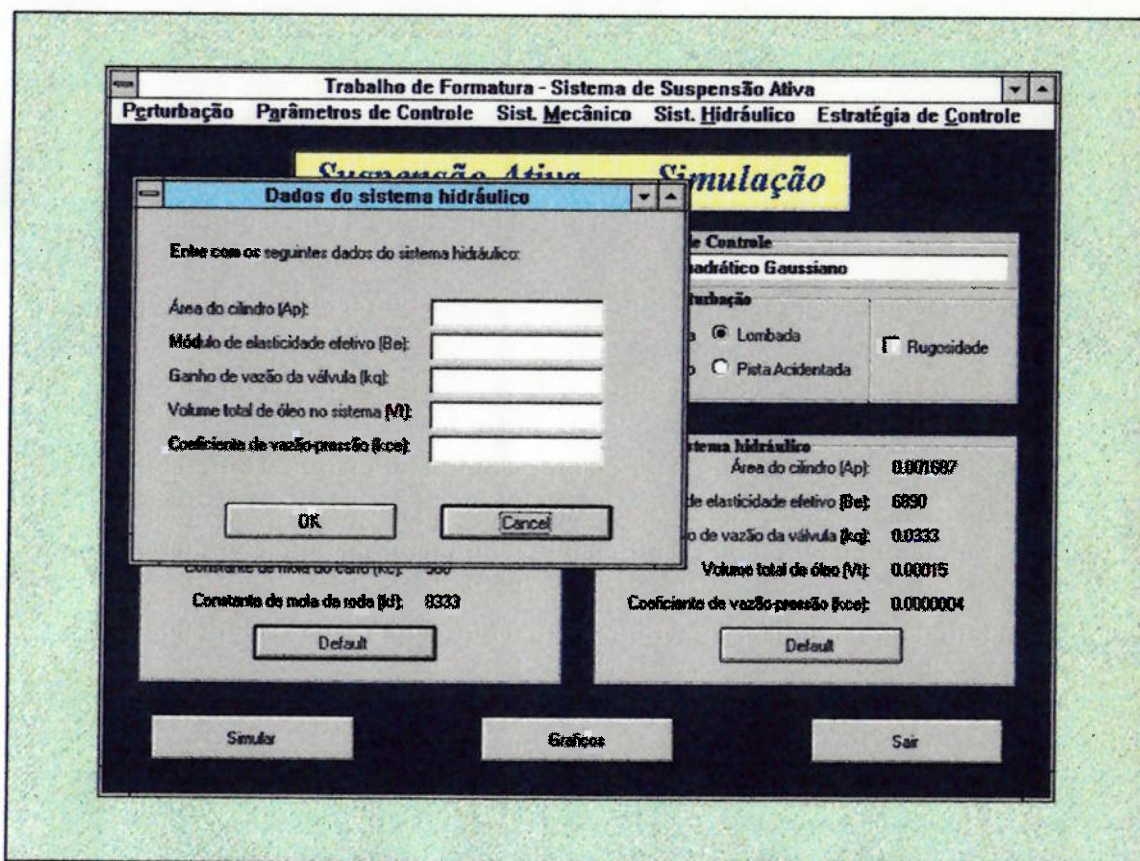


Figura D.6 - Tela de Edição do Sistema Hidráulico

Para que o tempo gasto na entrada de dados para simulação seja o menor possível e para que não existam problemas com as rotinas de simulação e controle, alguns valores devem se adequar ao software. Um bom exemplo disso é a simulação de sistemas totalmente ativos, assumindo que todos os parâmetros da suspensão passivasejam iguais a zero.

Mesmo que fisicamente situações limite como essas sejam possíveis, a implementação do programa não permite entradas nulas para os parâmetros, já que em todos os casos existe uma comparação com a suspensão puramente passiva.

Para que esses casos não provoquem situações inesperadas, foram implementadas algumas restrições aos dados de entrada, sendo apresentadas mensagens explicativas para que o usuário modifique os valores inseridos por outros apropriados.

No exemplo citado, uma alternativa possível seria a utilização de valores de ordem de grandeza bem inferior aos parâmetros da suspensão passiva, já que a utilização de valores iguais a zero não é permitida.

Ocorre uma situação similar para outros dados, como por exemplo os parâmetros do sistema hidráulico da suspensão ativa, assim como quando algum dado não é inserido apropriadamente, gerando mensagens como a observada abaixo:

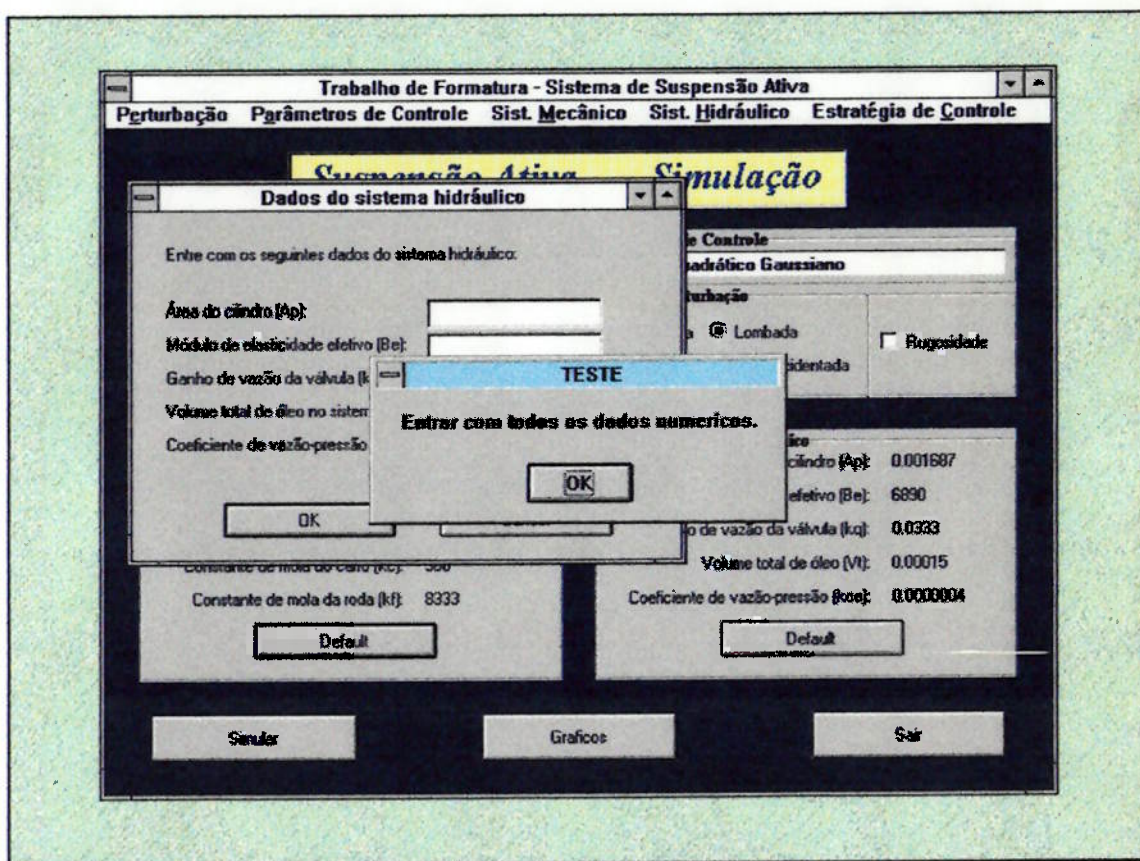


Figura D.7 - Mensagem de Auxílio a Edição dos Dados

D.4. Simulação

Após a entrada dos parâmetros, a simulação pode ser realizada através do primeiro botão situado na parte inferior da Tela Principal. O programa fará a

inicialização do Matlab, que poderá ser observada através do aparecimento de um ícone no canto inferior esquerdo do monitor.

Se qualquer problema for encontrado para que o Matlab seja inicializado, será gerada uma mensagem informando que a simulação não pode ser executada com sucesso, devendo ser identificado o defeito.

Caso o programa fonte não tenha sido modificado pelo usuário, deve-se observar se os arquivos necessários para a execução da simulação estão localizados nos diretórios descritos na primeira parte desse manual. Deve-se observar também se as versões dos softwares utilizados, principalmente do Matlab, possuem todas as rotinas necessárias à execução do programa.

Enquanto os cálculos estiverem sendo realizados, aparecerá na Tela Principal uma barra que indicará o andamento dos mesmos. Essa barra permanecerá na Tela até que as rotinas sejam completadas:

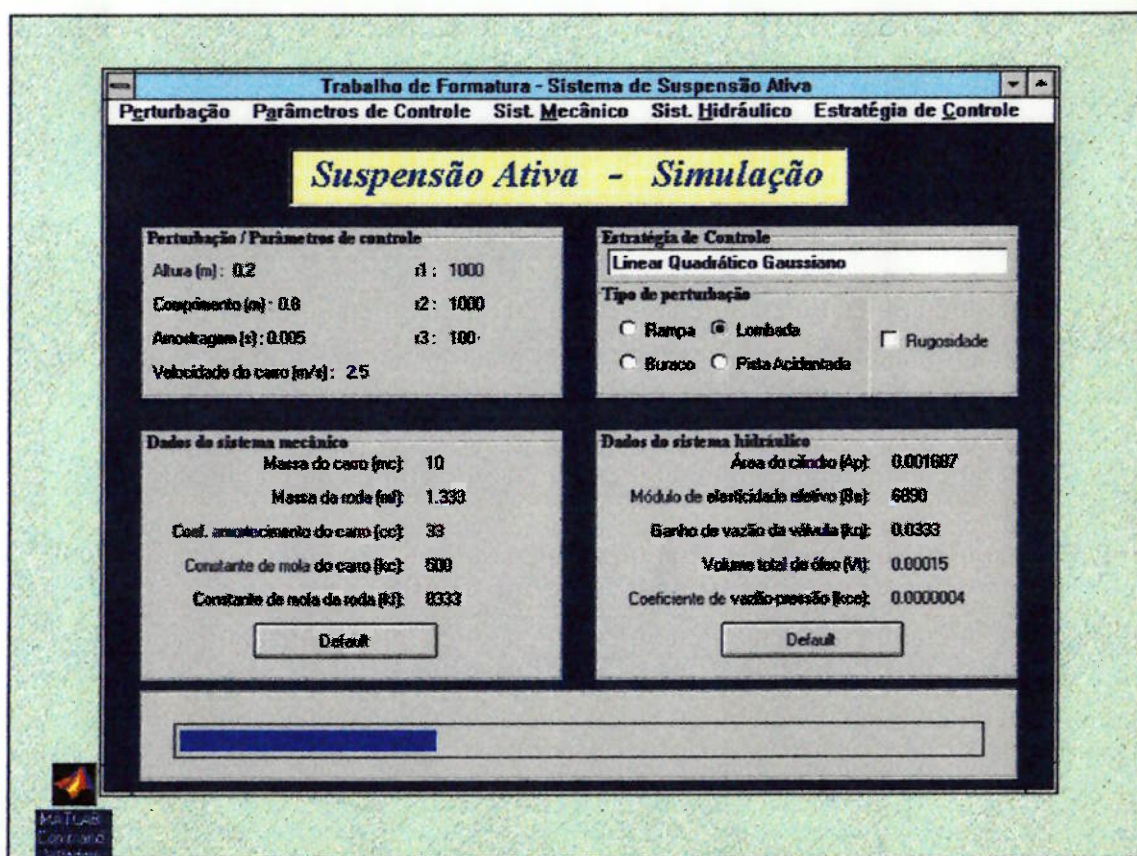


Figura D.8 - Barra de Espera da Simulação

Posteriormente a barra desaparecerá, indicando que o programa estará nesse momento passando os dados de saída das rotinas de cálculo. O usuário deverá aguardar até que a mensagem de finalização da simulação seja mostrada pelo programa e o mesmo esteja pronto para a visualização dos resultados.

Deve-se notar que a tentativa de prosseguir com a execução do programa sem que a mensagem abaixo seja mostrada pode causar o seu mal funcionamento, sendo que isso deve ser evitado.

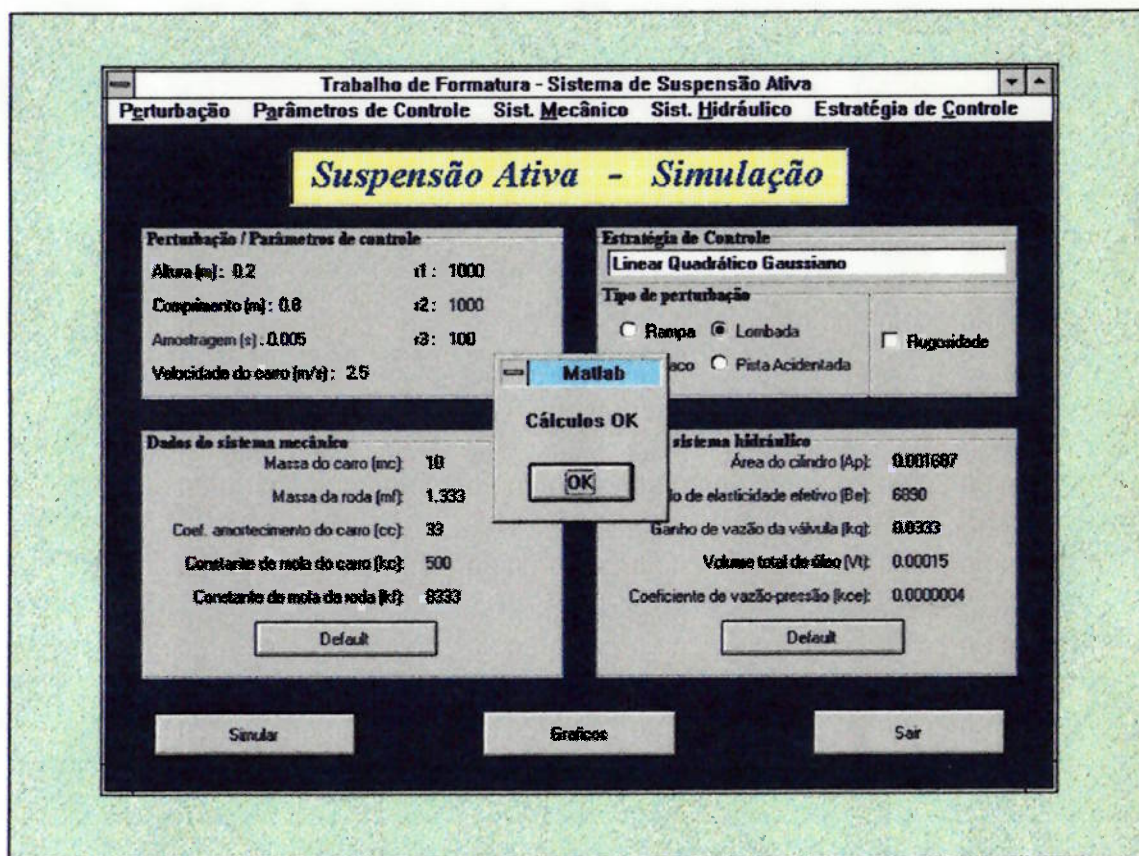


Figura D.9 - Mensagem de Finalização da Simulação

D.5. Visualização dos Resultados

Após a simulação, os valores calculados pelo programa para possibilitar a geração de gráficos podem ser visualizados através do segundo botão da parte inferior da Tela Principal.

O programa permite a plotagem de gráficos de aceleração da massa suspensa, que é o parâmetro principal na determinação do conforto e do deslocamento entre a massa suspensa e a massa da roda, cuja medição permite a observação de características importantes no funcionamento da suspensão, como curso máximo necessário e tempo necessário para absorção da perturbação, sendo um dado valioso na análise das condições de segurança do sistema suspensão.

Nessa Tela de Resultados da Simulação pode ser escolhido o tipo de gráfico que se deseja estudar, incluindo uma comparação entre a suspensão puramente passiva e a com o sistema hidráulico ou apenas uma das duas separadamente. Também pode-se observar os valores que dão origem aos gráficos plotados, através dos vetores localizados na parte inferior da tela.

Os quatro botões localizados na parte superior direita executam as funções básicas de visualização, sendo que o primeiro calcula os valores RMS das acelerações e deslocamentos, imprimindo esses valores abaixo dos vetores utilizados para os gráficos.

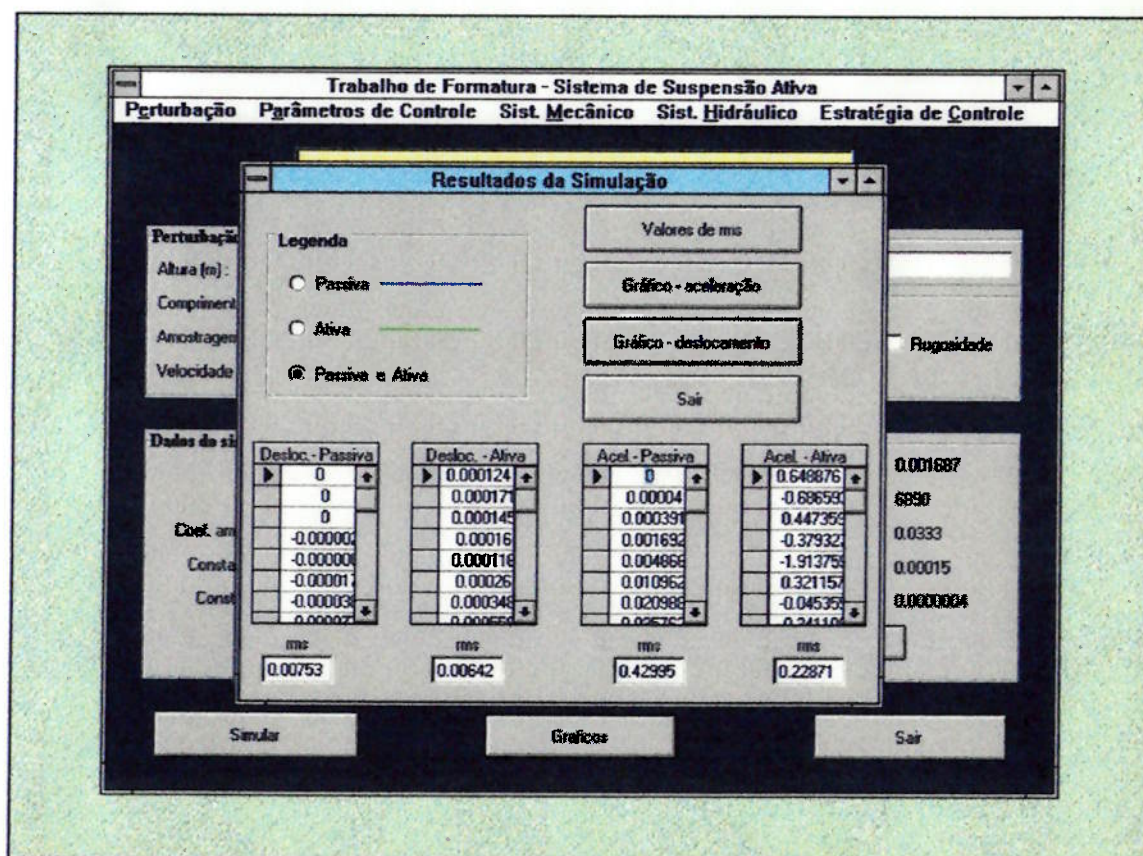


Figura D.10 - Tela de Resultados da Simulação

O segundo botão inicia a construção do Gráfico das Acelerações do sistema, sendo utilizada para isso a convenção adotada na tela anterior, com gráficos da suspensão passiva em azul e da ativa em verde.

Os valores mostrados nas escalas do gráfico se referem às duas curvas, no caso da plotagem dos dois valores na mesma tela, e estão em unidades do sistema internacional (SI), ou seja, acelerações em " m/s^2 " e tempo em " s ". Após a observação do gráfico, pode-se retornar à Tela de Resultados da simulação pressionando-se o botão "OK" na parte inferior do gráfico.

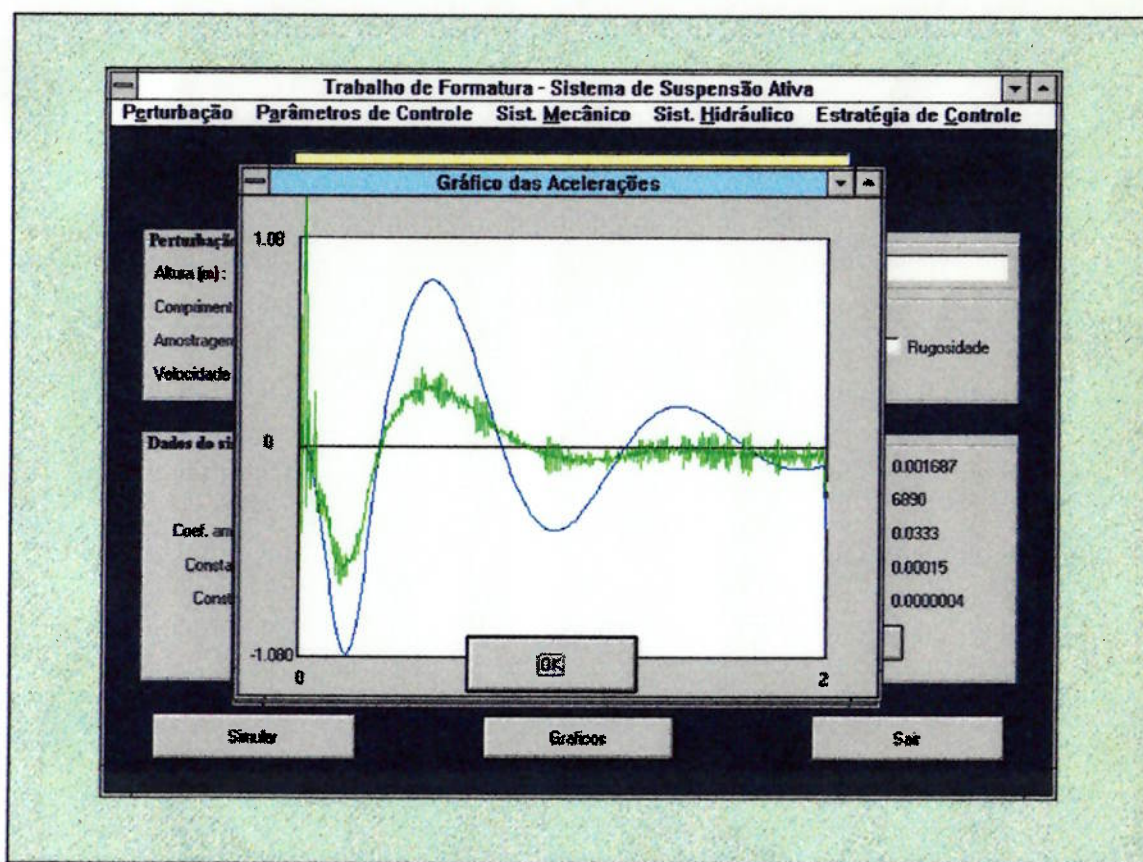


Figura D.11 - Gráfico das Acelerações

O Gráfico dos Deslocamentos pode ser visto de forma similar ao Gráfico das Acelerações, utilizando-se para isso o terceiro botão da Tela de Resultados da Simulação.

Da mesma forma como o anterior, os valores mostrados na escala estão em SI, com deslocamentos em " m " e tempo em " s ". As outras características citada para o

gráfico anterior também se aplicam a esse tipo de gráfico, que pode ser observado a seguir:

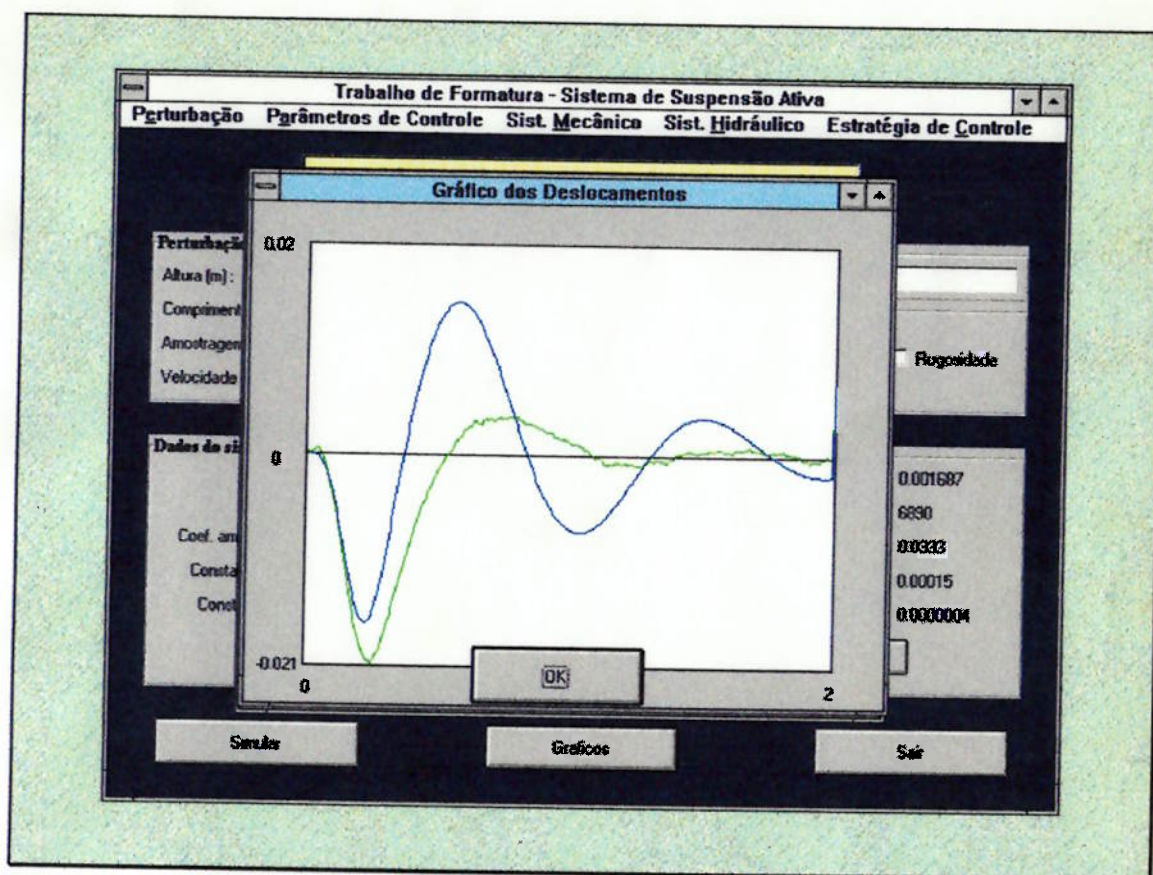


Figura D.12 - Gráfico dos Deslocamentos

Após a observação dos resultados, pode-se retornar à Tela Principal através do quarto botão da Tela de Resultados da Simulação. Nessa tela podem ser realizadas outras simulações, mudando-se alguns dos parâmetros, ou pode-se sair do programa, através do botão localizado no canto inferior direito da tela, encerrando assim a simulação do sistema de suspensão.