

PMC - 581 PROJETO MECÂNICO II

AMORTECEDOR ATIVO PARA MÁQUINAS DE IMPACTO

EPUSP - ESCOLA POLITÉCNICA DA USP  
UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

ALUNOS: Marcelo A. L. Alves                    N.USP 1806372  
              Renato Pecoraro                    N.USP 1875025

ORIENTADOR: Prof. Dr. Francisco E. B. Nigro

SÃO PAULO - 1993

Dedicamos este trabalho aos  
nossos queridos pais. Durante  
toda nossa vida foram eles, os  
maiores exemplos de conduta e  
fonte de todo apoio que recebemos  
nesta longa caminhada

## PREFÁCIO

Neste trabalho os autores apresentam as conclusões obtidas do desenvolvimento de um amortecedor ativo para máquinas de impacto.

Inicialmente é apresentado todo o desenvolvimento teórico juntamente com as conclusões.

Na segunda parte está o estudo de viabilidade executado no primeiro semestre de 1993 como parte das atividades da disciplina PMC - 580 Projeto Mecânico I.

Os autores gostariam de agradecer ao Prof. Dr. Francisco E. B. Nigro. Mais que orientador, o Prof. Nigro foi um grande mestre na execução deste trabalho e suas lições não serão por nós esquecidas.

PARTE I

## 1-INTRODUÇÃO

O objetivo principal deste projeto é o estudo e a formulação de um amortecedor ativo para máquinas de impacto.

A função deste dispositivo é reduzir a valores mínimos os esforços transmitidos para as fundações da fábrica, de forma a otimizar as dimensões das fundações que servem de alicerce para as máquinas, mas sem isentar a necessidade destas.

O amortecedor ativo teria capacidade de regular sua ação com base em informações previamente estabelecidas e, principalmente, dados colhidos quando do impacto. Estas informações refletiriam basicamente a quantidade de energia mecânica envolvida no choque.

A idéia do amortecedor ativo para máquinas de impacto (martelos de forja, prensas etc) vem da necessidade de se obter projetos com suspensão e fundações melhores dimensionadas, já que é muito difícil conhecer com exatidão o esforço existente no choque e como este acontece. Desta forma, seria dimensionada a fundação para suportar um determinado esforço (a fundação também é necessária por possuir uma massa muito superior a massa da máquina oscilante, e dessa forma ela contribui para diminuir o deslocamento transmitido para o solo) e todo o esforço que não estivesse incluso em determinada faixa seria, então, suportado pelo amortecedor ativo.

Este trabalho conterá os seguintes tópicos:

- teoria das vibrações: neste tópico será dada um breve resumo da teoria envolvida nos problemas de vibração;
- teoria dos choques: aqui será mostrado o que deve ser considerado em problemas onde existem choques;
- isolamento de vibração devido a choques: quais são as técnicas necessárias para o isolamento da vibração devido a choques;
- máquinas de impacto: quais as máquinas que podem ser classificadas como máquinas de impacto;
- amortecedor ativo: o princípio do amortecedor ativo;
- teoria e solução proposta: este tópico é a síntese do trabalho;

Este trabalho ainda conterá como apêndice a listagem do programa utilizado para simular as equações do amortecedor ativo e o estudo de viabilidade para a construção deste.

## 2 - TEORIA DE VIBRAÇÕES

Vibração é o nome utilizado para descrever o fenômeno oscilatório em um sistema mecânico, e é definido pelas frequências e amplitudes envolvidas.

A vibração em uma estrutura física é, geralmente, modelada através de um sistema composto por massa-mola-amortecedor. A vibração pode ser livre ou forçada, onde a primeira ocorre em um sistema onde não há adição de energia ao longo do processo, e a vibração vem do resultado de algum perturbação inicial, e no segundo caso (ou seja, vibração forçada) existe um contínuo fornecimento de energia que pode vir a compensar dissipações de energia devidas ao amortecimento.

A vibração em um sistema envolve alternância da transferência de energia entre cinética e potencial. Em um sistema amortecido existe uma dissipação de energia que pode ser compensada por uma fonte externa.

Os principais componentes de um modelo em vibração são:

-MASSA: a massa modela um corpo rígido, que segue a lei de Newton onde a aceleração do corpo é proporcional as forças que agem na massa:

$$F = m \cdot \ddot{x}$$

-MOLA: a mola ideal é caracterizada por não possuir massa, por possuir forças idênticas em ambas as extremidades, e pela força ser proporcional a variação do comprimento da mola segundo uma constante de proporcionalidade  $k$ . A força é dada pela seguinte expressão:

$$F = k \cdot (x - u)$$

-AMORTECEDOR: é considerado como amortecedor ideal aquele que não possui massa e onde a força sofrida em uma das extremidade possuir o mesmo módulo e sentido oposto ao da outra extremidade. A força é proporcional a variação de velocidade relacionada pela constante  $c$  (constante de amortecimento). A força é dada pela seguinte expressão:

$$F = c \cdot (\dot{x} - \dot{u})$$

O número de graus de liberdade indica o número de coordenadas necessárias para indicar a posição do corpo em questão. Por exemplo, um pistão guiado lateralmente possui apenas um grau de liberdade, pois ele só pode se mover em sentido (sentido das guias); um disco que se move em seu plano, sem vínculo, tem três graus de liberdade (os deslocamento em seu plano  $x, y$  e a rotação em torno do seu eixo de simetria); um corpo rígido movendo-se livremente no espaço possui seis graus de liberdade (três rotações e três translações).

## 2.1 - VIBRAÇÃO LIVRE NÃO AMORTECIDA

Este caso pode ser representado pela figura 1, onde temos um sistema massa-mola. Pela segunda lei de Newton tem-se:

$$\text{FORÇA} = \text{MASSA} \times \text{ACELERAÇÃO}$$

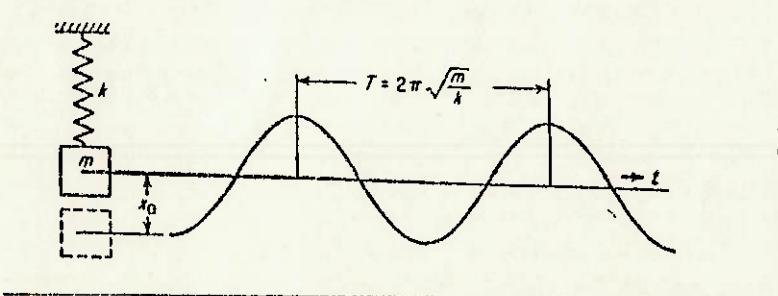


figura 1- vibração livre não-amortecida

O sinal da força da mola é negativo pois a mola puxa a massa em sentido oposto ao do deslocamento. Dessa forma a força da mola é expressa por:  $-k \cdot x$ .

Assim tem-se:

$$m \ddot{x} = - k \cdot x$$

A solução dessa equação é dada por:

$$x = C_1 \cdot \sin(k/m) \cdot t + C_2 \cdot \cos(k/m) \cdot t$$

O valor  $\sqrt{k/m}$  é denominado frequência angular natural e é representado por  $\omega_n$ . As constantes  $C_1$  e  $C_2$  são definidas através das condições de contorno (geralmente são as condições iniciais de velocidade e posição).

O período (tempo necessário para completar um ciclo) é dado por:

$$T = 2\pi \sqrt{m/k}$$

A frequência é o inverso do período:

$$f = 1/T$$

## 2.2-VIBRAÇÃO LIVRE COM AMORTECIMENTO VISCOSO

A figura 2 ilustra um sistema com massa-mola-amortecedor que representa esse tipo de vibração.

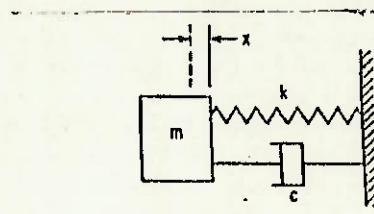


figura 2 - vibração livre com amortecimento viscoso

A força de amortecimento tem valor negativo pois, tem sentido oposto ao da velocidade. Dessa forma temos:

$$m \ddot{x} = -kx - cx \quad m \ddot{x} + kx + cx = 0$$

A solução dessa equação é dada por:

$$x = C_1 e^{\sigma_1 t} + C_2 e^{\sigma_2 t}$$

onde:

$$\sigma_{1,2} = -c/(2m) \pm \sqrt{(c/(2m))^2 - (k/m)}$$

Defini-se como amortecimento crítico o valor de c que zera a raiz. Dessa forma tem-se:

$$cc = 2\sqrt{m \cdot k} = 2 \cdot m \cdot \omega_n$$

A razão de amortecimento crítico é dada por:

$$f = c/cc$$

Da equação onde obtém-se os valores de s consegue-se fazer algumas análises:

- se  $f > 1$  : a expressão sobre a raiz é positiva, fazendo com que os valores de  $s_1$  e  $s_2$  sejam reais, e como se pode notar, serão negativos. A solução da equação diferencial será:

$$x = e^{-c \cdot t / 2m} \cdot (C_1 \cdot e^{\omega_n \cdot t \cdot \sqrt{f^2 - 1}} + C_2 \cdot e^{-\omega_n \cdot t \cdot \sqrt{f^2 - 1}})$$

Ou seja, o movimento não possui vibração, mas uma vez que o sistema é tirado da sua posição de equilíbrio, ele tende a retornar a sua posição original gradualmente. Isso ocorre pois o valor do amortecimento  $c$  é bastante grande. O movimento pode ser visto na figura 3.

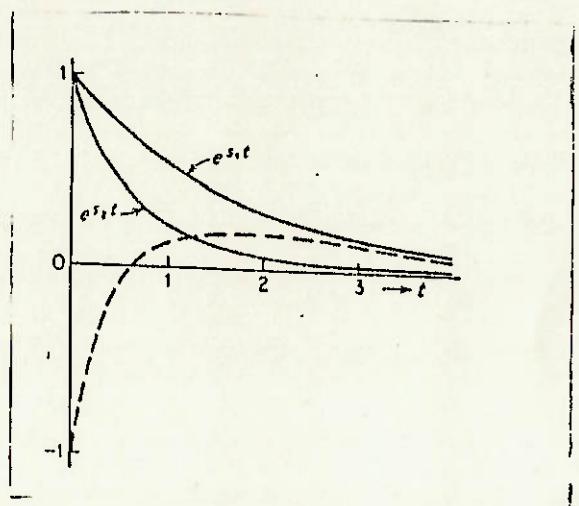


figura 3 - movimento com um grau de liberdade com  $f > 1$

- se  $f < 1$  : a expressão sobre a raiz é negativa, fazendo com que as raizes sejam complexas. A solução da equação diferencial será:

$$x = C \cdot e^{-c \cdot t/2m} \cdot \sin(\omega_d \cdot t + \theta)$$

onde: C e q são determinadas pelas condições de contorno. O valor de  $\omega_d$  (frequência natural amortecida) é dado por:

$$\omega_d = \omega_n \cdot (1 - f^2)^{1/2}$$

Esse tipo de solução resulta em uma curva senoidal amortecida, e quanto menor for o valor de c, mais achatada será a curva exponencial e maior será o número de ciclos necessários para extinguir a vibração (com o aumento de c, a frequência de vibração diminui). Esse tipo de vibração é indicado na figura 4.

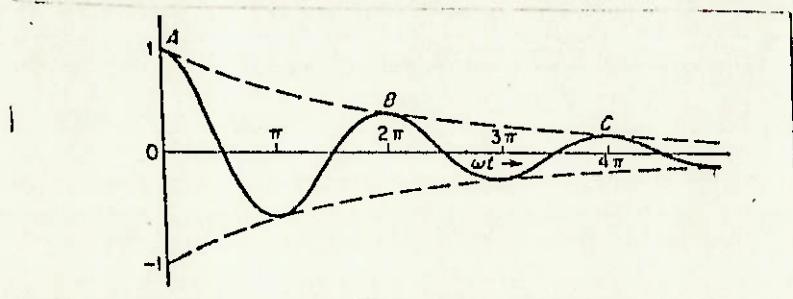


figura 4 - vibração livre com  $f < 1$

- se  $f = 1$  : nesse caso não haverá oscilação e a solução da equação diferencial será:

$$x = (C_1 + C_2 \cdot t) \cdot e^{-c \cdot t / 2m}$$

### 2.3 - VIBRAÇÃO FORÇADA SEM AMORTECIMENTO

Vibração forçada ocorre quando existe a excitação contínua de uma força sobre o sistema. Essa excitação pode ser gerada ou por uma força atuando sobre o sistema (por exemplo, um esforço aplicado na massa), ou então, por um deslocamento sofrido pela fundação que suporta o sistema. Para um sistema massa-mola com uma força sendo aplicada sobre o sistema (figura 5), tem-se a seguinte equação diferencial:

$$m \ddot{x} + kx = F_0 \cdot \text{sen}(w \cdot t)$$

A solução dessa equação é dada por:

$$x = C_1 \cdot \text{sen}(w_n \cdot t) + C_2 \cdot \cos(w_n \cdot t) + \frac{(F_0/k)}{1 - (w/w_n)^2} \cdot \text{sen}(w \cdot t)$$

onde  $C_1$  e  $C_2$  são constantes obtidas através das condições de contorno. Os dois primeiros termos representam a vibração livre não-amortecida e o terceiro termo representa a vibração forçada não-amortecida. A variação do deslocamento  $x$  em função da frequência de excitação,  $w$ , pode ser vista na figura 6.

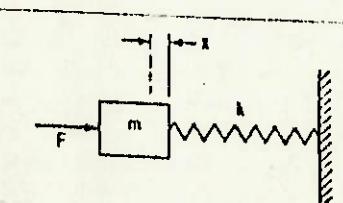


figura 5 - vibração forçada sem amortecimento

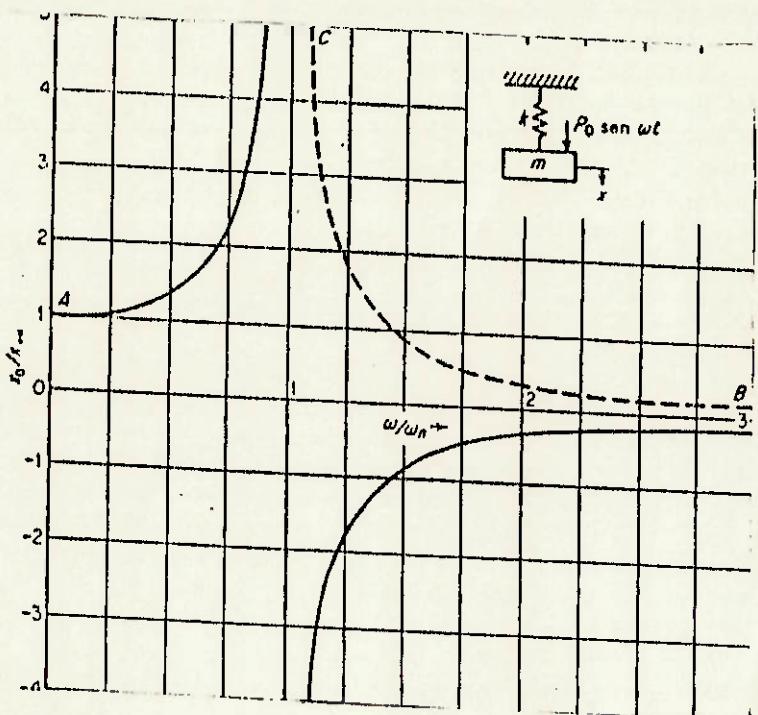


figura 6 -massa submetida a força de amplitude constante  
frequência constante

A força transmitida para a fundação é diretamente proporcional a deflexão da mola:  $F_m = k \cdot x$ . Para quantificar esse valor basta substituir o valor de  $x$  resultado da equação diferencial descrita acima.

## 2.4 - VIBRAÇÃO FORCADA COM AMORTECIMENTO VISCOSE

A figura 7 ilustra um sistema sujeito a esse tipo de vibração.

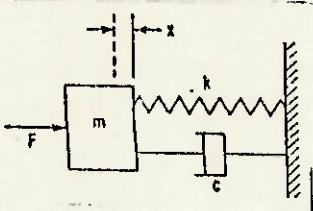


figura 7 - vibração forçada com amortecimento

A equação diferencial que representa este sistema é:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cdot \text{sen}(w.t)$$

A solução dessa equação é dada por :

$$x = e^{-(c/2m)t} \cdot (c_1 \cdot \text{sen}(r.t) + c_2 \cdot \text{cos}(r.t)) + x_0 \cdot \text{sen}(w.t + \Theta)$$

$$\text{onde } r = [(k/m) - (c/2m)^2]^{1/2}$$

Os termos que possuem  $r$  representam a oscilação dependente da frequência natural. Para um sistema amortecido esses termos são amortecidos rapidamente e o termo mais significativo passa a ser :

$$x = x_0 \cdot \sin(w \cdot t + \theta)$$

Dessa forma consegue-se obter o valor de  $x_0$ , e consequentemente o valor de  $\theta$ :

$$\frac{x}{F_0/k} = \frac{\sin(w \cdot t + \theta)}{[(1 - (w/w_n)^2)^2 + (2f \cdot w/w_n)^2]^{1/2}}$$

$$\theta = \tan^{-1} [(2 \cdot f \cdot w/w_n) / (1 - (w/w_n)^2)]$$

A função do deslocamento  $x$  pode ser simplificada para cada frequência, como é mostrado a seguir:

$$x = (F_0/k) \cdot \sin(w \cdot t) \quad \text{para } w \ll w_n$$

$$x = [F_0/(2 \cdot k \cdot f)] \cdot \cos(w_n \cdot t) \quad \text{para } w = w_n$$

$$x = [F_0/(m \cdot w^2)] \cdot \sin(w \cdot t) \quad \text{para } w \gg w_n$$

Para baixas frequências a força externa contrabalança a força da mola, em altas frequências a força externa contrabalança a força de inércia, e na ressonância a força contrabalança a força de amortecimento.

O trabalho é periodicamente armazenado como energia elástica na mola e como energia cinética do movimento da massa.

A figura 8 ilustra a variação da amplitude e do ângulo de fase entre a força e o deslocamento em função da variação da frequência  $\omega$ .

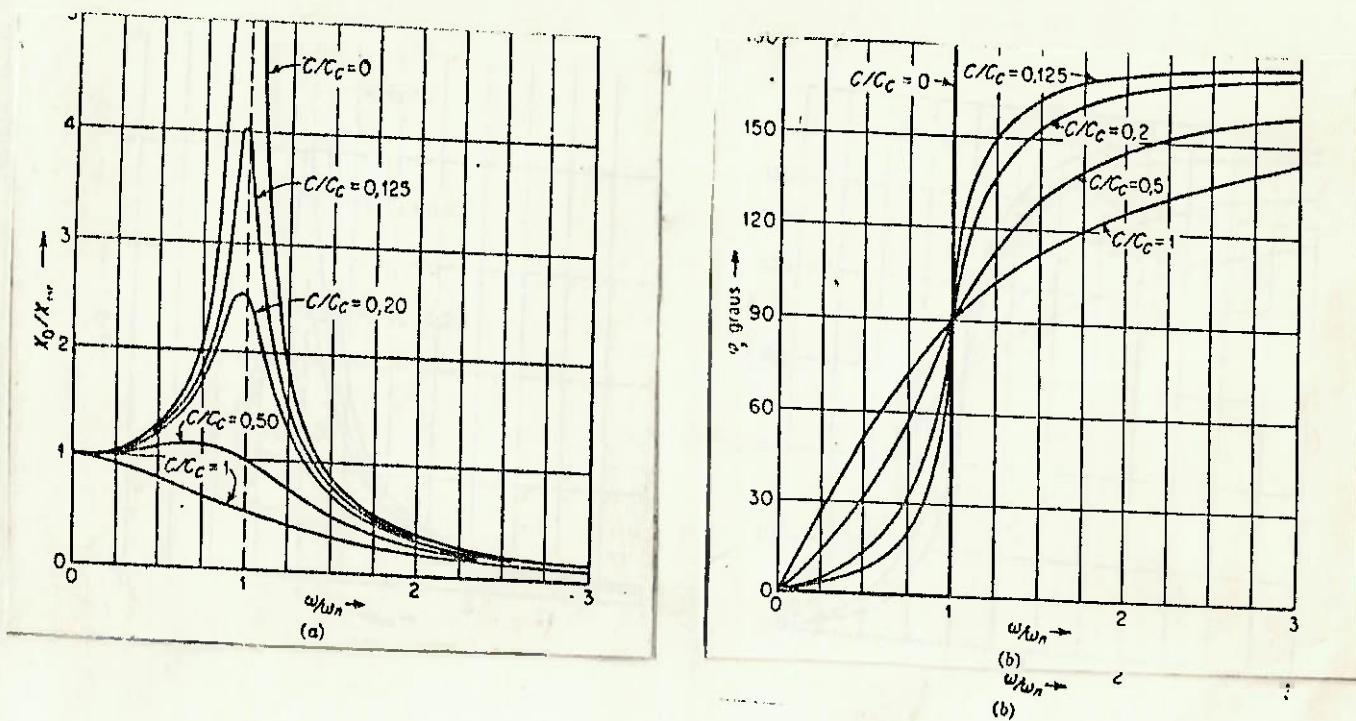


figura 8 - variação da amplitude e do ângulo de fase em função da variação da amplitude w

A força transmitida para a fundação do sistema é dado por:

$$FT = c \cdot x + k \cdot x$$

Onde FT é dado por:

$$FT = \sqrt{\frac{1 + (2 \cdot f \cdot w / \omega_n)^2}{[1 - (w / \omega_n)^2]^2 + (2 \cdot f \cdot w / \omega_n)^2}} \cdot F_0 \cdot \sin(w \cdot t + \Phi)$$

$$\Phi = \tan^{-1} \frac{2 \cdot f \cdot (w / \omega_n)^3}{1 - (w / \omega_n)^2 + (2 \cdot f \cdot w / \omega_n)^2}$$

Esses tópicos são os principais pontos da teoria das vibrações. Para sistemas com mais de um grau de liberdade, a forma de se analisar e equacionar o problema é similar a que apresentamos (mas é claro que com as adaptações necessárias para o sistema em questão), mas com um número bem maior de equações.

Além desses tipos de vibrações, existem também a vibração não-linear, possuindo algumas diferenças na teoria, mas que não serão tratadas aqui, pois não são necessárias para o desenvolvimento deste trabalho.

### 3 - TEORIA DOS CHOQUES

Choques (ou impactos) são casos especiais de aplicações de forças em um sistema. A característica principal do choque é a geração de uma força de amplitude bastante alta nos pontos de contato dos dois corpos que se chocam, em um tempo relativamente curto. Iremos considerar aqui apenas o caso de choques entre corpos rígidos.

Sabe-se que para choques entre corpos rígidos, a velocidade relativa entre os dois corpos após o choque possui uma relação constante com a velocidade relativa dos corpos antes do impacto. O valor dessa relação constante é definido como coeficiente de restituição  $K_r$ .

Designando de  $u_0, v_0$  as velocidades dos dois corpos antes do impacto e de  $u_1, v_1$  as velocidades após o choque, teremos:

$$u_1 - v_1 = K_r \cdot (u_0 - v_0)$$

Se chamarmos as massas de  $m_u, m_v$ , teremos pela lei da conservação da quantidade de movimento que:

$$m_u \cdot u_1 + m_v \cdot v_1 = m_u \cdot u_0 + m_v \cdot v_0$$

A solução para essas duas equações é dada por:

$$\dot{u}_1 = \frac{(mu \cdot \dot{u}_0 + mv \cdot \dot{v}_0) - Kr \cdot mv \cdot (\dot{u}_0 - \dot{v}_0)}{m\dot{u} + m\dot{v}}$$

$$v_1 = \frac{(mu \cdot \dot{u}_0 + mv \cdot \dot{v}_0) + Kr \cdot mu \cdot (\dot{u}_0 - \dot{v}_0)}{mu + mv}$$

Essas são as velocidades dos corpos após o impacto. Esse método será usado para calcular as velocidades da fundação e da bigorna após o choque, afim de analisar a vibração do sistema onde propõe-se a aplicação de um amortecedor ativo.

O valor do coeficiente de restituição depende das propriedades dos corpos que se chocam, e geralmente existem tabelas que apresentam esses valores obtidos experimentalmente. Em forjamento, medições indicam que o coeficiente de restituição oscila entre 0,2 e 0,5.

Na figura 9 mostramos as principais formas de choque em função da aceleração:

a- impulso ; b- degrau ; c- aceleração em meio seno ;  
d- decaimento senoidal ; e- complexo

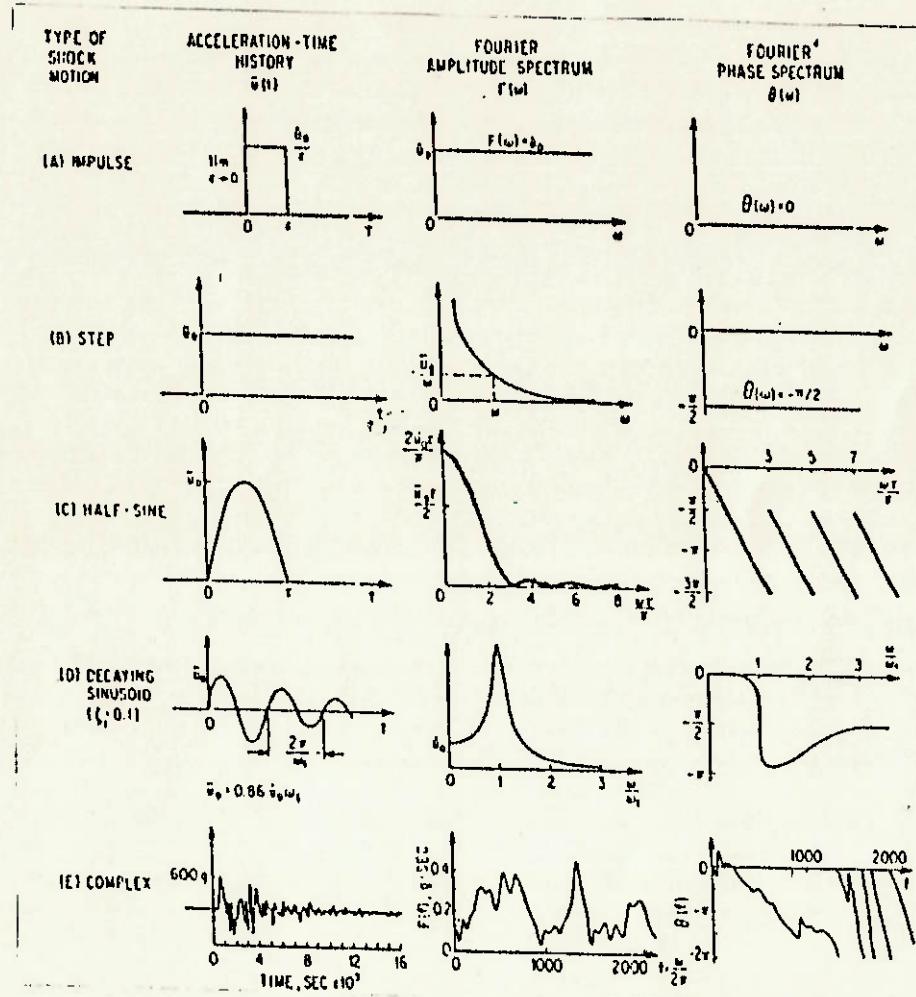


figura 9 - formas de choque através da aceleração

#### 4 - ISOLAMENTO DE VIBRAÇÕES DEVIDO A CHOQUES

Neste tópico serão tratadas as formas de isolar o choque que é transmitido da máquina para a fundação. Será considerado que o equipamento é um corpo rígido. Nesse caso temos dois casos de isoladores a serem examinados:

- 1 - A fundação é considerada um corpo rígido;
- 2 - A fundação não é considerada um corpo rígido. Nesse caso ela possui uma certa deformação, que pode ser modelada como um sistema massa-mola-amortecedor.

Nos dois casos, o que nos interessa é a força transmitida da máquina para o sistema que suporta a estrutura da máquina. Assim sendo, quando a fundação é considerada um corpo rígido, o que nos interessa é a força transmitida da mola-amortecedor para a fundação. Quando a fundação não é um corpo rígido, devemos dividir o problema em duas etapas: a primeira é avaliar a força que é transmitida do sistema massa-mola-amortecedor (onde a massa é a do equipamento) para a fundação; a segunda é considerar apenas o sistema seguinte, ou seja, massa-mola-amortecedor (onde a massa é a da fundação) e avaliarmos a força que é transmitida ao solo. Isso pode ser feito quando a velocidade e o deslocamento da fundação podem ser considerados desprezíveis se comparados com a velocidade e deslocamento do equipamento. Nesse caso devemos tomar cuidado com a

resolução do problema, pois o sistema como um todo é um sistema de dois graus de liberdade.

A figura 10 contém a forma da curva de variação da aceleração e da velocidade ao longo do tempo, para dois tipos de choques.

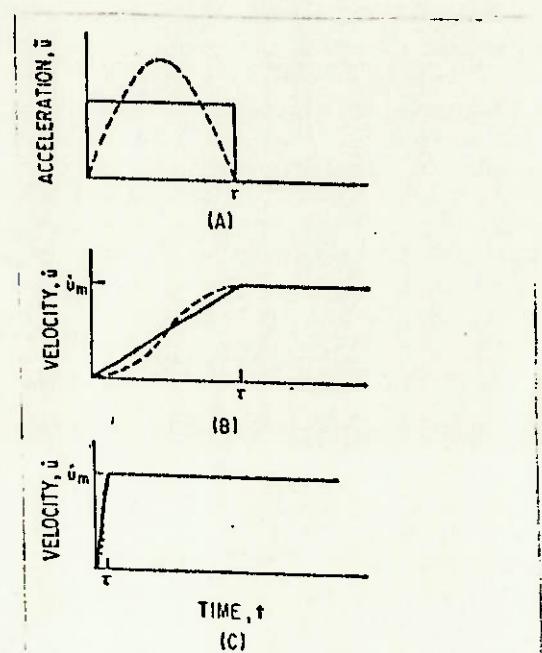


figura 10 - (a) curva de aceleração para pulso de aceleração retangular (linha cheia) e pulso de aceleração meio-seno (linha pontilhada)  
(b) e (c) curvas de velocidade para os respectivos pulsos de aceleração

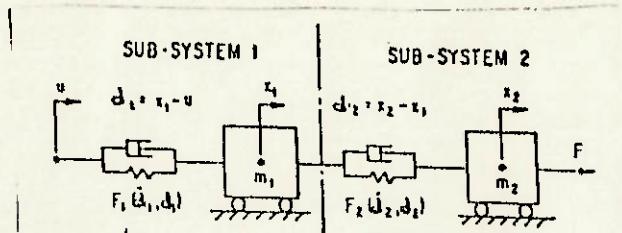


figura 11 - modelo de isolamento entre fundação e equipamento

A curva ideal para a velocidade seria uma curva descontínua onde a velocidade varia de zero para um instantaneamente.

A figura 11 ilustra um modelo de um sistema de isolamento entre a fundação e o equipamento. O sistema 2 representa o equipamento (massa  $m_2$ ), montado sobre o isolador de choque, e o sub-sistema 1 representa a fundação (massa  $m_1$ ) com a sua rigidez representada pela mola-amortecedor do lado esquerdo, onde  $\dot{u}$  é a velocidade sofrida pela fundação.

Considerando como condições iniciais  $d_1=d_2=0$  e  $\dot{d}_1=\dot{d}_2=0$ ; e que a força  $F$  aplica um impulso  $J$  em  $m_2$ .

Em muitas aplicações o deslocamento da fundação  $x_1$  ( $=d_1$ ) é muito pequeno quando comparado com o deslocamento do equipamento  $x_2$ , assim sendo a aceleração do equipamento  $\ddot{x}_2$  é muito próxima da aceleração  $\ddot{d}_2$ , onde

$\ddot{x}_2 = \ddot{d}_2 + \ddot{x}_1$ . Com essa simplificação e separando o problema em dois sistemas com um grau de liberdade, teremos para o equipamento a seguinte equação:

$$\ddot{d}_2 + 2f_2 \cdot w_{n2} \cdot \dot{d}_2 + w_{n2}^2 \cdot d_2 = 0$$

onde  $w_{n2}^2 = k_2/m_2$  e  $f_2 = c_2/(2m_2 \cdot w_{n2})$ . As condições iniciais são  $d_2 = 0$ ,  $\dot{d}_2 = \dot{u}_m = J/m_2$  quando  $t=0$ . A solução é mostrada graficamente nas figuras 12 e 13. Na figura 12 o adimensional  $\ddot{x}_{2m}/(\dot{u}_m \cdot w_n)$  está plotado em função do amortecimento  $f$ . Observamos que para baixo valor do amortecimento temos um valor reduzido da aceleração máxima. Quando  $f > 0,25$ , a aceleração máxima cresce rapidamente.

Na figura 13, o adimensional  $\ddot{x}_{2m} \cdot d_m / \dot{u}_m^2$  também é plotado em função de  $f$ , verificamos que quando  $f$  está próximo de 0,4 o parâmetro adimensional obtém o seu valor mínimo igual a 0,52, que é muito próximo do valor teórico de 0,5.

A equação diferencial para o deslocamento da fundação é dada por:

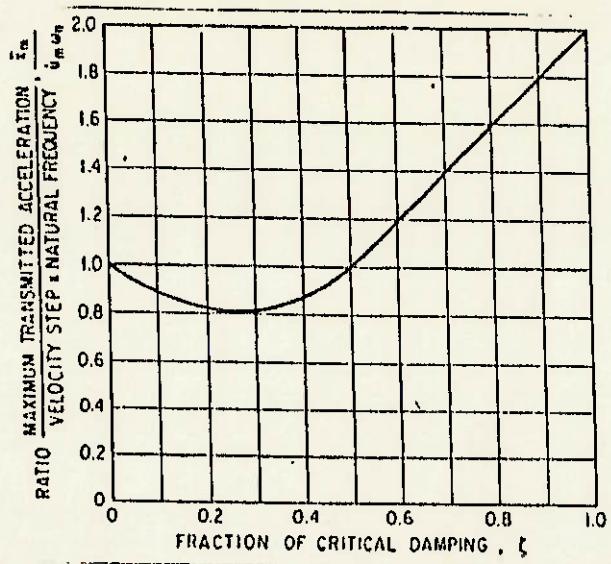


Figura 12

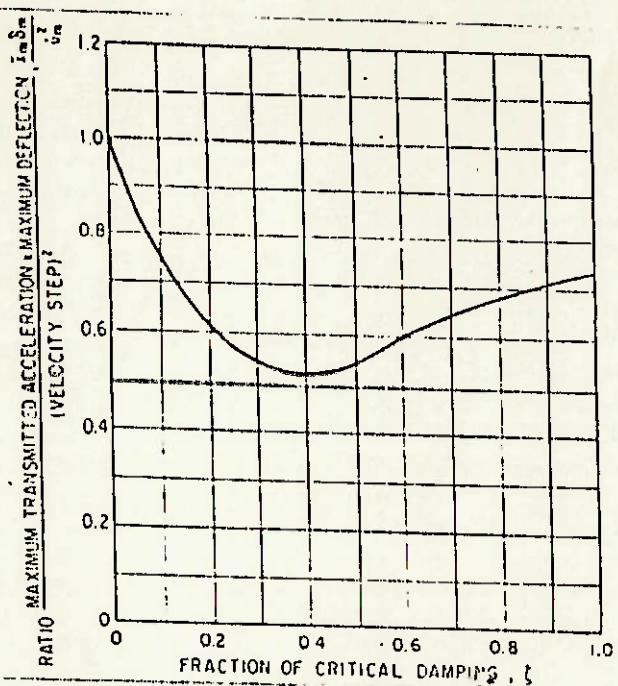


Figura 13

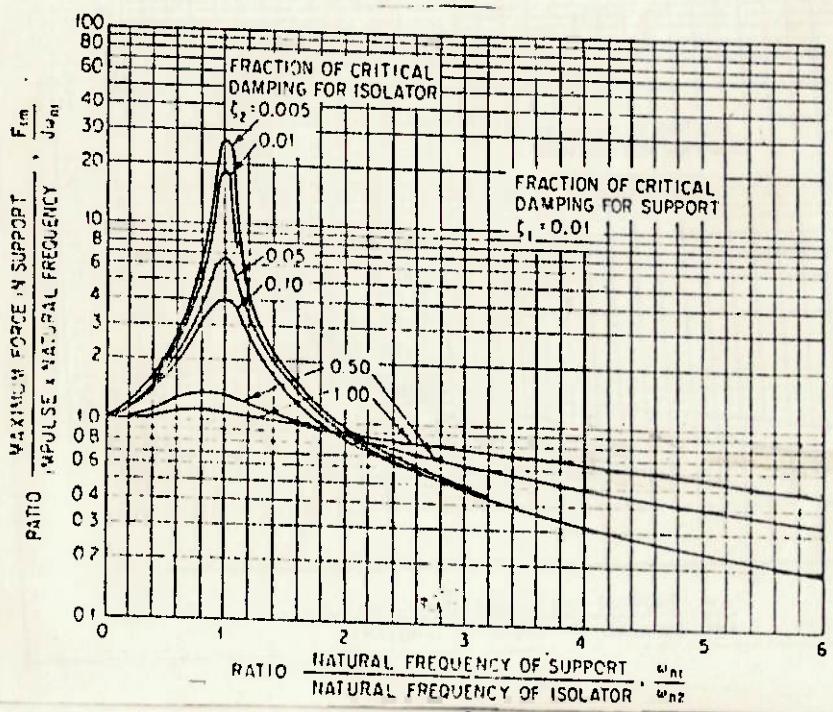


Figura 14

$$\ddot{d}_1 + 2f_1.w_{n1}.d_1 + w_{n1}^2.d_1 = -(m_2/m_1).x_2$$

onde:  $w_{n1}^2 = k_1/m_1$  e  $f_1 = c_1/(2m_1.w_{n1})$ . As condições iniciais são  $d_1 = 0$ ;  $\dot{d}_1 = 0$ .

## 5-MÁQUINAS DE IMPACTO

Um ponto importante no projeto de um amortecedor ativo é a definição do que vem a ser uma máquina de impacto. No projeto de fundações de máquinas costuma-se adotar a seguinte classificação:

**MÁQUINAS DE IMPACTO:** Pertencem a este grupo os martelos de forja e determinados tipos de prensa. A rigor não se pode definir para esta categoria de equipamentos uma frequência de operação. Geralmente tais máquinas são montadas sobre blocos maciços de fundação.

**MÁQUINAS COM FREQUÊNCIA DE OPERAÇÃO MUITO BAIXA:** Por frequência de operação ( $f_o$ ) muito baixa consideram-se valores inferiores a 1Hz. Neste grupo encontram-se as máquinas de indústria de papel. Assentam-se sobre fundações do tipo radier.

MÁQUINAS COM FREQUÊNCIA DE OPERAÇÃO BAIXA: Por frequência de operação ( $f_o$ ) baixa consideram-se valores entre 1Hz e 10Hz. Neste grupo encontram-se os grandes motores alternativos. Assentam-se sobre blocos simples ou fundações mais complexas.

MÁQUINAS COM FREQUÊNCIA DE OPERAÇÃO MÉDIA: Por frequência de operação ( $f_o$ ) média consideram-se valores na faixa de 10Hz a 25Hz. Neste grupo encontram-se os motores alternativos de porte médio. Recomendam-se fundações em bloco rígido sobre aparelhos de apoio.

MÁQUINAS COM FREQUÊNCIA DE OPERAÇÃO ALTA: Por frequência de operação ( $f_o$ ) alta consideram-se valores maiores que 25Hz. Neste grupo encontram-se as turbinas e compressores. Recomendam-se fundações aporticadas ou uma laje suportada por aparelhos de apoio.

Esta classificação é feita tomando por base a frequência de operação das máquinas.

Com base nela, restringe-se este trabalho ao primeiro tipo, as máquinas de impacto, onde não é definida uma frequência de operação. A excitação destes equipamentos sobre suas fundações caracteriza-se basicamente por um choque segundo os modelos expostos.

Nos desenvolvimentos teóricos tomaremos como máquina típica um martelo de forja.

## 6 - AMORTECEDOR ATIVO

Conforme estabelecido na introdução deste trabalho, a função primordial de um amortecedor ativo é reduzir a níveis mínimos a vibração gerada pelas máquinas de impacto.

A razão de se considerar um amortecedor ativo no lugar dos métodos clássicos de isolamento de vibrações, reside no fato da capacidade adaptativa de um dispositivo como o proposto.

A rigor não há constância na aplicação destas máquinas de impacto. A modificação do tipo de peça a ser forjada, por exemplo, já é suficiente para alterar o balanço de energia do processo. Por outro lado, o desconhecimento dos parâmetros envolvidos no impacto provoca superdimensionamento ou mesmo subdimensionamento das fundações destas máquinas. Neste ponto começam a aparecer os defeitos indesejáveis das vibrações geradas.

Um amortecedor ativo teria capacidade de regular a sua ação, basicamente variando o coeficiente de amortecimento, a partir de dados coletados quando do impacto e de outros referentes a dados construtivos da máquina.

Com a capacidade acima citada, o dimensionamento da fundação consistiria em determinar a massa necessária para que a energia do choque seja transmitida, ao máximo, para a peça a ser trabalhada.

A maioria dos trabalhos publicados nesta área, considera apenas aplicações automotivas para os amortecedores ativos. No caso considerado neste trabalho além de se tratarem de excitações bastante distintas, a energia mecânica envolvida é muitas vezes superior ao encontrado na aplicação automotiva.

De maneira resumida tem-se dois esquemas básicos para amortecedor ativo. A principal diferença consiste em como é variado o coeficiente de amortecimento segundo uma determinada curva ou equação deduzida.

No primeiro caso uma válvula proporcional, eletricamente atuada, variaria continuamente a área de passagem entre as duas câmaras do amortecedor. Desta maneira poder-se-ia variar suavemente o valor do coeficiente de amortecimento.

Numa outra configuração, existiria uma série de orifícios de diferentes diâmetros, correspondendo a cada um destes uma válvula operada por solenóide, que admite apenas duas posições: Aberta ou fechada. Neste caso a variação do coeficiente de amortecimento seria discreta. Uma variante desta configuração possuiria orifícios de igual diâmetro, sendo as válvulas abertas, ou fechadas em

sequencia, com isto a regulagem do coeficiente de atrito também seria feita discretamente.

Com base nestes objetivos foi norteado o desenvolvimento deste trabalho.

## 7 - TEORIA E SOLUÇÃO PROPOSTA

Após pesquisa bibliográfica foi concluído que inicialmente seria necessário compreender e obter mais dados acerca do comportamento de uma máquina de impacto.

O objetivo desta primeira etapa era desenvolver um modelo físico e matemático para um caso típico de máquina de impacto. Além de fornecer dados sobre o comportamento da máquina, este modelo teria aplicação na simulação do modelo a ser desenvolvido para o amortecedor ativo. Neste trabalho este modelo será chamado de: MODELO DA MÁQUINA.

Como já fora mencionado, foi eleito como máquina típica o martelo de forja. O modelo aqui considerado é composto por um martinete, por um pórtico que o sustenta e pela bigorna. Anexa à máquina está a fundação, aqui modelada como um bloco totalmente rígido, separado do resto da estrutura da instalação. Como característica construtiva, existe o fato do pórtico ser independente da bigorna, isto é, estes dois elementos não formam uma mesma peça.

Este não é absolutamente um modelo genérico, até mesmo quando se consideram os martelos de forja apenas. Este tipo de máquina apresenta dois tipos básicos de configuração. O primeiro é similar ao acima descrito. Já no segundo tipo, pórtico e bigorna formam um conjunto único. O objetivo desta segunda configuração é trazer melhor precisão ao processo de forjamento, embora limite a energia máxima disponível no choque.

Existem também outras diferenças entre as construções. Quanto ao martinete, este pode ser solto em queda livre sobre a bigorna, ou sofrer a ação de um impulso inicial, fornecido por um sistema de ar comprimido, por exemplo. No modelo aqui considerado o martinete consiste numa massa rígida que pode ser animada ou não por uma velocidade inicial.

Já no que se refere a fundação tem-se também uma variada gama de possibilidades. Para o tipo de máquina considerada temos basicamente dois tipos de fundação. O primeiro tipo consiste num bloco de concreto apoiado diretamente no solo. No segundo tipo a fundação continua sendo um bloco, desta vez montados sobre molas e coxins, sendo tais elementos instalados numa vala de concreto assentada sobre o solo.

A bigorna é modelada como um corpo rígido. Esta hipótese também é adotada em outros trabalhos [1], e é considerada válida uma vez que as deformações experimentadas pela bigorna, martinetes e fundação são desprezíveis se comparadas àquelas sofridas pelo coxim e pelo solo.

O coxim, elemento localizado entre bigorna e fundação é modelado como um par mola amortecedor, tendo massa desprezível se comparada a dos outros elementos. O comportamento do solo também é modelado da mesma forma. Esta última consideração também está de acordo com o que foi pesquisado na bibliografia [1].

Este é um modelo bastante simplificado para uma máquina como um martelo de forja. Mas, permitirá uma primeira aproximação no desenvolvimento do amortecedor ativo. Com este modelo será possível avaliar os esforços transmitidos da bigorna para a fundação e desta para o solo.

#### 7.1 - MODELAGEM DO IMPACTO.

No momento do impacto o martinetes transfere parte de sua energia para a bigorna e uma outra parte para a peça sendo forjada. Num modelo mais preciso ainda seria necessário considerar ricochete do martinetes.

Como modelo para o impacto, foi estabelecido que a fração da energia mecânica transferida para a bigorna é transmitida conforme um pulso retangular de duração  $T_p$ . A intensidade,  $I_p$ , deste pulso é tal que o produto  $T_p \cdot I_p$  é igual a energia transferida para a bigorna.

Para durações muito pequenas do pulso,  $T_p/T < 0,1$  (onde  $T$  é inverso da frequência natural do sistema), a resposta do sistema aproxima-se daquela onde se considera um pulso de duração infinitesimal. Num martelo de forja convencional a frequência natural é de no máximo 10Hz enquanto os tempos de impacto são menores que 0,01s, logo esta aproximação é válida, ao menos neste modelo inicial.

Com esta hipótese considera-se que a excitação do movimento da bigorna é um valor de velocidade inicial, obtido de acordo com a teoria de choques entre corpos rígidos [6].

Para o cálculo da velocidade inicial da bigorna,  $V_{obig}$ , impõe-se a conservação da quantidade de movimento no instante do impacto:

$$M_m V_{om} = M_m V_m + M_b V_{obig} \quad (7.1)$$

onde:

$M_m$  = Massa do Martinete

$V_{om}$  = Velocidade do martinete antes do choque

$V_m$  = Velocidade do martinete após o choque

$M_b$  = Massa da bigorna

Sabe-se também que a velocidade relativa entre dois corpos após o choque é proporcional à velocidade relativa antes do choque. A relação entre as duas é conhecida como coeficiente de restituição,  $K_r$ .

$$K_r = \frac{V_m + V_{obig}}{V_{om}} \quad (7.2)$$

Das equações 7.1 e 7.2 obtém-se:

$$V_{obig} = \frac{(1 + K_r) M_m}{M_m + M_b} V_{om} \quad (7.3)$$

O valor de  $K_r$  depende de diversos fatores, principalmente aqueles ligados ao processo de forjamento. Especialmente, valores de  $K_r$  próximos da unidade significam que praticamente toda energia do martineti foi transferida à bigorna. Já valores próximos de zero indicam que pouca energia foi transferida do martelo para o movimento da bigorna. Em forjamento, medições indicam que o coeficiente de restituição gira entre 0,2 e 0,5.

Mais uma consideração a ser feita, diz respeito a direção do impacto, isto é, se o impacto é centrado ou não. Na hipótese de impacto centrado e movimento plano são necessários apenas os graus de liberdade referentes às translações no plano de movimento. Caso adote-se impacto não centrado são necessários até seis graus de liberdade para cada massa tomada individualmente.

## 7.2 - Modelo Matemático

Adotou-se como modelo para um martelo de forja, um sistema massa-mola-amortecedor com dois graus de liberdade.

Para um sistema deste tipo tem-se a seguinte equação de movimento:

$$\underline{M} \ddot{\underline{x}} + \underline{C} \dot{\underline{x}} + \underline{K} \underline{x} = 0 \quad (7.4)$$

Onde:

$\underline{M}$  = Matriz de massa

$\underline{C}$  = Matriz de amortecimento

$\underline{K}$  = Matriz de rigidez

$\underline{x}$  = Vetor dos deslocamentos

$\dot{\underline{x}}$  = Primeira derivada do vetor de deslocamentos

$\ddot{\underline{x}}$  = Segunda derivada do vetor de deslocamentos

$$\underline{M} = \begin{bmatrix} M_b & 0 \\ 0 & M_f \end{bmatrix} \quad \underline{K} = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & k_1+k_2 \end{bmatrix} \quad \underline{C} = \begin{bmatrix} C_1 & -C_1 \\ -C_1 & C_1+C_2 \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

$$\underline{x} = \begin{bmatrix} x_b \\ x_f \end{bmatrix} \quad (7.6)$$

A solução deste sistema de equações diferenciais é expressa como a soma das soluções particulares do movimento da bigorna e da fundação. Para o movimento não amortecido:

$$\begin{bmatrix} x_b(t) \\ x_f(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{b1} \\ x_{f1} \end{bmatrix} \operatorname{Sen}(w_1 \cdot t) + \begin{bmatrix} x_{b2} \\ x_{f2} \end{bmatrix} \operatorname{Sen}(w_2 \cdot t) \quad (7.7)$$

Onde as frequências  $w_1$  e  $w_2$  são dadas por: (7.8)

$$w_{1,2}^2 = 0,5 \cdot \left( \frac{K_{11}}{M_b} + \frac{K_{12}}{M_f} \right) - \sqrt{0,25 \cdot \left( \frac{K_{11}}{M_b} + \frac{K_{12}}{M_f} \right)^2 + \frac{K_1 \cdot K_2}{M_f \cdot M_b}}$$

Modos de vibrar:

$$a_j = \frac{x_{bj}}{x_{fj}} = \frac{-K_{12}}{K_{11} - M_f \cdot w_j^2} = \frac{K_{11} - M_f \cdot w_j^2}{-K_{12}} \quad (7.9)$$

Condições iniciais:

$$x_b(0) = 0 \quad x_f(0) = 0 \quad (7.10)$$

$$\dot{x}_b(0) = v_{obig} \quad \dot{x}_f(0) = 0$$

Das equações anteriores:

$$\begin{aligned} x_{b1} &= \frac{v_{obig}}{w_1} \frac{\frac{w_1^2 - w_a^2}{w_2^2 - w_a^2}}{.} & x_{b2} &= \frac{v_{obig}}{w_2} \frac{\frac{w_a^2 - w_1^2}{w_2^2 - w_a^2}}{.} \\ x_{f1} &= x_{b1} \left( 1 - \frac{w_1^2}{w_a^2} \right) & x_{f2} &= -x_{f1} \cdot \frac{w_1}{w_a} \end{aligned} \quad (7.11)$$

$$\text{onde } w_a = \sqrt{K_1/M_b}$$

De maneira a desacoplar as equações diferenciais foi adotada a hipótese de amortecimento modal:

$$f_j = \frac{\Phi_j^T C \Phi_j}{2 w_j M_{jj}} \quad (7.12)$$

Onde:

$\Phi$  = Matrix modal

$\Phi^T$  = Matrix modal transposta

$w_j$  = Frequência natural do modo j

M = Matriz de massa generalizada:  $\Phi_j^T M \Phi_j$

Para o sistema amortecido tem-se a resposta:

$$\begin{bmatrix} x_b(t) \\ x_f(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{b1} \\ x_{f1} \end{bmatrix} e^{-f_1 w_1 t} \sin(w_{d1} \cdot t) + \begin{bmatrix} x_{b2} \\ x_{f2} \end{bmatrix} e^{-f_2 w_2 t} \sin(w_{d2} \cdot t) \quad (7.13)$$

$$\text{sendo: } w_{dj} = w_j \sqrt{1 - f_j^2}$$

A partir dos valores de  $x_b$  e  $x_f$  é possível calcular os valores da força transmitida entre a bigorna e a fundação e da fundação para o solo.

### 7.3 - Modelagem do Amortecedor Ativo.

Com base nos resultados obtidos a partir da simulação do modelo do martelo de forja foi proposta uma aproximação para o comportamento do amortecedor ativo.

Uma maneira de reduzir os efeitos de vibração é fazer com que a força transmitida para o solo seja mantida num valor constante e que seja lentamente aliviada evitando assim a oscilação. Assim o problema de dimensionamento da fundação passa a ser estático. O outro efeito a ser considerado é a diminuição da intensidade da força transmitida a valores inferiores aos observados nos sistemas com amortecimento passivo.

Seja o sistema genérico:

$$M\ddot{x} + c\dot{x} + kx = I(t)$$

M = Massa

C = Coeficiente de amortecimento

k = Rígidez

I(t) = Excitação impulsiva.

x = coordenada

A solução homogênea,  $X_h$ , é da seguinte forma:

$$X_h = A e^{-f w t} \sin(w_d t) + B e^{-f w t} \cos(w_d t) \quad (7.14)$$

f = Fator de amortecimento

w<sub>d</sub> = Frequência natural amortecida

w = Frequência natural

B = 0 pois x(0) = 0

Derivando  $X_h$ , obtem-se

$$X_h = -A w e^{-f w t} \sin(w_d t) + A w d e^{-f w t} \cos(w_d t) \quad (7.15)$$

Para t = 0,  $X_h = I/M$

$$\text{Logo: } A = \frac{I}{m w_d}$$

Assim

$$X_h = \frac{I}{m w_d} e^{-f w t} \sin(w_d t) \quad (7.16)$$

A força transmitida,  $F_t$ , é dada por:

$$F_t = \frac{K_I}{M w_d} e^{-f w t} \sin(w_d t) - \frac{c I}{m w_d} e^{-f w t} \sin(w_d t) + \frac{c I}{m} e^{-f w t} \cos(w_d t) \quad (7.17)$$

$$F_t = \frac{I}{M w_d} (k - c w) e^{-f w t} \sin(w_d t) + \frac{c I}{m} e^{-f w t} \cos(w_d t) \quad (7.18)$$

Para obtenção do valor mínimo da força transmitida é feita a primeira derivada de 7.18. Após procedimentos algébricos obtem-se a seguinte relação:

$$\operatorname{Tan}(w_d) = \frac{K - 2c f w}{\sqrt{\frac{(K - c w)^2 + cw_d^2}{1 - f^2}}} \quad (7.19)$$

Desenvolvendo e aplicando relações de trigonometria.

$$\operatorname{Sen}(w_d) = \frac{K - 2c f w}{\sqrt{\frac{(K - c w)^2 + cw_d^2}{1 - f^2} + (k - 2c f w)^2}} \quad (7.20)$$

Substituindo este valor na expressão da força transmitida e lembrando que  $c = f^2 k/m$  obtem-se:

$$\frac{F_t m w}{I \cdot k} = \frac{(1 - 2f^2)}{\sqrt{1 - f^2}} e^{-fwt} \operatorname{Sen}(w_d t) + 2f e^{-fwt} \operatorname{Cos}(w_d t) \quad (7.21)$$

A outra condição diz respeito à força constante.

$$F_t = A = -m \ddot{x}$$

$$\ddot{x} = -A/m \quad (7.22)$$

$$\dot{x} = -(A/m)t + I/m \quad (7.23)$$

$$x = -(A/M) \frac{t^2}{2} + (I/m)t \quad (7.24)$$

Para a solução em regime da equação de movimento inicial:

$$c \dot{x} + k x = A \quad (7.25)$$

Substituindo 7.23 e 7.24 em 7.25, obtem-se a seguinte expressão para o coeficiente de atrito,  $c$ , em função do tempo:

$$c(t) = \frac{m A + w m A t^2/2 - m w^2 I t}{I - A t} \quad (7.26)$$

Resta agora determinar o valor da constante  $A$ .

Igualando o numerador de 7.26 a zero, obtem-se:

$$t = \frac{wI}{A} - \sqrt{\frac{(wI)^2}{A} - 2} \quad (7.27)$$

Repetindo o mesmo processo para o denominador obtem-se:

$$t = I w/A \quad (7.28)$$

Substituindo 7.28 em 7.27 vem que:

$$A = wI \sqrt{2}/2 \quad (7.29)$$

Substituindo, agora, 7.29 em 7.26 obtem-se:

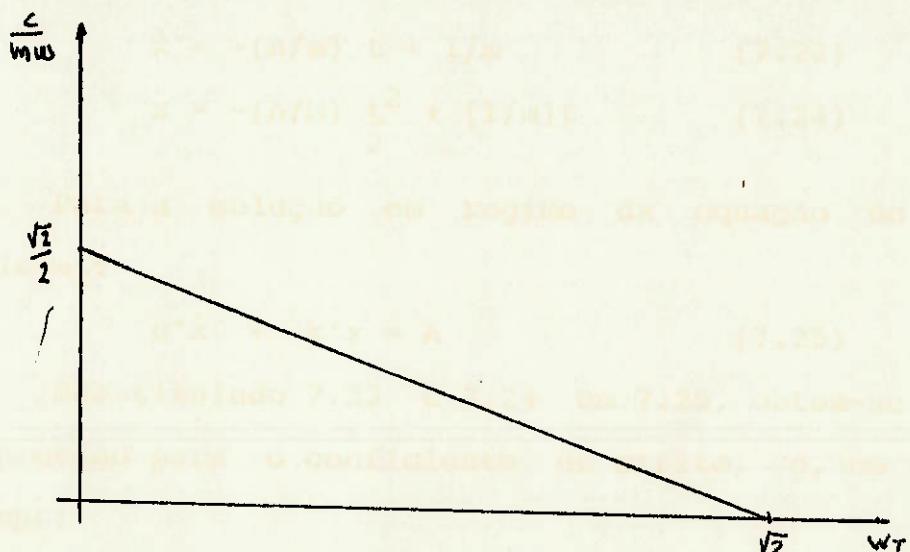
$$c(t) = \frac{mw(\sqrt{2}/2 + (wt)2\sqrt{2}/4 - wt)}{1 - w t \sqrt{2}/2} \quad (7.30)$$

Para  $wt > \sqrt{2}$  tem-se que o denominador será negativo.

Logo obtem-se:

$$\frac{c(t)}{mw} = \frac{\sqrt{2}}{2} \left(1 - w t \sqrt{\frac{2}{2}}\right) \quad (7.30)$$

A expressão 7.30 consiste na lei de variação do coeficiente de amortecimento em função do tempo quando se quer força transmitida constante e mínima. Plotando a equação acima obtem-se o seguinte gráfico:



Deste gráfico conclui-se que para  $wt = 2$  o fator de amortecimento se anula e a partir deste ponto esta lei deixa de ter sentido físico uma vez que não há coeficiente de amortecimento negativo.

Com esta lei de variação foi elaborado um programa de computador que simulava o comportamento de um sistema massa-mola-amortecedor, onde a excitação inicial era um impulso instantâneo. O resultado fornecido por este programa foi o valor da força transmitida.

## 8 - PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO

Foram elaborados dois programas de simulação. O primeiro (programa SimulMagIm.pas) serviu para estudar o comportamento de uma máquina de impacto conforme o modelo físico já explanado. A segunda rotina (VarDump.pas) simulou o comportamento de um sistema massa-mola-amortecedor submetido a lei de variação do coeficiente de amortecimento deduzida no item 7.

As duas rotinas foram desenvolvidas na linguagem PASCAL, e foi empregado o compilador TURBO PASCAL 5.5 da Borland. As listagens dos programas estão no anexo I deste trabalho.

### 8.1 - Programa "SimulMagIm.pas"

O programa "SimulMagIm.pas" consiste na implementação, em linguagem PASCAL, do modelo matemático descrito no item 7.2. Os valores de entrada são:

- Massas do martinete, bigorna e fundação
- Altura de queda e velocidade inicial do martinete
- Rígidez e amortecimento das interfaces
- Coeficiente de restituição

Como saídas tem-se gráficos ou arquivos contendo os seguintes dados:

- Deslocamentos da bigorna e do bloco de fundação
- Força transmitida da bigorna para o solo

A principal utilidade deste programa é permitir que se observe como varia o comportamento do sistema quando se modifica o amortecimento existente entre bigorna e fundação. Esta característica é fundamental na obtenção das curvas de amortecimento ótimo, que por sua vez são balizadoras da ação do amortecedor em questão.

#### 8.2 - Programa VarDump.pas

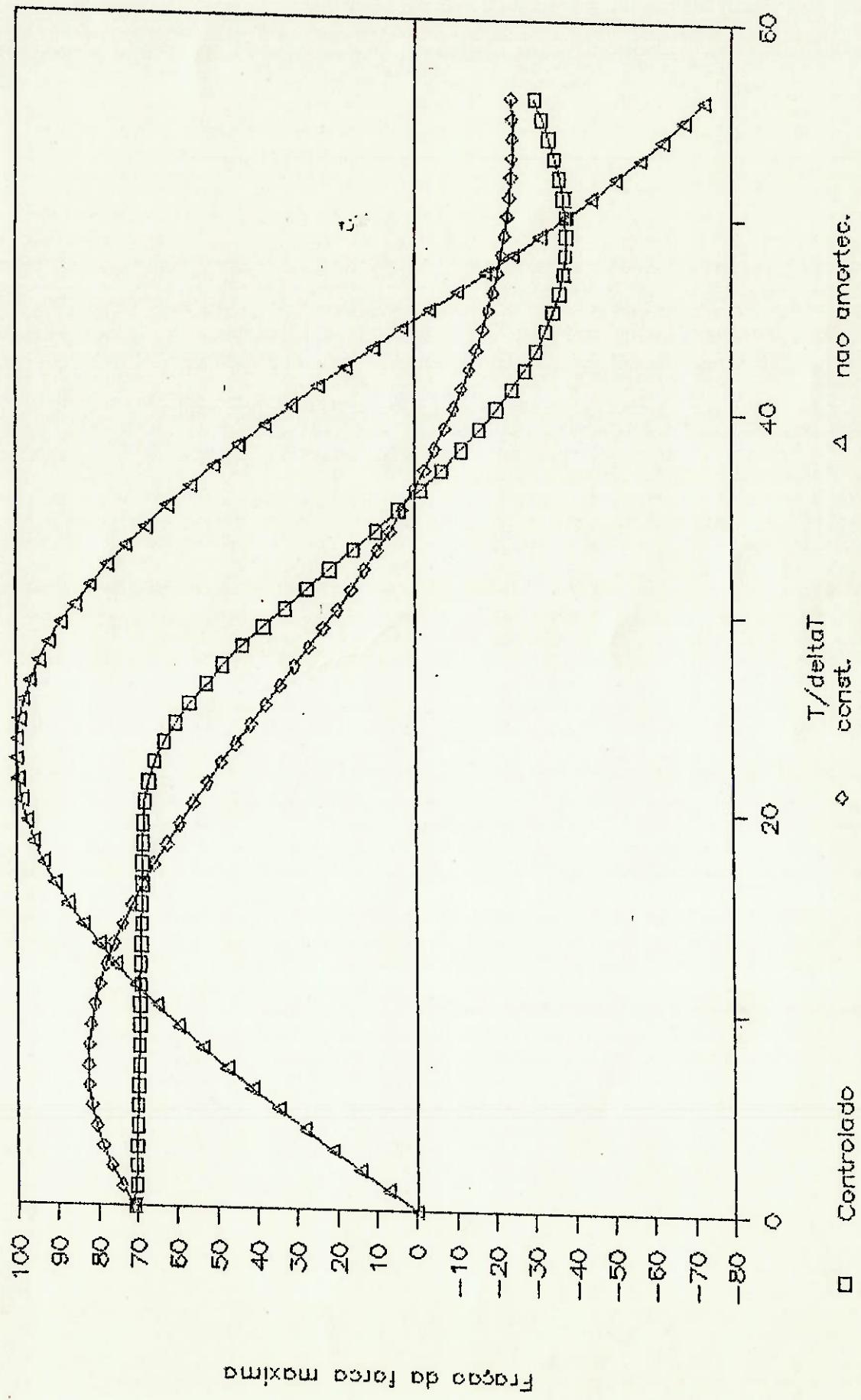
Esta rotina simula o movimento de um sistema massa mola amortecedor, onde o coeficiente do amortecimento é variado de acordo com a lei deduzida no capítulo 7.

Trata-se de um programa bastante simples cuja saída é a força transmitida pela massa. Estes valores são armazenados num arquivo para futuro interfaceamento com uma planilha.

#### 9 - ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos são sumarizados no gráfico anexo. Nele apresenta-se uma comparação entre os sistemas não-amortecido, com amortecimento fixo e com amortecimento controlado de acordo com a lei deduzida. A comparação é feita com base na máxima força transmitida quando não há amortecimento, assim na ordenada do gráfico estão valores em

# COMPARATIVO ENTRE AMORTECEDORES



porcentagem da força transmitida comparada com este valor máximo.

Qualitativamente, é possível verificar que realmente a força transmitida é mantida constante e em valores inferiores ao máximo possível para um sistema com estas características. A queda que ocorre a partir de determinado ponto é devida ao fato do coeficiente de amortecimento ser reduzido a zero, com a aplicação da lei deduzida previamente. A partir deste ponto, o sistema comporta-se como um sistema livre, sendo que o módulo da força máxima agora possível é igual àquele verificado no patamar do gráfico.

Em comparação com o sistema de amortecimento fixo (foi adotado um fator de amortecimento no valor de 0,707) o pico de força foi eliminado, mas se forem verificados os aspectos quantitativos, pode-se concluir que a melhoria no valor máximo da força transmitida não é tão significativa. Mesmo em comparação com o sistema não-amortecido este ganho não é tão significativo como era esperado.

A razão principal para este efeito é o fato das massas da fundação e da bigorna serem bastante elevadas. Caso fosse diminuído o valor de uma destas massas, o seu movimento de vibração teria maior amplitude e por conseguinte estaria retirando mais energia do choque. A objetivo de valores tão elevados para estas massas é aumentar a inércia global do sistema, que terá pouco movimento e absorverá pouca energia.

Assim a maior parte da energia do choque será transmitida para a peça a ser forjada.

Logo, devido à características construtivas dos martelos de forja, não é possível melhorar muito o isolamento de vibrações com o emprego de um amortecedor ativo. Em comparação com os dispositivos clássicamente empregados, a melhoria apresentada é muito pequena e as desvantagens se acentuam quando comparamos custos e robustez dos equipamentos.

Por mais sólida que seja a construção adotada para o amortecedor ativo, a presença das válvulas e do circuito eletrônico torna este equipamento mais frágil e menos robusto que seus congêneres passivos.

Como uma tentativa de uso prático do método desenvolvido para variação do amortecimento, poder-se-ia considerar a ação repetida do método proposto. Assim a resposta do sistema teria (usando gráficos similares ao construído) um formato semelhante a uma escada. Como desvantagem desta solução estaria o tempo necessário para atenuar o efeito global do impacto. No caso de impactos repetidos esta aproximação realmente não seria eficiente.

Como maneira de continuar agindo sobre o coeficiente de amortecimento, foi proposta que após atingir o valor zero, o coeficiente de amortecimento fosse aumentado continuamente.

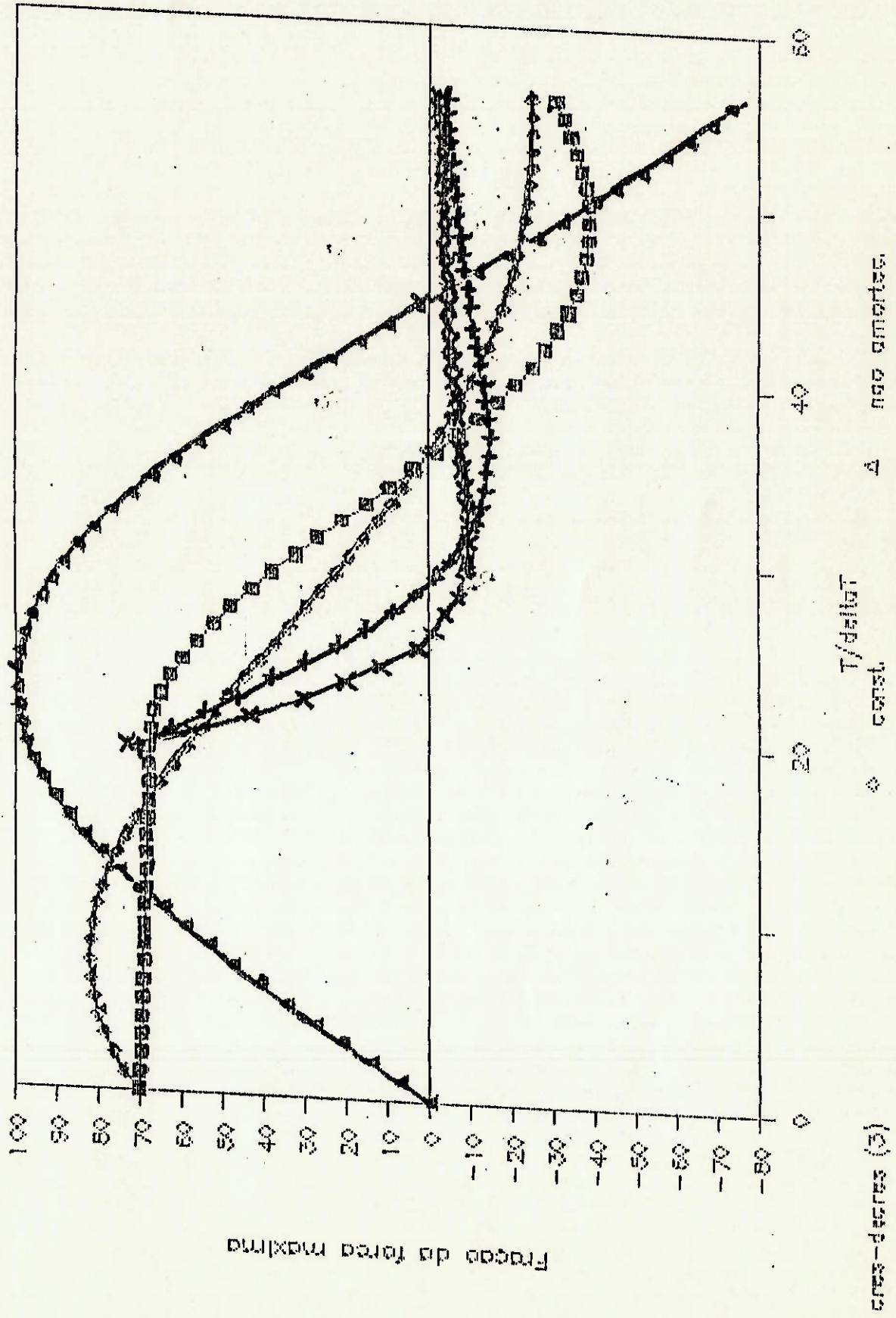
Foram testadas três possibilidades de crescimento do coeficiente de amortecimento, todas elas baseadas na equação deduzida, sendo que neste caso tinha-se uma curva descendente. Na primeira possibilidade a taxa de aumento do amortecimento foi igual a de decréscimo, alterado apenas o sinal. No segundo caso foi adotado um valor três vezes maior que o primeiro e no terceiro caso um valor cinco vezes maior.

O objetivo destas estratégias de variação do coeficiente de amortecimento foi eliminar a força transmitida com o mínimo de oscilação. Fisicamente, a partir dos gráficos de força transmitida, deduz-se que não é possível diminuir gradativamente a força transmitida sem que esta mude de sinal.

No gráfico anexo é possível observar que o aumento inicial do coeficiente de amortecimento produz um pico na curva da força transmitida. Em seguida há um decréscimo rápido na força transmitida e ocorre a mudança de sinal. Por fim, a força transmitida tende assintoticamente para zero.

Verifica-se que o aumento na razão de acréscimo do coeficiente de amortecimento produz uma rápida diminuição no valor de força transmitida (curvas + e x) quando comparado com o observado para uma razão de acréscimo igual a de decréscimo (curva ■).

# COMPARATIVO ENTRE AMORTECEDORES



Ainda poder-se-ia citar a proposição de leis de controle diferentes. Mas, como já foi mencionado, as características básicas do processo produtivo a que estas máquinas se destinam condicionam a um projeto de máquina e fundação que exige grandes massas e, por conseguinte, com grande transmissão de força.

#### 10 - CONCLUSÕES

Com base na análise feita anteriormente conclui-se que o emprego de um amortecedor ativo nesta categoria de máquinas representa uma melhora muito pouco significativa no quesito isolamento de vibrações geradas por um choque.

A análise inicial, tendo como base apenas o comportamento de uma máquina de forjamento, levava a crer que um amortecedor ativo poderia melhorar substancialmente o isolamento de vibrações e otimizaria o projeto das fundações. Esta conclusão mostrou-se errônea quando foi aplicada a lei de controle deduzida. O erro principal, como já apontado, foi não considerar que, para que haja a conformação da peça é necessário que a fundação não se move, nem a bigorna. Do contrário, a energia destinada a deformação plástica da peça de trabalho seria transferida para o movimento da bigorna e da fundação. Não existindo movimento com certa amplitude, o emprego de um amortecedor (lembrando de sua relação construtiva básica) passa a ser limitado, não compensando o uso de um dispositivo ativo,

apesar de suas características de adaptabilidade e variação  
de atuação.

## 11 - BIBLIOGRAFIA

- [1] - ALMEIDA NETO, E. S. "Introdução à análise dinâmica de fundações de máquinas", Dissertação de mestrado apresentada no departamento de engenharia e funfações da EPUSP., São Paulo, 1989.
- [2] - ARNOLD, V.I. "Métodos matemáticos da mecânica clássica", Ed. MIR, Moscou, 1987.
- [3] - BLEVINS, R.D. "Formulas for Natural frequency and mode shape", Robert E. Krieger, 1984.
- [4] - DEN HARTOG, J.P. "Mechanical Vibrations", McGraw Hill, Nova Iorque, 1956.
- [5] - HARRIS, C.M.; CREDE, C.E. "Shock and Vibration Handbook", McGraw Hill, Nova Iorque, 1976.
- [6] - LANDAU, L.; LIFCHITZ, E. "Mécanique", Physique Théorique, Tome I, Éditions Mir, Moscou, 1966
- [7] - MEIROVITCH, L. "Elements of Vibration Analysis", McGraw-Hill, Nova Iorque, 1975.
- [8] - TARG, S. "Eléments de mecanique Rationnelle", Éditions Mir, Moscou, 1966.
- [9] - Von KARMAN, T.; BIOT, M. "Mathematical Methods in Engineering", McGraw-Hill, New York, 1940.
- [10] - , "Turbo Pascal 5.5 - Reference Manual", Borland International, Scotts Valley - CA, 1989
- [11] - , "Turbo Pascal 5.5 - User's Guide", Borland International, Scotts Valley - CA, 1989

**ANEXO I**

```

(* Programa SimulaMaqIm
(* A função deste programa é simular o
(* funcionamento de um amortecedor ativo
(* Autores: Marcelo Augusto Leal Alves
(*           Renato Pecoraro
(* PMC - 581   PROJETO MECÂNICO II
(*

program SimulaMaqIm;
uses crt, Graph, printer;
const g = 9.8;
type
  ponteiro = ^elemento;
  elemento = record
    valor:real;
    tempo:real;
    prox:ponteiro;
  end;
  nome     = string[9];
  strings5 = string[5];
  string23 = string[23];
var
  nomearq                      : nome;
  primxi,primx2,primftr,
  auxxi,auxx2,auxftr          : ponteiro;
  mmart,
  vomart,vmarti,
  homart,
  mbig,
  xbigr,
  vbigi,
  mfund,
  xfund,
  vfund,
  ftr,
  ki,k2,
  c1,c2,
  cs1i,cs12,
  wi,w2,wa,wd1,wd2,
  xi1,xi2,x21,x22,
  kres,
  Ttot,deltat,t              : real;
  resposta                      : char;

procedure learg (var mmart,vomart,homart,mbig,mfund,ki,k2,c1,c2,
                 wi,w2,wa,kres : real);
  var
  narq                      : nome;
  arq:text;
  termoi,termo2              : real;
begin

```

```

clrscr;
writeln ('Entre o nome do arquivo (5 letras)');
readln (narq);
narq:= narq + '.DAT';
assign (arq,narq);
reset (arq);
readln (arq,mmart);
readln (arq,vomart);
readln (arq,homart);
readln (arq,mbig);
readln (arq,mfund);
readln (arq,k1);
readln (arq,k2);
readln (arq,c1);
readln (arq,c2);
readln (arq,kres);
termoi:= 0.5*((k1/mbig) + (k1/mfund));
termo2:=sqrt(sqr(termoi)-((k1*k2)/(mbig*mfund)));
wi:= termoi - termo2;
wi:=sqrt(wi);
w2:= termoi + termo2;
w2:=sqrt(w2);
wa:=sqrt(k1/mbig);
close(arq);
end;

procedure letecla (var mmart,vomart,homart,mbig,mfund,k1,k2,c1,c2,
                   wi,w2,wa,kres :real);
var
  termoi,termo2           :real;
begin
  clrscr;
  writeln ('Leitura de dados via teclado');
  writeln ('Massa do martelo (kg)');
  readln (mmart);
  writeln ('Velocidade inicial do martelo (m/s)');
  readln (vomart);
  writeln ('Altura de queda do martelo (m)');
  readln (homart);
  writeln ('Massa da bigorna (kg)');
  readln (mbig);
  writeln ('Massa da fundacao (kg)');
  readln (mfund);
  writeln ('Rigidez 1');
  readln (k1);
  writeln ('Rigidez 2');
  readln (k2);
  writeln ('Amortecimento 1');
  readln (c1);
  writeln ('Amortecimento 2');
  readln (c2);
  writeln ('Coeficiente de Restituicao');
  readln (kres);
  termoi:= 0.5*((k1/mbig) + (k1/mfund));

```

```

termo2:=sqrt(sqr(termoi)-((k1*k2)/(mbig*mfund)));
wi:= termoi - termo2;
wi:= sqrt(wi);
w2:= termoi + termo2;
w2:=sqrt(w2);
wa:=sqrt(k1/mbig);
end;

procedure leitura (var mmart,vomart,homart,mbig,mfund,k1,k2,c1,c2,
                   wi,w2,wa,kres :real);
var
  repete : boolean;
  resposta : char;
begin
  repeat
    repete:=false;
    clrscr;
    writeln (' A entrada de dados sera via Arquivo ou Teclado');
    readln(resposta);
    if (resposta = 'A') or (resposta = 'a')
      then
learq(mmart,vomart,homart,mbig,mfund,k1,k2,c1,c2,wi,w2,wa,kres)
    else if (resposta = 'T') or (resposta = 't')
      then letecla
    (mmart,vomart,homart,mbig,mfund,k1,k2,c1,c2,wi,w2,wa,kres)
    else begin
      repete:=true;
      clrscr;
      writeln ('ERRO! Opcao invalida');
      delay (1500);
    end;
  until repete = false;
end;
procedure crialista (var prim,aux:ponteiro);
var p:ponteiro;
begin
  prim:=nil;
  new(p);
  p^.valor:=0;
  p^.tempo:=0;
  p^.prox:=prim;
  prim:=p;
  aux:=prim;
end;
procedure montalista (var aux:ponteiro; x,t:real);
var p:ponteiro;
begin
  new(p);
  p^.valor:=x;
  p^.tempo:=t;
  p^.prox:= aux^.prox;
  aux^.prox:=p;
  aux:=p;
end;

```

```

procedure Ielista (prim:ponteiro; arq:nome);
var p:ponteiro;
    arq:text;
begin
    assign (arq,narq);
    rewrite (arq);
    p:=prim;
    repeat
        writeln (arq,p^.valor,' ',p^.tempo);
        p:=p^.prox;
    until p=nil;
    close (arq);
end;

procedure Setescal (prim:ponteiro; var max:real);
var p:ponteiro;
begin
    p:=prim;
    max:=0.0;
    repeat
        if max <= abs(p^.valor)
            then max:=abs(p^.valor);
        p:=p^.prox;
    until p=nil;
end;
function potdez(e:integer):real;
var p10:real;
    i:integer;
begin
    if e = 0
        then p10:=1;
    if e > 0
        then begin
                p10:=1;
                for i:=1 to e do
                    p10:=p10*10;
            end;
    if e < 0
        then begin
                p10:=1;
                for i:=1 to -e do
                    p10:=p10/10;
            end;
    potdez:=p10;
end;
procedure pozero (expo:integer; smae:string23; var s:string5);
var
    strp:string[1];
    i:integer;
    valor:real;
begin
    if expo = 0
        then begin

```

```

        s:=copy(smae,1,5);
    end;
if expo < 0
  then begin
    s:='0.';
    for i:=1 to ((-expo)-1) do
      insert ('0',s,2+i);
    s:=s+copy(smae,2,1);
    s:=s+copy(smae,4,5+expo);
  end;
if expo > 0
  then begin
    s:=copy(smae,1,5);
    str(expo,strp);
    s:=s+'e'+strp;
  end;
end;

```

Procedure Montagraf (prim:ponteiro);

```

var
  expo,palin,i,grdriver,grmode,x,y : integer;
  pal:string20;
  pali:string5;
  max,valor,tempo:real;
  p:ponteiro;
begin
  x
  Setescala (prim, max);
  str(max,pal);
  pali:=copy(pal,19,5);
  val(pali,expo,i);
  palin:=round(max/potdez(expo));
  palin:=palin+i;
  grdriver:=Detect;
  InitGraph(grdriver,grmode,'C:\NTP');
  if GraphResult <> grOk
    then Halt(1);
  rectangle (40,4,635,344);
  SetTextStyle(DefaultFont,vertdir,1);
  SetTextjustify(centerText,centerText);
  outtextxy(3,174,'escala');
  SetTextStyle(DefaultFont,horizdir,1);
  line (40,174,635,174);
  i:=palin;
  repeat
    str(i,pal);
    y:=10+ 164 * (palin-i) div palin;
    y:=y-1;
    outtextxy(20,y,pal);
    i:=i-1
  until i=-1;
  repeat
    str(i,pal);
    y:=10 + 164 * (palin-i) div palin;

```

```

outtextxy(14,y,pali);
i:=i-1;
until i < -palin;
SetTextjustify(righttext,centertext);
for i:=0 to 6 do
begin
  x:=40 + round(595*i/6);
  str(i*0.14/6,pali);
  pal1:=copy(pali,19,5);
  val(pali,expo,palin);
  poezero(expo,pal,pali);
  outtextxy(x,346,pali);
end;
SetTextjustify(centertext,centertext);
moveto(40,175);
p:=prim;
repeat
  valor:=p^.valor;
  tempo:=p^.tempo;
  x:= 40 + round(tempo*595/(0.14));
  y:= 175 - round(valor*164/max);
  lineto(x,y);
  p:=p^.prox;
until p=nil;
readln;
closegraph;
end;

procedure saida (primx1,primx2,primftr:ponteiro);
var
  resposta      : char;
  repete        : boolean;
  narq          : nome;
begin
  repeat
    repete:=false;
    clrscr;
    writeln ('A saida pode sair em Arquivo ou Grafico na tela');
    readln (resposta);
    if (resposta = 'A') or (resposta = 'a')
      then begin
        clrscr;
        writeln ('Serao escritos os seguintes arquivos:');
        writeln ('"XBIG.OUT" - Contem os movimento da bigorna');
        writeln ('"XFUND.OUT" - Contem os movimento da
fundacao');
        writeln ('"FTR.OUT" - Contem os valores da forca
transmitida ao solo');
        delay (3000);
        clrscr;
        narq:='XBIG.OUT';
        lelista(primx1,narq);
        narq:='XFUND.OUT';
        lelista(primx2,narq);
      end;
  until repete;
end;

```

```

        narq:= 'FTR.OUT';
        lelista(primptr,narq);
    end;
else begin
    if (resposta = 'G') or (resposta = 'g')
        then begin
            Montagraf(primx1);
            Montagraf(primx2);
            Montagraf(primptr);
        end
    else repete:=true;
end;
until repete = false;
end;

{Programa Principal}
begin
    leitura
(mmart,vomart,homart,mbig,mfund,k1,k2,c1,c2,wi,w2,wa,kres);
{IMPACTO}
vmarth := sqrt(sqr(vomart)+2*g*homart);
vmarth := -1*vmarth;
vbigh := (1+kres)*mmart*vmarth/(mbig+mmart);
{MODOS DE VIBRAR}
X11:=vbigh*(sqr(w2)-sqr(wa))/(w1*(sqr(w2)-sqr(w1)));
X12:=vbigh*(sqr(wa)-sqr(w1))/(w2*(sqr(w2)-sqr(w1)));
X21:=x11*(1-sqr(wi/wa));
x22:=-x21*wi/w2;
cs11:=(c1*sqr(x11-x21) + c2*sqr(x21))/(2*w1*(mbig*sqr(x11) +
mfund*sqr(x21)));
cs12:=(c1*sqr(x12-x22) + c2*sqr(x22))/(2*w2*(mbig*sqr(x12) +
mfund*sqr(x22)));
wd1:=wi*sqrt(1-sqr(cs11));
wd2:=w2*sqrt(1-sqr(cs12));
{CRIAÇÃO DAS LISTAS}
crialista (primx1,auxx1);
crialista (primx2,auxx2);
crialista (primptr,auxptr);
Ttot:=0.140;
deltat:=0.00125;
t:=deltat;
{calculo das respostas}
repeat
    xbig:=x11*exp(-cs11*wi*t)*sin(wd1*t) + x12*exp(-
cs12*w2*t)*sin(wd2*t);
    montalista (auxx1,xbig,t);
    writeln (xbig);
    xfund:=x21*exp(-cs11*wi*t)*sin(wd1*t) + x22*exp(-
cs12*w2*t)*sin(wd2*t);
    montalista (auxx2,xfund,t);
    vfund:=x21*exp(-cs11*wi*t)*(-cs11*wi*sin(wd1*t) +
wd1*cos(wd1*t));
    vfund:=vfund + x22*exp(-cs12*w2*t)*(-cs12*w2*sin(wd2*t) +
wd2*cos(wd2*t));

```

```
ftr:=c2*vfund + k2*xfund;
montalista (auxftr,ftr,t);
t:=t+deltat;
until t >= Ttot+deltat;
saida (primx1,primx2,primftr);
end.
```

**ANEXO II**

```

(* Programa AtivDamp.pas
(* A funcao deste programa e simular a acao de um
(* amortecedor ativo sobre um sistema massa -
(* mola - amortecedor.
(* Autores: Marcelo Augusto Leal Alves
(* Renato Pecoraro
(* PMC - SB1    PROJETO MECANICO II

```

```

program AtivDamp;
uses crt;
var
  x, xant,
  y, yant,
  m, c, k, w, deltat, T,
  Inp, force, force2, controle : real;
  i: integer;
  arq:text;

begin
  clrscr;
  m:=10;
  k:=1000;
  w:=sqrt(k/m);
  T:=sqrt(2)/w;
  deltat:= sqrt(2)/(w*20);
  xant:=0;
  yant:=1;
  c:= 0.0;
  assign (arq, 'FORCAF.TXT'); (* ARQUIVO DE SAIDA *)
  rewrite (arq);
  for i:= 0 to 200 do
    begin
      controle := T - i*deltat; (* CONTROLE DA VALIDADE *)
      if controle <= 0           (* DA ESTRATEGIA DE AMORT. *)
        then c:= 0
        else c:= m * w * 0.707 * (1 - (w*i*deltat*0.707));
      if i*deltat > 0.01         (* ATUACAO DO IMPULSO *)
        then Inp:=0
        else Inp:=0;
      y:=yant + deltat*(Inp - c*yant/m - k*xant/m);
      x:=xant + y*deltat;
      Force:=-i*w * (y-yant)/deltat;
      xant:=x;
      yant:=y;
      writeln (arq, force);
    end;
  close (arq);
end.

```

**PARTE II**

## ESTUDO DE VIABILIDADE

## "AMORTECEDOR ATIVO PARA MÁQUINAS DE IMPACTO"

## 1 - Introdução

Um dos mais graves problemas em instalações industriais é o isolamento de vibrações. Na maioria das máquinas há movimento rotativo, e por conseguinte possibilidade de eixos desbalanceados; existem também máquinas como os martelos de forja, onde a ocorrência de impactos excita vibrações não só na estrutura da máquina, mas em toda instalação industrial. Isolar os efeitos vibratórios, nestes casos, nem sempre tem sido feito de forma prática e otimizada.

No caso de máquinas de impacto costuma-se empregar fundações independentes. Um erro no projeto da fundação pode comprometer a integridade de todo o edifício.

Os critérios de projeto destas fundações são muito questionáveis do ponto de vista teórico. São levados em consideração certos "valores típicos" cuja origem ou dedução muitas vezes é desconhecida e sem o menor embasamento teórico. Apenas recentemente é que os critérios de projeto para as fundações foram abordados do ponto de vista dinâmico.

A ideia principal de um amortecedor ativo para máquinas de impacto é minimizar o esforço transmitido da máquina para o edifício, numa situação limite eliminando a fundação exclusiva. Outra função para o dispositivo é sanar problemas de vibração em instalações existentes, onde os métodos clássicos tem falhado.

## 2 - Estabelecimento da Necessidade

Observando as máquinas existentes, para aplicação industrial, percebe-se que é possível classificá-las de acordo com suas velocidades de operação.

As máquinas de impacto são aquelas onde não é possível determinar uma frequencia de operacão. Diferente de prensas excêntricas, onde é conhecida a frequencia de operacão e o padrão de esforço transmitido, os martelos de forja excitam a estrutura da fábrica com impactos. A frequencia destes impactos não é relevante para o problema de isolamento de vibração. O efeito de um impacto não se sobrepõe ao de outro.

Desta maneira não é fácil determinar qual amortecimento necessário para minimizar o esforço transmitido para a fundação. Não há impacto que seja igual ao outro. Alterações nas matrizes de forjamento, por exemplo modificam todo o problema.

Um amortecedor ativo seria o que se conhece por "solução adaptável". Para cada caso o amortecedor se regularia de maneira a atender uma curva ideal de amortecimento.

Com a aplicação de um amortecedor ativo teoricamente não é mais necessário o emprego de uma fundação especial, cuja função é suportar uma gama grande de esforços. A característica de adaptabilidade do amortecedor ativo faz com que independente do impacto, o esforço transmitido pela máquina sempre estará dentro de valores mínimos.

Este tipo de dispositivo é inexistente no mercado brasileiro. No plano mundial estão sendo desenvolvidos dispositivos neste sentido. Mas, não se conhece nada que esteja sendo comercializado.

O fator preponderante quando se considera este dispositivo é o seu custo comparado com o de uma fundação e de outros isoladores de vibração. A aplicação já é restrita, máquinas de impacto, e o mercado potencial não é vasto. Mas, trata-se de um produto de alto valor, principalmente quando empregado em instalações já existentes, onde os métodos clássicos de isolamento de vibração falharam.

### 3 - Especificações

No caso deste produto não é possível fixar especificações. Conforme a instalação o equipamento terá uma dada configuração. O tamanho da máquina também influirá no amortecedor.

De maneira geral, deve-se ter em mãos as características da instalação, os parâmetros do processo tais como: Intensidade do impacto, coeficiente de restituição do choque e ciclo de operação da máquina.

#### 3.1 - Especificações Funcionais

As especificações funcionais para o amortecedor ativo estão ligadas diretamente aos níveis de transmissibilidade de vibrações permisíveis.

A norma ISO 2631 - "Guide to the evaluation of human exposure to whole-body vibration" estabelece três critérios de limitação para as vibrações:

- Preservação do Conforto
- Preservação da eficiência no trabalho
- Preservação da saúde e segurança.

Na figura 3.1 pode-se obter a amplitude máxima, para cada condição de conforto, em função da frequência de vibração.

Além das pessoas deve-se limitar os efeitos de vibração transmitida às estruturas, quer da própria máquina, quer da instalação.

Na figura 3.2 estão resumidos as informações referentes aos danos estruturais causados por vibrações em função da amplitude deslocamento e da frequencia da vibração.

De maneira genérica, o fator de transmissibilidade deve ser inferior a 3 por cento.

No caso específico dos martelos de forja, a amplitude máxima de deslocamento deve ser da ordem de 1,0 mm para o bloco de fundação. Para a bigorna, a amplitude máxima admisível é dado em função da sua massa. Ver tabela abaixo:

Massa	Amplitude (mm)
até 1 ton	1,0
entre 1 e 3 ton	2,0
mais que 3 ton	de 3,0 até 4,0

### 3.2 - Especificações Operacionais

A vida útil da todo o conjunto mecânico não deve ser inferior a 15 anos, para uma regime de trabalho da máquina equivalente a 14 horas diárias.

Para o sistema eletrônico especifica-se a mesma vida. Quanto a desatualização tecnológica desta parte, não é feita nenhuma restrição. Uma vez instalada e em perfeito funcionamento julga-se que não há necessidade de substituí-la a cada avanço da técnica.

Deve ser garantida por 5 anos a total compatibilidade entre os programas de computador desenvolvidos e o equipamento instalado.

Quanto ao conjunto de falhas, não deve haver nenhuma falha no primeiro ano de operação. Após este período deve-se proceder manutenção preventiva anual. Nestas paradas para manutenção, deve-se verificar as válvulas, o circuito hidráulico e o estado do corpo do amortecedor.

Não é prevista nenhuma manutenção preventiva no sistema eletrônico. Deve-se apenas aproveitar as paradas previstas e verificar o estado geral das conexões entre os componentes e a placa de circuito impresso.

### 3.3 - Especificações Construtivas

A altura do sistema mecânico não deve exceder 250mm. O peso do equipamento não deverá exceder 20Kg.

Quanto ao circuito eletrônico não há limitações nas dimensões. Deve haver possibilidade do circuito ser instalado remotamente em relação à máquina.

### 4 - Soluções Propostas

Há grande possibilidades para a implementação de todo o sistema. As especificações não são de modo algum restritivas.

Basicamente, o amortecedor terá formato cilíndrico, contendo óleo. Dentro do cilindro há um pistão cuja haste liga-se ao corpo da máquina.

A seguir apresentamos uma matriz onde estão resumidas as soluções.

	CARACTERÍSTICAS			OPÇÃO
	A	B	C	
a - Sensor para o sinal de entrada	Régua de medida	Strain gages	Acelerom.	
b - Material do cilindro	Fe. Fund.	Aço		
c - Variação do amortec.	Cilindro c/ múltiplos furos. (discreta)	Uso de servo valvulas (continua)		
d - Sistema Eletrônico	Microproce.	Digital	Analógic.	

Cabem algumas explicações sobre algumas das características.

Um dos grandes problemas a serem resolvidos é a escolha do sinal, ou mesmo dos sinais, que carregam a informação necessária para que o sistema atue corretamente sobre o amortecedor. A escolha do sinal é fundamental para que se escolha o sensor.

Quanto a variação do amortecimento, isto é feito variando-se a área de passagem entre as duas câmaras do cilindro. São propostas duas formas de variação. A primeira, permite que se varie discretamente a área de passagem. O corpo do cilindro tem furos de diversos tamanhos, para cada furo existe uma válvula do tipo "passa - não passa". O segundo tipo permite variação contínua da área de passagem, empregando-se uma servo-válvula.

Foram propostos 3 conjuntos para a configuração do sistema:

1ºConjunto:  $aC + bB + cB + dA$

2ºConjunto:  $aB + bA + cA + dA$

3ºConjunto:  $aC + bB + cA + dB$

Sobre cada conjunto pode-se dizer:

- O primeiro conjunto é sem dúvida o mais complexo. O sistema eletrônico microprocessado requer um projeto especial. A servo-válvula conferirá grande precisão ao sistema variando continuamente a área de passagem entre as duas câmaras do cilindro. O emprego de acelerômetros para sensor é devido à precisão que estes conferem à medições de impactos, também deve-se considerar o fato dos acelerômetros serem de pequeno porte e sua capacidade de serem instalados nas mais diversas posições.

- O segundo conjunto já é menos preciso. O emprego de "strin-gages" deve ser ainda melhor avaliado, uma vez que estes elementos não são ideais quando estão presentes transitórios de curta duração. O uso do ferro fundido como material do cilindro reduziria o custo do dispositivo.

- O terceiro conjunto é o menos preciso de todos. Tanto por não empregar microprocessador quanto por adotar a variação discreta da área de passagem. Em compensação é o de menor custo.

Foram descartadas as seguintes combinações:

- aA: A régua de medida é inadequada pois os impactos caracterizam-se pela rapidez com que ocorrem. Além disso há restrições quanto a instalação de tais dispositivos. Em primeiro lugar, é necessário que estejam alinhadas com o eixo de movimentação e também considera-se o espaço requerido por tais dispositivos.

-dC: O sistema eletrônico analógico é o de menor custo. Mas, devido a complexidade do problema a implementação análogica seria extremamente complicada.

#### 5 - Valor Econômico.

O produto em questão trata-se de um aparato extremamente inovador, logo torná-se difícil fazer uma análise de valor.

O primeiro conjunto é sem dúvida o mais complexo e mais caro o custo de um micro processador está em torno dos US\$ 250,00 (Duzentos e cinquenta dólares). Uma servo valvula está cotada em US\$ 5.000,00 (cinco mil dólares).

Mas, como não há produto similar custo do aparelho deve ser comparado com o de uma fundação típica, que deve desaparecer com o emprego do amortecedor ativo.

Uma fundação típica está cotada na casa dos US\$ 20.000,00 (vinte mil dólares). O amortecedor completo, incluindo as despesas de instalação, teste no local e treinamento de pessoal, deve custar aproximadamente US\$ 7500,00 (sete mil e quinhentos dólares).

A razão desta diferença grande entre o preço da fundação e do amortecedor é devida ao fato do amortecedor ativo ser um produto novo, sem histórico de emprêgo em indústria. É necessário que ele custe muito menos que a fundação, que é uma solução clássica.

Deve ser levado em consideração o porte da instalação. Esta variável irá definir o tamanho do amortecedor e sua construção. A rigor o único componente que não é afetado pelo porte da instalação é o sistema eletrônico.

Para o sistema eletrônico de controle temos as seguintes cotações:

Sistema microprocessado:

Componente	custo (US\$)
- Micro-processador	250,00
- Memórias	100,00
- Componentes digitais diversos <sup>1</sup>	100,00
- Componentes analógicos diversos <sup>2</sup>	25,00
- Placa plástica <sup>3</sup>	3,50
- Gabinete	5,00
- Fiação	5,00
Total em componentes	488,50
Mão-de-Obra	35,00
Custo Total	523,50

Legenda: <sup>1</sup> Portas-Lógicas, "flip-flops", registradores, etc.  
<sup>2</sup> Resistores, diodos, transistores, etc.  
<sup>3</sup> Refere-se a uma placa pronta para fixação dos componentes  
<sup>4</sup> Inclui os cabos de comunicação do sistema eletrônico para o atuador

Controlador Digital:

Componente	custo (US\$)
- Componentes digitais diversos <sup>1</sup>	200,00
- Componentes analógicos diversos <sup>2</sup>	30,00
- Placa plástica <sup>3</sup>	3,50
- Gabinete	5,00
- Fixação <sup>4</sup>	5,00
Total em componentes	248,50
Mão-de-Obra	35,00
Custo Total	283,50

Legenda: 1 Portas-Lógicas, "flip-flops", registradores, etc.  
 2 Resistores, diodos, transistores, etc.  
 3 Refere-se a uma placa pronta para fixação dos componentes  
 4 Inclui os cabos de comunicação do sistema eletrônico para o atuador

Quando se tratar da aplicação do amortecedor ativo para solução de problemas de vibração em instalações já existentes, deve-se incluir todo um custo relativo a levantamento de dados do problema e de projeto específico para aquela aplicação.

6 - Viabilidade Financeira.

Não há um mercado muito extenso para este produto. Prevê-se no máximo 1000 (mil) unidades para o mercado brasileiro. Mas, o valor alto do produto aliado a um custo relativamente baixo, tornam sua produção extremamente atrativa.

Não há necessidade de um grande investimento para a produção do amortecedor ativo. A confecção do cilindro pode ser encarregada a terceiros. Os componentes hidráulicos são todos comuns no mercado brasileiro. A montagem dos componentes nas placas também pode ser deixada a cargo de terceiros.

Para cada instalação haverá um amortecedor ativo distinto. O trabalho ficará concentrado no levantamento dos parâmetros operacionais das máquinas e por conseguinte na determinação da curva de ação do amortecedor.

O investimento inicial também deverá levar em conta os gastos com divulgação do produto, elaboração de material para treinamento e o custo de um projeto piloto. Este projeto piloto consistiria na construção de um protótipo a ser instalado um martelo ou prensa de pequenas dimensões. A função deste protótipo, além de ser fundamental para o projeto do amortecedor, é demonstrar na prática a eficácia do amortecedor ativo.

Ponderando todos estes fatores, estima-se em US\$ 30.000,00 (vinte mil dólares) o investimento inicial para a produção do amortecedor ativo. Este investimento será recuperado com a instalação dos seis primeiros aparelhos.

## 7 - Conclusões

São propostas três configurações para o amortecedor ativo. A primeira de maior custo e com maior precisão apresenta sistema eletrônico microprocessado e emprego de servo-válvula como características básicas. O segundo tipo apresenta tanto custo quanto precisão intermediário e caracteriza-se por ter sistema eletrônico microprocessado e variação discreta do amortecimento. O terceiro tipo apresenta menor custo e precisão, caracterizando-se por empregar variação discreta do amortecimento e sistema eletrônico digital.

O custo de cada aparelho dependerá da capacidade da instalação a que se destina, sendo necessários estudos preliminares de cada caso para especificar completamente o produto.