

OSVALDO HIROSHI FURUTA  
ROBERTO PADOVANI  
ULISSES G. DO NASCIMENTO

**SUSPENSÃO PARA MACA DE AMBULÂNCIA**

Projeto de Formatura apresentado  
à Escola Politécnica da Universidade  
de São Paulo

Orientador : Agenor de Toledo Fleury

São Paulo  
1995

PROJETO MECÂNICO

SUSPENSÃO PARA MACA DE AMBULÂNCIA

GRUPO :

OSVALDO HIROSHI FURUTA No.USP: 1734000 *Osvaldo Hiroshi Furuta*  
ROBERTO PADOVANI No.USP: 1774287 *Roberto Padovani*  
ULISSES G. DO NASCIMENTO No.USP: 2683003 *Ulysses G. do Nascimento*

PROFESSOR ORIENTADOR : AGENOR DE TOLEDO FLEURY

06/12/95

Furuta, O.H.; Padovani, R.; Nascimento, U.G.  
Suspensão para macas de ambulância.  
São Paulo, 1995.  
1 p.

Projeto de Formatura - Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo. Departamento de Enga.  
Mecânica - Projeto & Fabricação Mecânica.

## AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury pelas diretrizes seguras e permanente incentivo.

A todos que direta ou indiretamente, colaboraram na execução deste trabalho.

**Índice**  
**Estudo de Viabilidade**

<b>1.Introdução</b>	
1.1 Influência da Vibração no Corpo Humano	3
1.2.Influência da Aceleração e Desaceleração no Corpo Humano	4
<b>2.Necessidades a Satisfazer/Objetivos</b>	<b>6</b>
<b>3.Planejamento do Produto</b>	
3.1. Definição do produto	6
3.2. Funções a Desempenhar	6
3.3. Mercado a que se Destina	18
3.4. Desenvolvimento, Lançamento e Ciclo de Vida do Produto	19
<b>4.Síntese de Soluções</b>	<b>20</b>
4.1.Sistema Passivo	
4.1.1.Mola + Amortecedor	21
4.1.2.Mola + Amortecedor + Absorvedor Dinâmico	21
4.1.3.Coxim Hidráulico	21
4.1.4.Colchão Pneumático + Amortecedor	22
4.2.Sistema Semi-Ativo ou Semi-Passivo	
4.2.1.Hidráulico com Variação de Pressão Interna do Atuador	22
4.2.2.Mola + Amortecedor Eletroreológico	23
4.2.3.Pneumático com pressão constante + Amortecedor	23
4.3.Sistema Ativo	
4.3.1.Pneumático	24
4.3.2.Hidro-Pneumático	25
4.3.3.Hidráulico	25
4.4.Sensores ( para soluções com sistemas ativos e semi-ativos)	
4.4.1. Sensores de Aceleração (acelerômetros)	30
4.4.1.1 Acelerômetros Indutivos	30
4.4.1.2 Acelerômetros de "strain- gages"	31
4.4.2 Sensores de Posição	32
4.4.2.1 Potenciômetro	32
4.4.2.2 LVDT ( Linear Differential Variable Transformer )	35
4.5.Estrutura da Suspensão	
4.5.1. Estrutura em "X" com Articulação Central	36
4.5.2.Estrutura em "X" sem Articulação Central	36
4.5.3.Estrutura em "X" com Articulação Central + "X" sem Articulação Central	36
4.5.4.Estrutura em "X" com Articulação Central + 2 x "X" sem Articulação Central	37
4.5.5. "X" com Estrutura Flexível	37
4.5.6.Estrutura em "X" com Múltiplas Direções	37
4.5.7. Braço de Controle	37
4.6.Trava	
4.6.1. Trava 1	48
4.6.2. Trava 2	48
4.6.3. Trava 3	48
4.6.4. Trava 4	49
4.6.5. Trava 5	50
<b>5.Análise Técnica</b>	<b>56</b>
5.1 -Verificação das Especificações Funcionais	57
5.2 -Verificação das Especificações Operacionais	58
5.3 -Verificação das Especificações Construtivas	58

<b>6. Análise Econômica</b>	
6.1. O Valor Econômico para o Consumidor	60
6.2. Valor Econômico para o Fabricante	60
<b>7. Análise Financeira</b>	63
<b>8. Conclusão (Estudo de Viabilidade)</b>	64
 Projeto Básico	
<b>9. Escolha da Solução</b>	66
<b>10. Análise de Sensibilidade</b>	68
10.1. Análise para o Movimento de Bounce/Mergulho	69
10.2. Análise para o Movimento de Pitch/ Arfagem	74
<b>11. Análise de Compatibilidade</b>	
11.1. Análise para o Movimento de Bounce	96
<b>12. Análise de Estabilidade</b>	100
<b>13. Dimensionamento dos Componentes da Suspensão</b>	101
13.1. Dimensionamento das barras do mecanismo e dos pinos das articulações	102
13.2. Cálculo dos pinos da articulação para se evitar cisalhamento	104
13.3. Critério de dimensionamento de Von Mises	106
13.4. Cálculo da mola horizontal equivalente e deslocamento da mola até a posição de equilíbrio para o mecanismo de Bounce	109
<b>14. Conclusões e Considerações Finais</b>	112
<b>15. Anexos</b>	113
Anexo A - Espectro de Potência para asfalto comum	113
Anexo B - Espectro de Potência para asfalto com lombada	114
Anexo C - Gráf. aceleração x tempo (asfalto c/lombada)	115
Anexo D - Gráf. aceleração x tempo (asfalto comum)	116
Anexo E - Programa em Pascal para a resolução da altura da barra dos mecanismos	117
Anexo F - Inputs do sistema	118
Anexo G - Croqui da solução adotada	121
Anexo H - Desenho de conjunto do mecanismo de Bounce	122
Anexo I - Desenho de conjunto do mecanismo de Pitch	123
<b>16. Bibliografia</b>	124

## 1. Introdução

### **1.1. Influência da Vibração no Corpo Humano**

O homem está frequentemente sujeito a vibrações em sua vida cotidiana: dirigindo um veículo rodoviário, operando uma máquina pneumática, etc. As vibrações são transmitidas através das partes do corpo que estão em contato com a fonte, geralmente as nádegas, as mãos, os braços e os pés. Seus efeitos variam desde enjôo de movimento, passando por sensações de desconforto, até danos físicos consideráveis. Quando todo o corpo vibra, as suas partes como fígado, coração estômago vibram com freqüências naturais diferentes. Isto pode resultar em alternâncias de deslocamentos de partes do corpo e órgãos criando um estado geral de desconforto.

As vibrações caracterizam-se por possuir formas de onda correspondentes a um movimento harmônico simples ou complexo, porém, a maior parte do que se conhece a respeito de seus efeitos sobre o homem provém de pesquisas efetuadas com formas de onda simples. Especificamos as vibrações por sua freqüência e amplitude, mas ao estudar seus efeitos sobre o homem é importante conhecermos a direção em que atuam.

A pesquisa global sobre vibrações sugere a conveniência de dividí-las em três faixas:

- freqüências baixas : de 1 a 6 Hz;
- freqüências médias : de 6 a 60Hz;
- freqüências altas : de acima 60Hz;

As investigações concordam razoavelmente entre si, e indicam que:

- entre 1 e 6Hz a sensação de vibração depende da taxa de variação da aceleração;
- entre 6 e 20Hz, a sensação depende da aceleração;
- acima de 20Hz a sensação depende da velocidade do movimento;

Dentre os vários efeitos de vibração global no corpo humano, podemos citar:

- deslocamento dos órgãos internos;

- estiramento dos ligamentos de suporte dos grandes órgãos, provocando danos em tecidos delicados, e o aparecimento de traços de sangue na urina;

- dores lombares e abdominais.

Se o corpo não estiver convenientemente apoiado ao suportar acelerações, poderão surgir efeitos desagradáveis como ossos quebrados, fraturas de espinha, etc.

O módulo de aceleração é sempre referido à aceleração normal de gravidade, representada por g.

Analizando as tolerâncias de acelerações em diferentes direções verifica-se que a aceleração descendente, que provoca deslocamentos de sangue para o cérebro, é a menos tolerável de todas. A aceleração frontal e a retro-aceleração são mais toleráveis.

A postura de pessoas sujeitas a aceleração é um fator importante na tolerância. Em primeiro lugar, a postura influí na direção da aceleração em relação ao corpo. Conforme visto acima, essa direção influí decisivamente na tolerância.

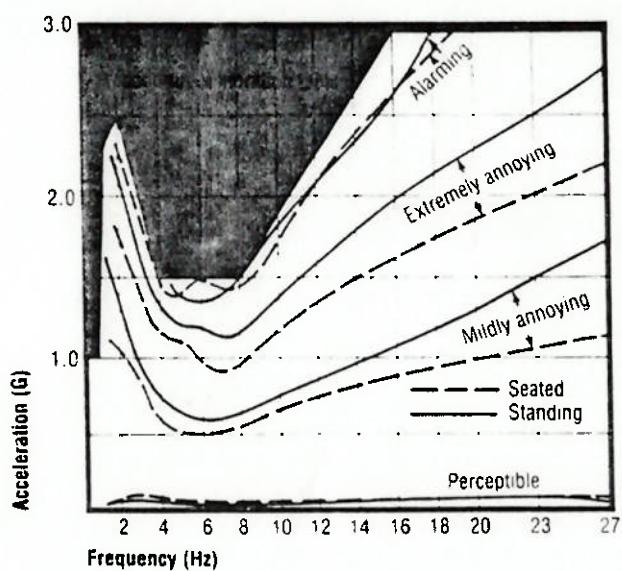
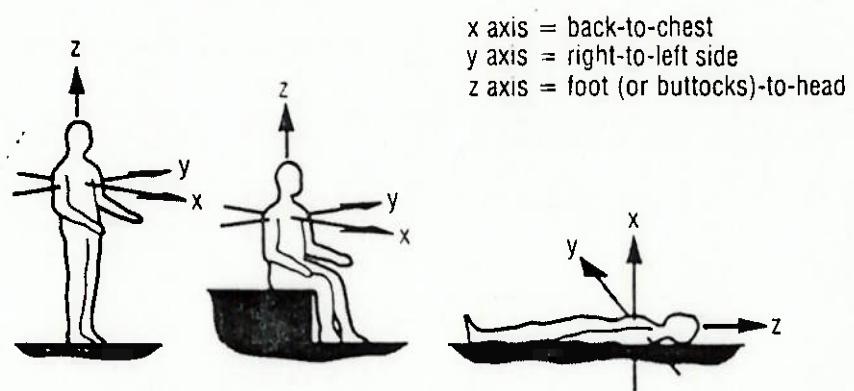
### 1.2. Influência da Aceleração e Desaceleração no Corpo Humano

Quando todo o corpo é forçado a mudar sua velocidade, isso resulta em um movimento de células, órgãos e sangue, que em acelerações em torno de 1 g não são significativas. Porém, acima deste valor a aceleração ou desaceleração pode ter um efeito danoso ao corpo humano, especialmente ao cérebro.

Além da aceleração linear um outro tipo de aceleração é a aceleração angular, que pode ocorrer durante uma frenagem de um veículo ou até mesmo num brinquedo como a Montanha Russa.

Para todos estes tipos de aceleração, muito sangue ou pouco sangue na cabeça tem os piores efeitos, que vão desde a perda parcial de visão e consciência e até hemorragia no cérebro. A coordenação motora e visual podem ser perdidas se o corpo for submetido a condições adversas de 2 a 4 G.

Abaixo são apresentadas todas as normas de conforto em relação ao corpo humano segundo a norma ISO 2631, para diversas posturas e direções de vibrações e acelerações.



Orthogonal co-ordinate system for the analysis of mechanical vibration on man in three postures (from ISO 2631-1974 (EI)).

NORMA ISO 2631 - BODY COMFORT

## 2. Necessidades a Satisfazer/Objetivos

Este projeto deve obrigatoriamente satisfazer a necessidade de se reduzir as vibrações de uma maca de ambulância, originadas a partir da vibração do motor, do perfil da pista e também das acelerações e desacelerações bruscas do veículo, que é comum para este tipo de serviço.

Esta é uma necessidade latente neste setor de veículos comerciais, visto que as ambulâncias disponíveis hoje no mercado possuem dispositivos de fixações de maca sem nenhum grau de liberdade. Esta característica construtiva faz com que haja um extremo desconforto do paciente, face às péssimas condições das pistas brasileiras.

## 3. Planejamento do Produto

### 3.1. Definição do Produto

O produto a ser desenvolvido neste projeto consiste de uma suspensão a ser adaptada sob as macas de ambulâncias. Esta suspensão deve ser projetada de tal forma que o paciente tenha um máximo conforto, isto é, a frequência e a amplitude de vibração da maca após a instalação da suspensão devem estar dentro de um intervalo que proporcione conforto ao paciente (dentro de critérios estabelecidos pelo padrão ISO).

### 3.2. Funções a Desempenhar

O conjunto maca-suspensão deve desempenhar as seguintes funções:

- a) Reduzir níveis de vibração;
- b) possuir conexão entre maca e suspensão;

As suas especificações técnicas deverão ser :

#### *a) Especificações Funcionais :*

- Desempenho : A suspensão deverá reduzir o nível de vibrações tal que o paciente tenha um máximo conforto possível. Para se atingir este objetivo a frequência resultante

(residual) na maca deverá estar na faixa de 1 a 1,5 Hz e a acelerações lineares não deverão ultrapassar  $5 \text{ m/s}^2$ , enquanto as acelerações angulares não deverão ultrapassar  $8 \text{ rad/s}^2$ .

- Ergonomia : Este produto deverá ser construído de tal forma que tenha uma máxima ergonomia para o médico. Isto é, o sistema de travamento deverá exigir um esforço máximo de 10 N ou um torque máximo de 1 N.m e deverá possuir um sistema de trava entre maca e base da suspensão de atuação rápida para que o paciente seja removido em um menor tempo possível . Além disso, o médico deverá ter facilidade para atender o paciente, ou seja, o movimento relativo entre paciente e médico não deverá ser muito acentuado, com variação linear máxima de 10 cm e variação angular máxima de 5 graus. O paciente, que sofre a ação direta da suspensão, deverá ter máximo conforto e não poderá ser contaminado ou sujo por algum componente do produto como óleos e graxas.

- Segurança : A suspensão não deverá oferecer riscos de corte do médico durante o seu atendimento, ou seja, a suspensão não deverá possuir arestas vivas e deve proporcionar fácil contato com os passageiros. Além disso o sistema deverá ter um sistema de trava do mecanismo para permitir uma eventual massagem cardíaca por parte do médico e este sistema não poderá em nenhuma hipótese falhar.

- Nível de ruídos : Como se trata de uma situação em que exige máximo conforto e silêncio para o paciente, esta especificação deverá ser muito severa, de tal forma que o ruído no interior da ambulância não ultrapasse 70 dB.

*b) Especificações Operacionais :*

- Consumo : O consumo desta suspensão dependerá basicamente se ela for ativa ou passiva. Se for passiva, não haverá nenhum consumo de energia pelo sistema, porém se for ativa a potência máxima a ser consumida através do motor deverá ser de 2 CV. Caso contrário, a ambulância perderá muita potência e não terá velocidade suficiente para retirar o paciente de um local e levá-lo para o hospital a tempo de salvar a sua vida.

- Durabilidade : Como um sistema de suspensão é altamente solicitado é de se esperar que ele possua uma alta durabilidade e que seja possível a troca de peças

desgastadas como atuadores e amortecedores , por exemplo. E, como este sistema será colocado em ambulâncias, onde dificilmente se faz manutenção periódica dos componentes (pelo menos aqui no Brasil) é desejável que este sistema tenha uma vida útil alta, que deverá ser em torno de 15 anos;

- Confiabilidade: O produto deverá ser totalmente confiável, isto é, não poderá apresentar falhas em menos de um ano, tempo máximo exigido para que se faça uma manutenção (de preferência periódica).

- Mantenabilidade : Visto que este sistema deverá ser altamente solicitado em termos de forças cíclicas e de vibrações de toda a natureza é de se esperar que os seus componentes principais como atuadores e válvulas (se forem utilizados) sejam de fácil e barata reposição, sendo que estes componentes devem sofrer uma revisão e manutenção anual.

- Custo final do produto : Fazendo-se uma análise comparativa com suspensões de bancos de caminhões e com a expectativa do consumidor deste produto, ficou estabelecido que o seu custo de aquisição não deverá ser superior a US\$ 750.00 e o seu custo operacional deve ser tal que a potência consumida pelo sistema não ultrapasse 2 CV.

### *c) Especificações Construtivas*

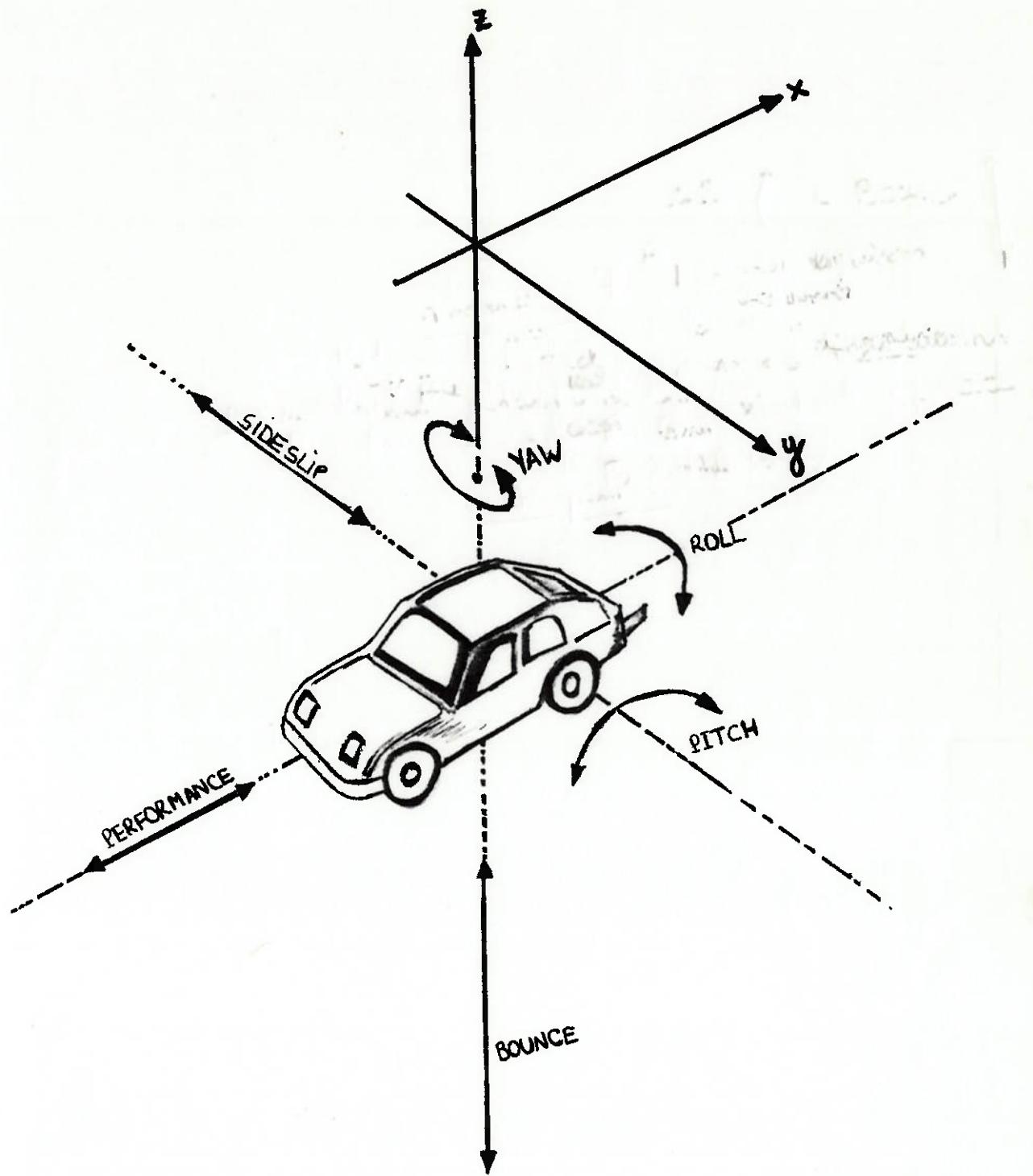
Em termos construtivos, a suspensão não deverá ultrapassar os limites permitidos pelo volume livre localizado abaixo das macas atualmente existentes no mercado ( especificamente os furgões Trafic da GM e MB180 da Mercedes-Benz ). Respeitando estes limites geométricos já determinados pelas dimensões das macas e da ambulância, temos que:

- ângulo de pitch máximo : 5 graus
- ângulo de roll máximo : 3 graus
- displacement máximo de bounce : 10 cm
- displacement máximo de performance : 0
- Largura máxima : 57 cm

- Comprimento máxima : 210 cm
- Altura máxima : 17 cm

Na próxima página é mostrada uma ilustração com todas as direções possíveis de deslocamentos angulares e lineares ( 6 graus de liberdade ) e as denominações utilizadas neste trabalho.

## Deslocamentos Angulares e Lineares Possíveis



**Performance:** Deslocamento linear no eixo x

**Sideslip:** Deslocamento linear no eixo y

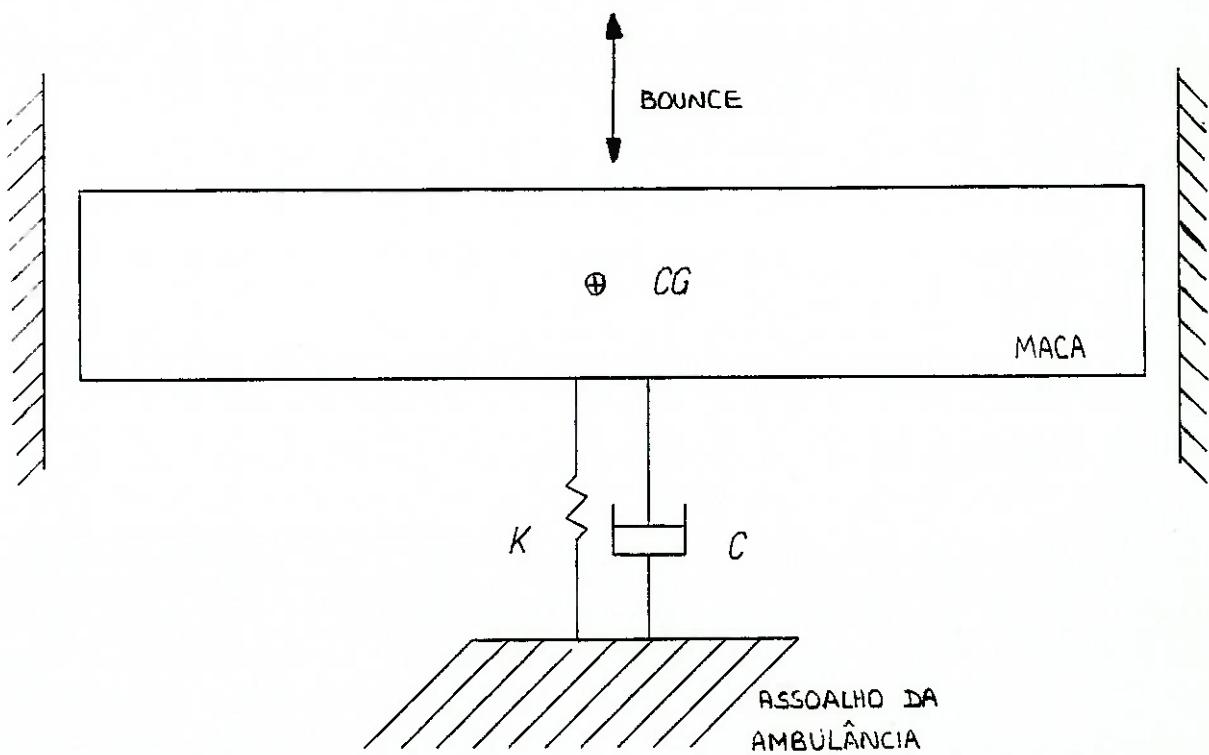
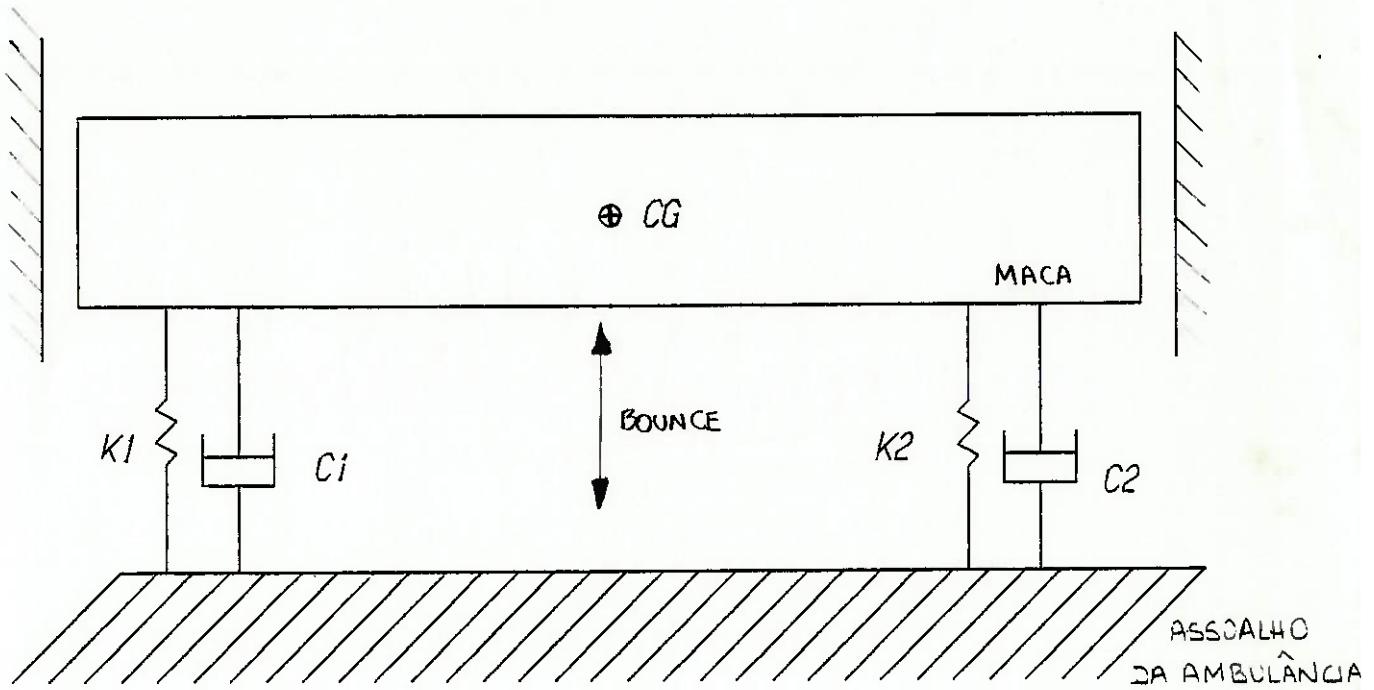
**Bounce:** Deslocamento linear no eixo z

**Pitch:** Deslocamento angular em torno do eixo y

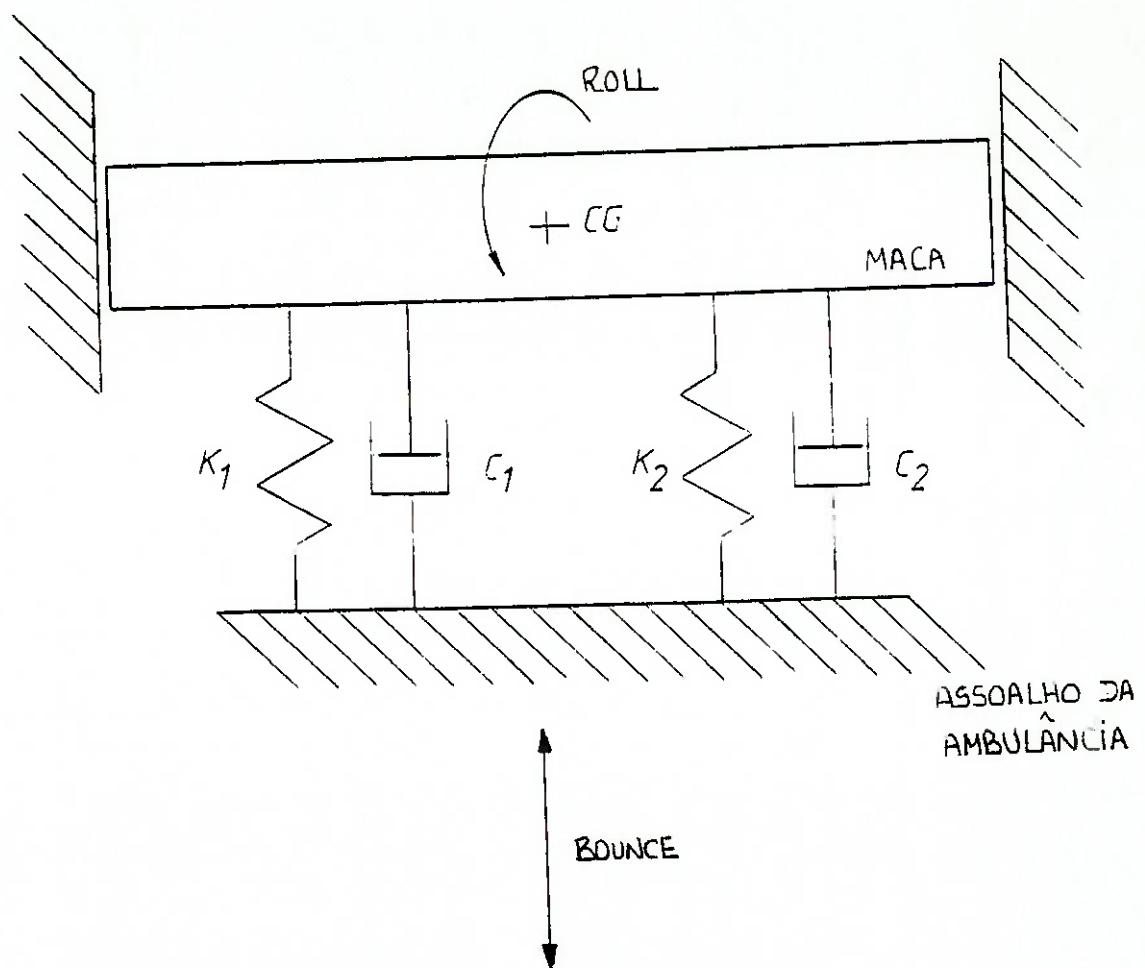
**Roll:** Deslocamento angular em torno do eixo x

**Yaw:** Deslocamento angular em torno do eixo z

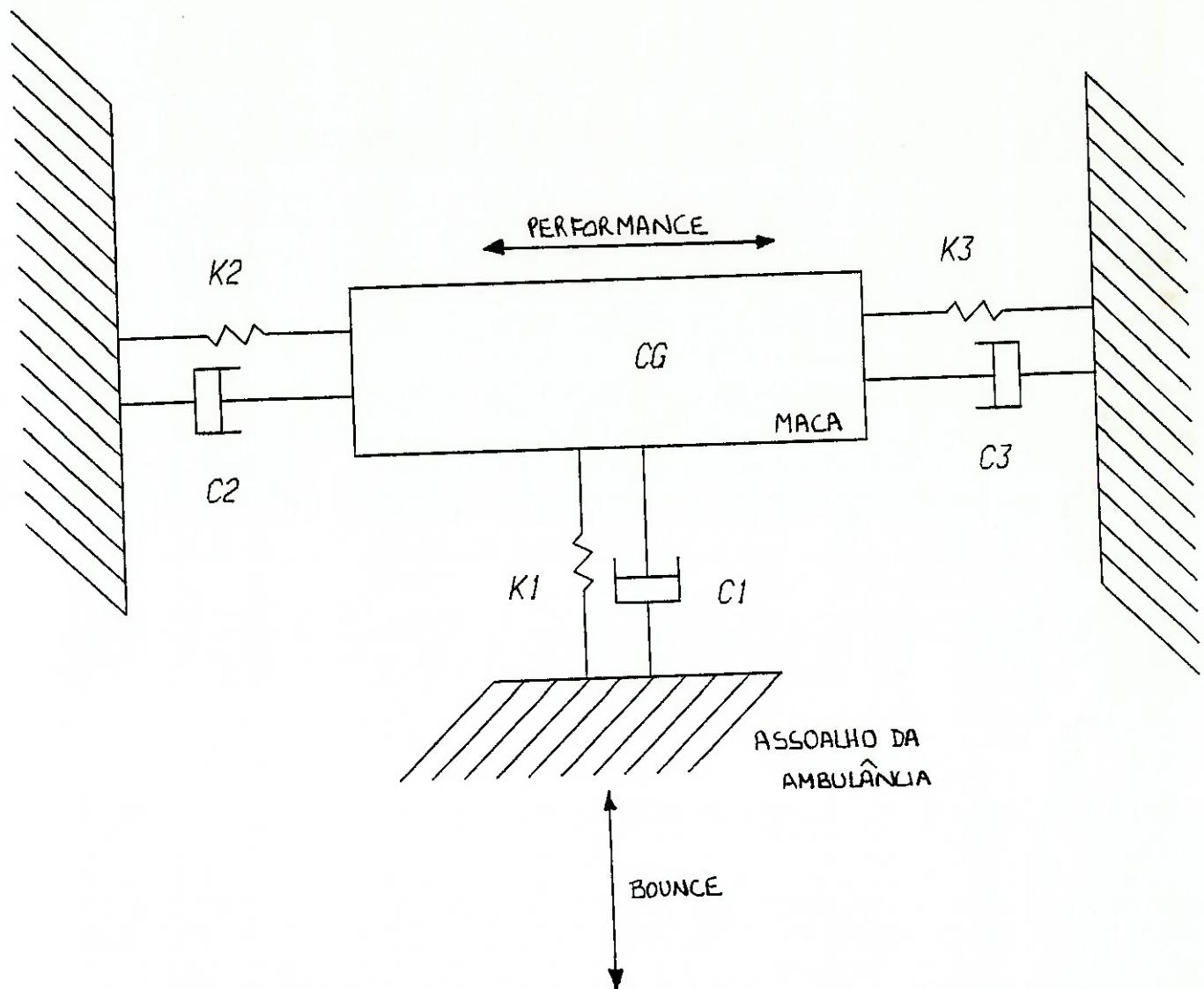
## 1 GRAU DE LIBERDADE

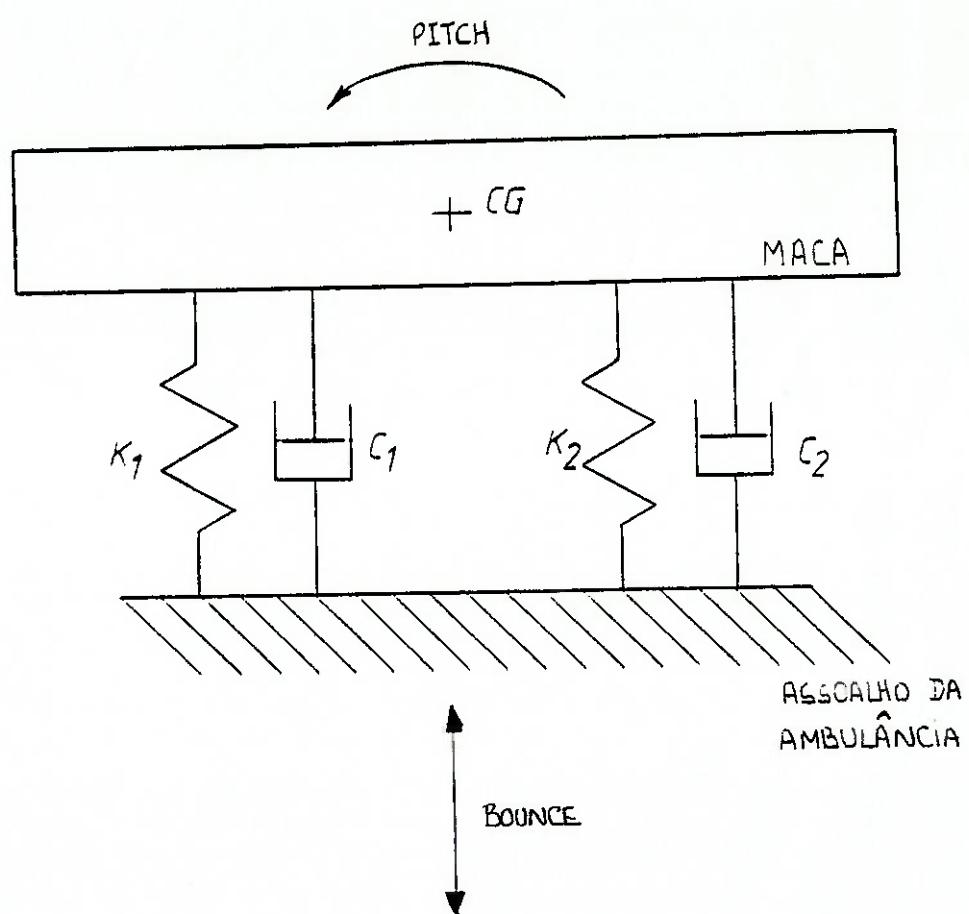


## 2 GRAUS DE LIBERDADE

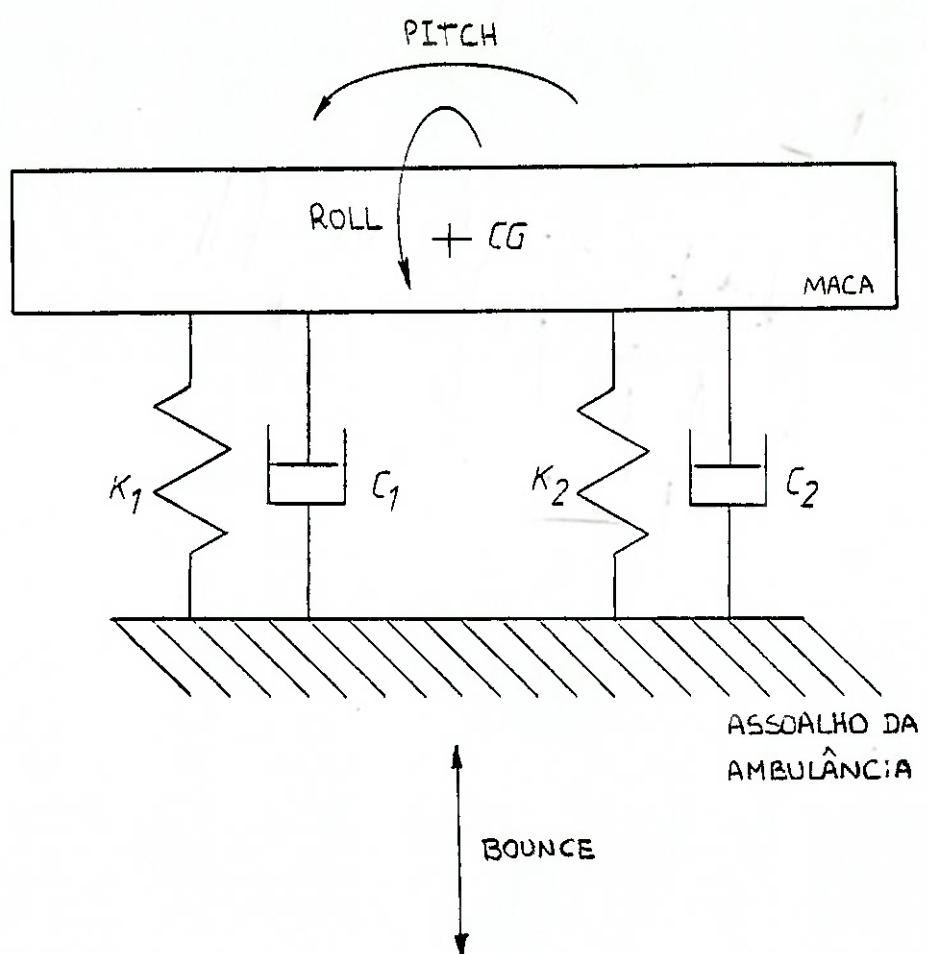


## 2 GRAUS DE LIBERDADE

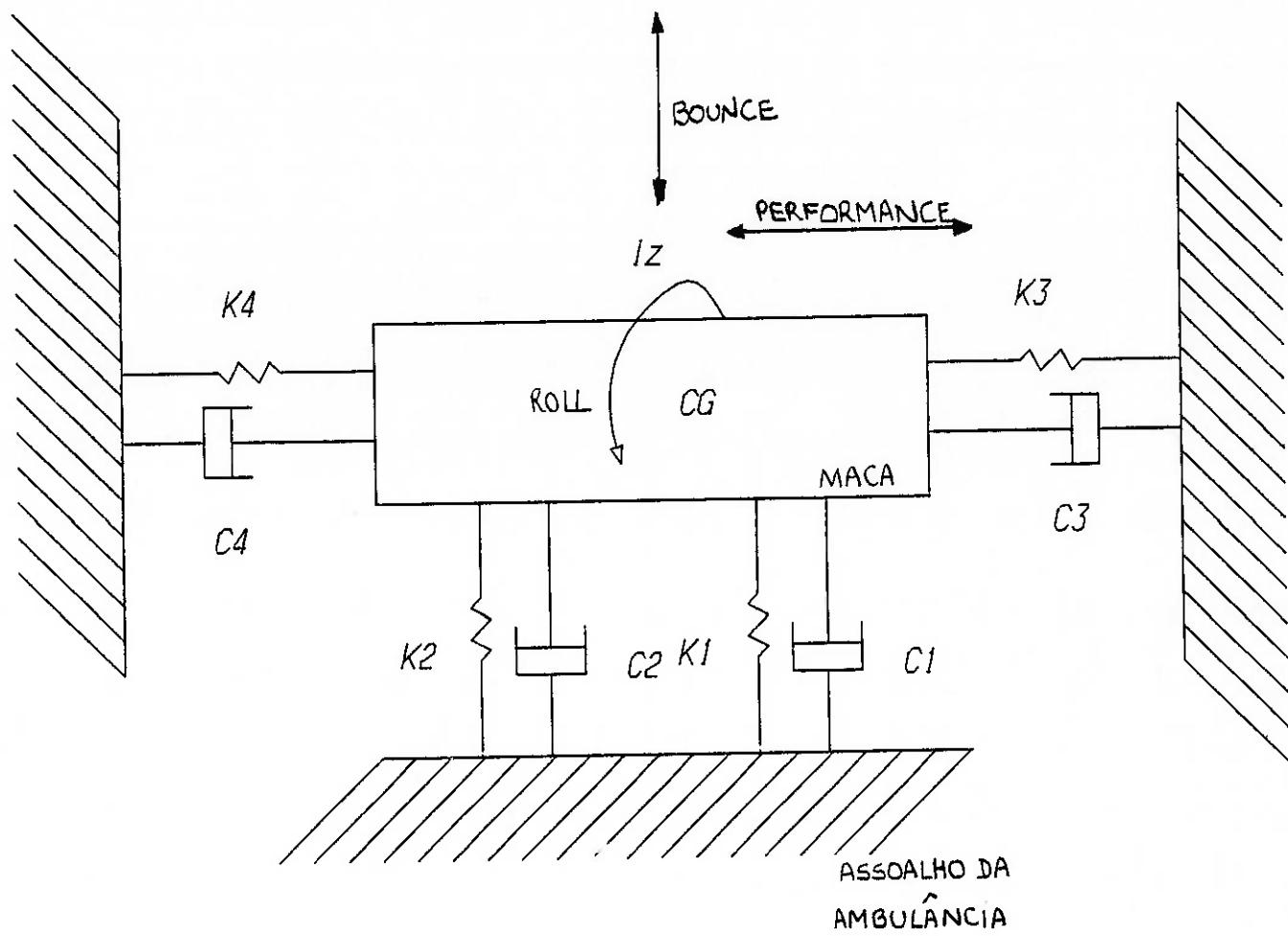


**2 GRAUS DE LIBERDADE**

### 3 GRAUS DE LIBERDADE



## 3 GRAUS DE LIBERDADE



### modelo final:

• fazer um pitch

↑ & Bounce

• Deslocamento de piso do ambulância

• Rotação de piso do ambulância

rose → por uma piso e considera o sistema de amortecimento opino

• Parâmetros de modelo final: ~~aceleração~~

• Definição: • qual modelo de ambulância adotar

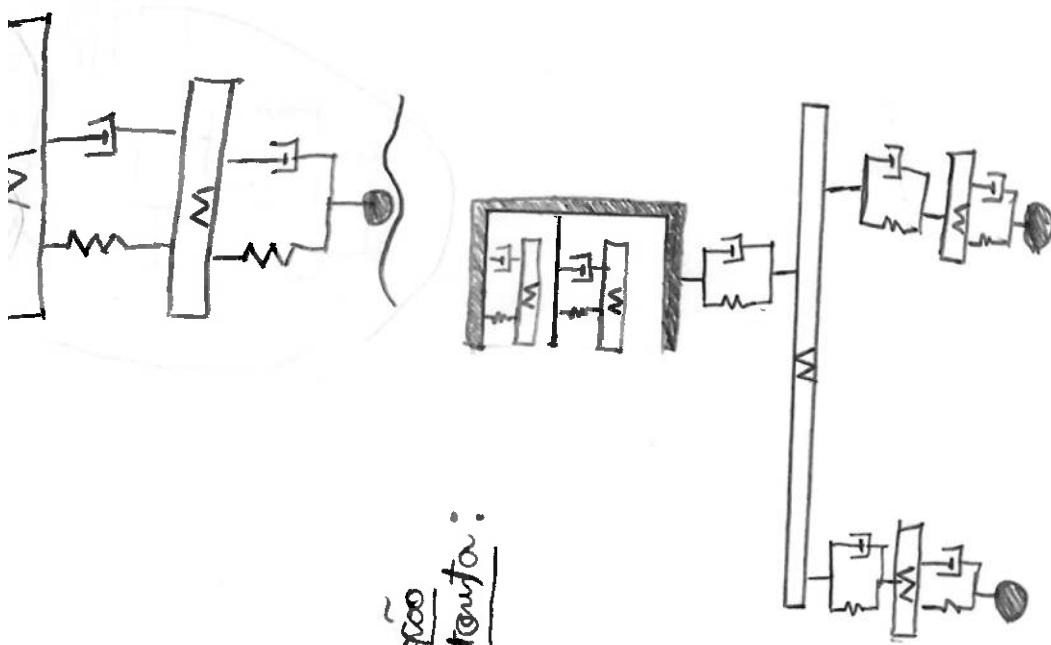
• qual parâmetros nos melhores

• fazer na amortecimento ou na maca?

Outros pontos:

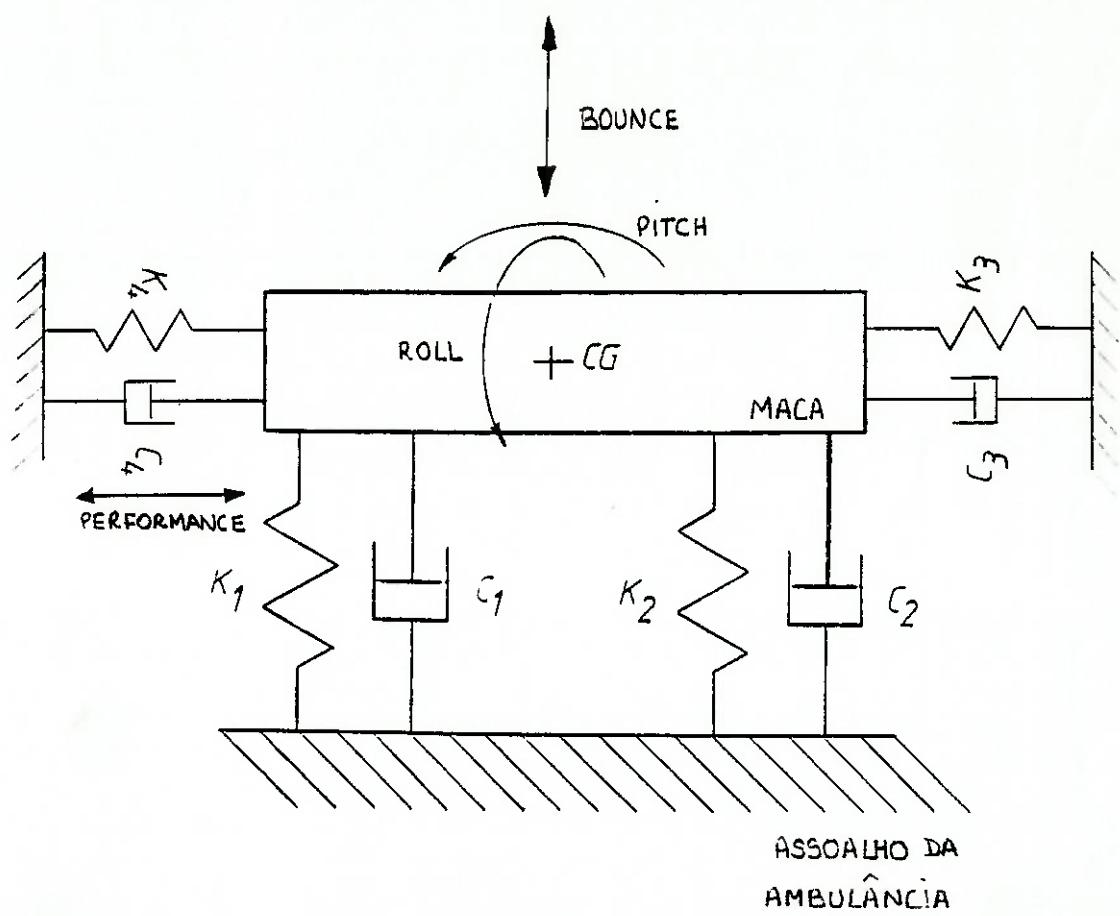
• Resultados das bibliográficas

• Padrão modelo



Modelo de Vibração  
Sobre um motorista

## 4 GRAUS DE LIBERDADE



### 3.3. Mercado a que se Destina

A suspensão para macas de ambulâncias deve atender um mercado que consiste basicamente de hospitais particulares, a nível nacional, uma vez que os hospitais públicos sofrem sérios problemas de falta de verbas e provavelmente prefiram aplicar os poucos recursos que tem na compra de medicamentos e equipamentos hospitalares básicos.

Mas, o objetivo principal a nível mercadológico é a exportação deste produto para os EUA e a Europa, uma vez que este produto seria o único neste mercado e os países de 1º Mundo possuem fortíssimos sistemas hospitalares, sejam públicos ou privados. Consequentemente, estes países não hesitariam em comprar um produto com uma nova tecnologia e que proporcionasse um acentuado aumento no conforto dos pacientes.

#### 4 - Concepção das soluções

Função				
Diminuir níveis de vibração	Suspensão Passiva	Suspensão Semi-Ativa	Suspensão Ativa	
Conexão entre maca e base	Trava automática	Trava Manual	Trava Manual	
Movimentação	1 grau de liberdade ( mov. vertical )	2 graus de liberdade ( mov. vertical e de giro(pitch) )	3 graus de liberdade ( Mov. vertical, de pitch e horizontal na direção do eixo longitudinal do carro )	4 graus de liberdade , sendo os 3 citados ao lado mais o movimento de Roll .
<b>4.1 - Expansão dos Sub-sistemas</b>				
Alternativas	1	2	3	4
3.1.1 - Suspensão Passiva	Mola + Amortecedor	Mola + Amortecedor + Absorvedor Dinâmico	Coxim Hidráulico	Colchão Pneumático + Amortecedor
3.1.2 - Suspensão Semi - Ativa	Hidráulico com variação da pressão interna do amortor + Mola	Mola + Amortecedor Eletroreológico	Pneumático com pressão constante + Amortecedor	
3.1.3 - Suspensão Ativa	Pneumática	Hidro-Pneumático	Hidráulico	Pneumático com pressão constante + Amortecedor
4.1.4-Estrutura da Suspensão	Estrutura em 'X' com articulação central	Estrutura em 'X' com articulação central + 'X' sem articulação	Estrutura em 'X' com articulação com estrutura flexível	Estrutura com braço de controle
		Estrutura em 'X' com articulação central + 2x 'X' sem articulação	Estrutura em 'X' com articulação central + 2x 'X' sem articulação	Estrutura em 'X' multiplas direções
4.1.5 - Estrutura da Trava	Trava 1	Trava 2	Trava 3	Trava 4
				Trava 5

### 3.4. Desenvolvimento, Lançamento e Ciclo de Vida do Produto

A fase de desenvolvimento do produto que compreende os estudos de mercado, desenvolvimento teórico e técnico do produto em si, compreenderá aproximadamente 8 meses para ser concluído (com apresentação do protótipo marcada para dezembro de 1995). Os estudos para otimização, testes e lançamento do produto no mercado demandará mais 12 meses, estando portanto previsto o lançamento para janeiro de 1997. O gráfico abaixo foi montado a partir da análise do mercado nacional de ambulâncias e a demanda prevista para o nosso produto, cujo ciclo de vida está sendo considerado em 10 anos. As vendas devem atingir o seu pico no ano 3 (2000), sendo que haverá a partir daí uma estabilização do consumo e então declínio a partir do ano 7 (2004), quando provavelmente existirão outros produtos similares ou novas tecnologias de suspensão atuando no mercado. Para que o nosso produto possa, a partir deste período retomar as vendas, está previsto um trabalho de relançamento ou renovação da marca, em função do potencial de mercado da marca.



## **4. Síntese de Soluções**

### **4.1. Sistema Passivo**

A suspensão passiva é usualmente definida como uma associação em paralelo de uma mola e um amortecedor. Esta suspensão passiva não necessita então de um fornecimento de potência. As forças, neste tipo de suspensão, dependem da movimentação da roda-carroceria-base da maca, do tipo de sistema de armazenamento visco-elástico, sendo que somente parte de sua energia mecânica é retornada ao assoalho do veículo.

#### **4.1.1. Mola + Amortecedor**

A mola tem como função armazenar a energia, para que esta energia não seja transmitida diretamente ao paciente. Já o amortecedor dissipar a energia armazenada no sistema.

#### **4.1.2. Mola + Amortecedor + Absorvedor Dinâmico**

Idem ao anterior, e o absorvedor tem a função de vibrar na freqüência natural do sistema, fazendo com que este tenha uma freqüência própria fora da faixa de freqüências de funcionamento, isto é, o absorvedor passará a entrar em ressonância, e não o sistema.

#### **4.1.3. Coxim Hidráulico**

Estes coxins contêm 2 reservatórios elásticos preenchidos por um fluido incompressível. Este coxim hidráulico explora o fenômeno do incremento dinâmico do coeficiente de amortecimento. Uma conexão estreita, para a passagem do fluido, é usada para unir os dois reservatórios. A vibração da carroceria excita a ação do fluido através da conexão e induz mudança no amortecimento do coxim.

#### 4.1.4. Colchão Pneumático + Amortecedor

Esse sistema se utiliza de reservatórios elásticos que contêm ar pressurizado, sendo que este exerce a mesma função da mola, isto é, acumula energia absorvida pelo sistema. Em conjunto com o amortecedor, este colchão pneumático irá atuar de forma a maximizar o conforto do paciente.

### 4.2. Sistema Semi-Ativo ou Semi-Passivo

O controle de vibração semi-ativo é baseado na capacidade de se modificar a magnitude de forças transmitidas através do assoalho. As técnicas de controle semi-ativo serão implementadas com baixas freqüências e atuadores de baixa potência. Esse modo de controle é bem apropriado para uma arquitetura de malha aberta.

#### 4.2.1. Hidráulico com Variação de Pressão Interna do Atuador

O controle de vibração semi-ativo é baseado na capacidade de se modificar as magnitudes de forças transmitidas através de dispositivos acoplados. Técnicas de controle semi-ativo podem ser implementadas com velocidades baixas e atuadores de baixa potência. Esse modo de controle é freqüentemente bem apropriado para uma arquitetura de controle de malha aberta. Esse tipo de suspensão semi-ativo é uma forma adaptada da hidráulica passiva, na qual os atuadores de baixa potência são usados para induzir mudanças nas propriedades do coxim pela modificação dos parâmetros hidráulicos do mesmo. Os atuadores têm ação contínua, isto é, é possível ajustar as propriedades do coxim (rigidez e amortecimento) para otimizar a redução de vibrações da maca para uma faixa de baixas freqüências. Isto é possível através do controle da perda de carga através do orifício da válvula que está instalada na conexão entre os dois reservatórios. E a rigidez do coxim é regulada através da variação de pressão interna do mesmo (injeção de baixa potência).

#### 4.2.2. Mola + Amortecedor Eletroreológico

Esse sistema possui a habilidade de controlar a viscosidade de um fluido, pois o mesmo fica mais viscoso quando uma corrente elétrica é aplicada, retornando então para o estado líquido quando cessada a aplicação de corrente. Essa propriedade do fluido é chamada eletroreologia. A performance desse amortecedor controlável é satisfatória, uma vez que pequenas partículas de ferro suspensas são introduzidas neste fluido composto basicamente por silicone. Sob influência magnética as partículas de ferro se alinharam em uma direção. Quando a intensidade do campo magnético aumenta, o fluido rapidamente muda de um estado líquido para um estado gelatinoso, quase sólido. Isto faz com que tenhamos uma alteração no coeficiente de amortecimento do sistema.

#### 4.2.3. Pneumático com pressão constante + Amortecedor

Esse sistema consiste de um atuador elasto-pneumático que deverá exercer a função de uma mola, que em conjunto com o amortecedor reduzirá o nível de vibração da maca. O controle de malha aberta é feito através de um camo que aciona uma válvula direcional que faz com que a maca se mantenha numa posição de equilíbrio. Também há uma válvula de pressão que mantém a pressão constante no atuador eletro-pneumático.

### 4.3. Sistema Ativo

A suspensão ativa é definida por ser oposta de uma suspensão passiva convencional. Ela necessita de um suprimento extra de potência a ser injetada no sistema, de tal forma que ela consiga controlar o nível de vibrações. Geralmente, um atuador (hidráulico ou pneumático) substitui ou completa a associação mola amortecedor. As forças geradas são então controladas através do uso de parâmetros tais como posição, velocidade ou aceleração. Um controle de malha fechada permite que o sistema obtenha um tempo de resposta mais curto e com a estabilidade requerida pelas especificações.

A suspensão ativa permite atingir dois objetivos opostos: conforto (mola macia e baixo amortecimento) e ergonomia para o atendimento do paciente (mola rígida e alto

amortecimento para evitar grandes deslocamento da maca). As soluções concebidas a partir de sistemas ativos para este produto deverão atuar numa faixa de freqüência baixas (low frequency), uma vez que o sistema é excitado em uma faixa de freqüência baixas.

As entradas do nosso modelo de suspensão pode ser: aceleração, velocidade e posição nas direções vertical e horizontal (direção longitudinal do veículo), e acelerações angulares nas direções de *pitch* e *roll*, todas referidas aos pontos de fixação da suspensão no assoalho (medidos através de sensores apropriados).

As saídas do nosso sistema poderão ser apenas: aceleração, velocidade e posição nas direções vertical e horizontal (direção longitudinal do veículo), e acelerações angulares nas direções de *pitch* e *roll*, referidas à maca.

A escolha de quais serão as entradas e saídas do nosso sistema dependerá do número de graus de liberdade do mesmo, bem como os tipos de sensores utilizados.

#### 4.3.1. Pneumático

Esse sistema é projetado para prover um aumento no conforto da maca em baixas freqüências através do uso de um amortecedor, mais um sistema de medição. Esse sistema incorpora três acelerômetros verticais e um longitudinal. Usando sinais desses acelerômetros, o controlador regula a pressão dos reservatórios elásticos-pneumáticos instalados na base da maca. O sistema de pressão pneumática consiste de válvulas proporcional, reservatórios pneumáticos, e compressor. O atuador pneumático gera uma força elasto-pneumático que controla os movimentos verticais e horizontais de tal forma a anular a vibração na base da maca.

O movimento de *roll* da maca durante a tomada de uma curva é suprimido pela produção de um momento de *roll* contrário, através do aumento de pressão de um ou dois dos atuadores e diminuição nos demais. Um algoritmo análogo é utilizado para controlar o movimento de *pitch*.

#### 4.3.2.Hidro-Pneumático

Esta solução para controle ativo do nível de vibração da maca prevê a utilização de um acumulador hidro-pneumático, que fará a função da mola. Quando uma força é aplicada na base da suspensão um movimento relativo entre maca e assoalho é induzido. Esse deslocamento, que será medido através de sensores (seja posição, velocidade ou aceleração), realimentará o sistema de tal forma a acionar o atuador eletromagnético, que permitirá o aumento ou diminuição de pressão no atuador hidráulico. O amortecedor será representado por uma válvula na entrada do acumulador. Todo esse sistema é composto de: um atuador hidráulico, um amortecedor, uma válvula direcional, acumulador hidro-pneumático, válvula de orifício de amortecimento, atuador eletromagnético, fonte constante de pressão, bomba, tanque e sensores.

#### 4.3.3.Hidráulico

Esse sistema é projetado para prover um aumento no conforto da maca em altas velocidades através do uso de um amortecedor chamado *skyhook*, mais um mecanismo de controle de sensibilidade de freqüência (com opção de controle de *roll* e *pitch*). Esse sistema incorpora três acelerômetros verticais e um longitudinal. Usando sinais desse acelerômetros, o controlador regula a pressão dos cilindros hidráulicos instalados na base da maca. O sistema de pressão hidráulica consiste de válvulas de controle, cilindros hidráulicos, e acumuladores. O amortecedor especial *skyhook* gera uma força de amortecimento que controla os movimentos verticais e horizontais proporcionais as velocidades absolutas vertical e horizontal da maca que é determinado através da integração do sinal do acelerômetro.

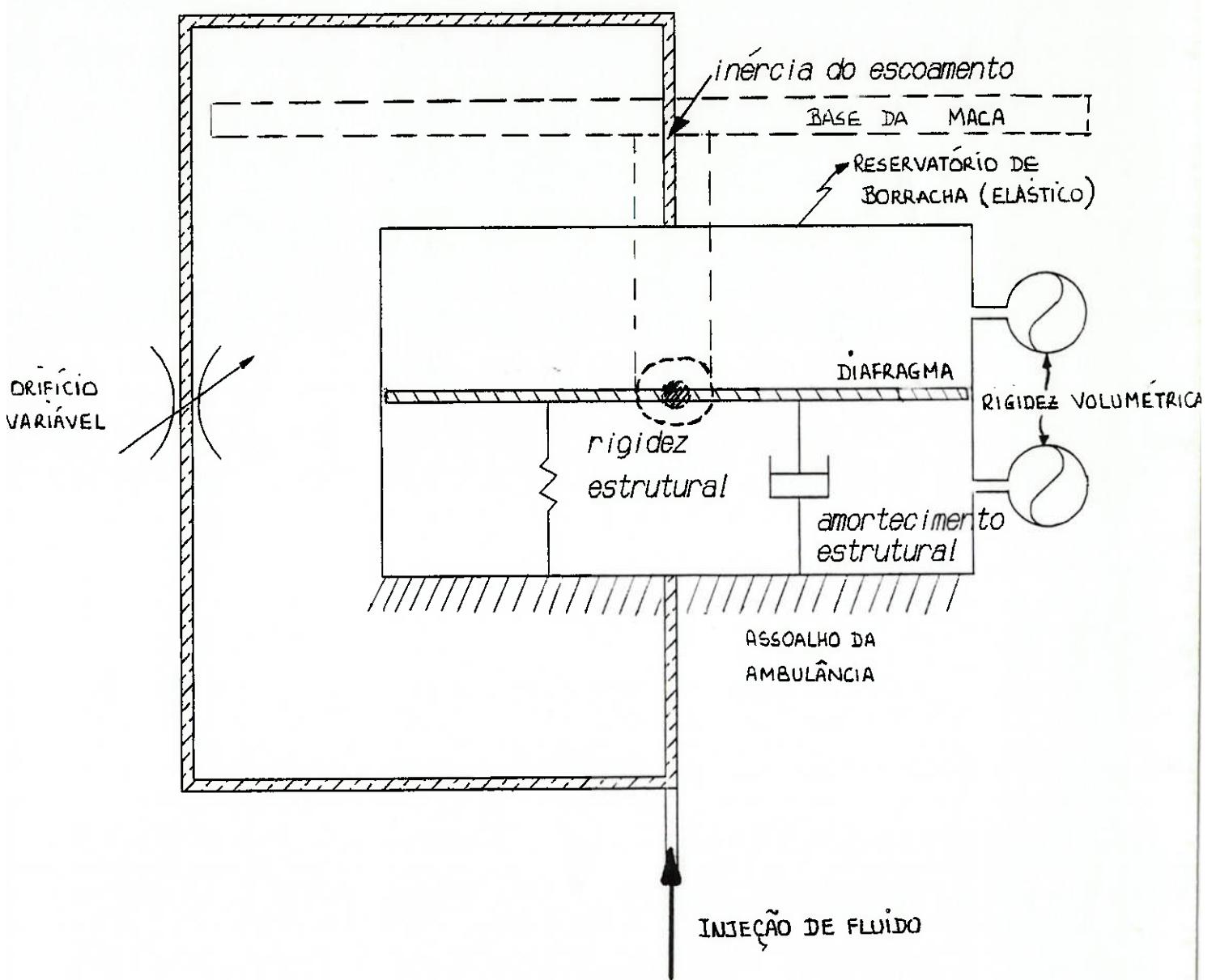
O movimento de *roll* da maca durante a tomada de uma curva é suprimido pela produção de um momento de *roll* contrário, através do aumento de pressão de um ou dois dos atuadores e diminuição nos demais. Um algoritmo análogo é utilizado para controlar o movimento de *pitch*.

O desenho ilustrativo de algumas suspensões propostas acima estão anexos nas folhas seguintes.

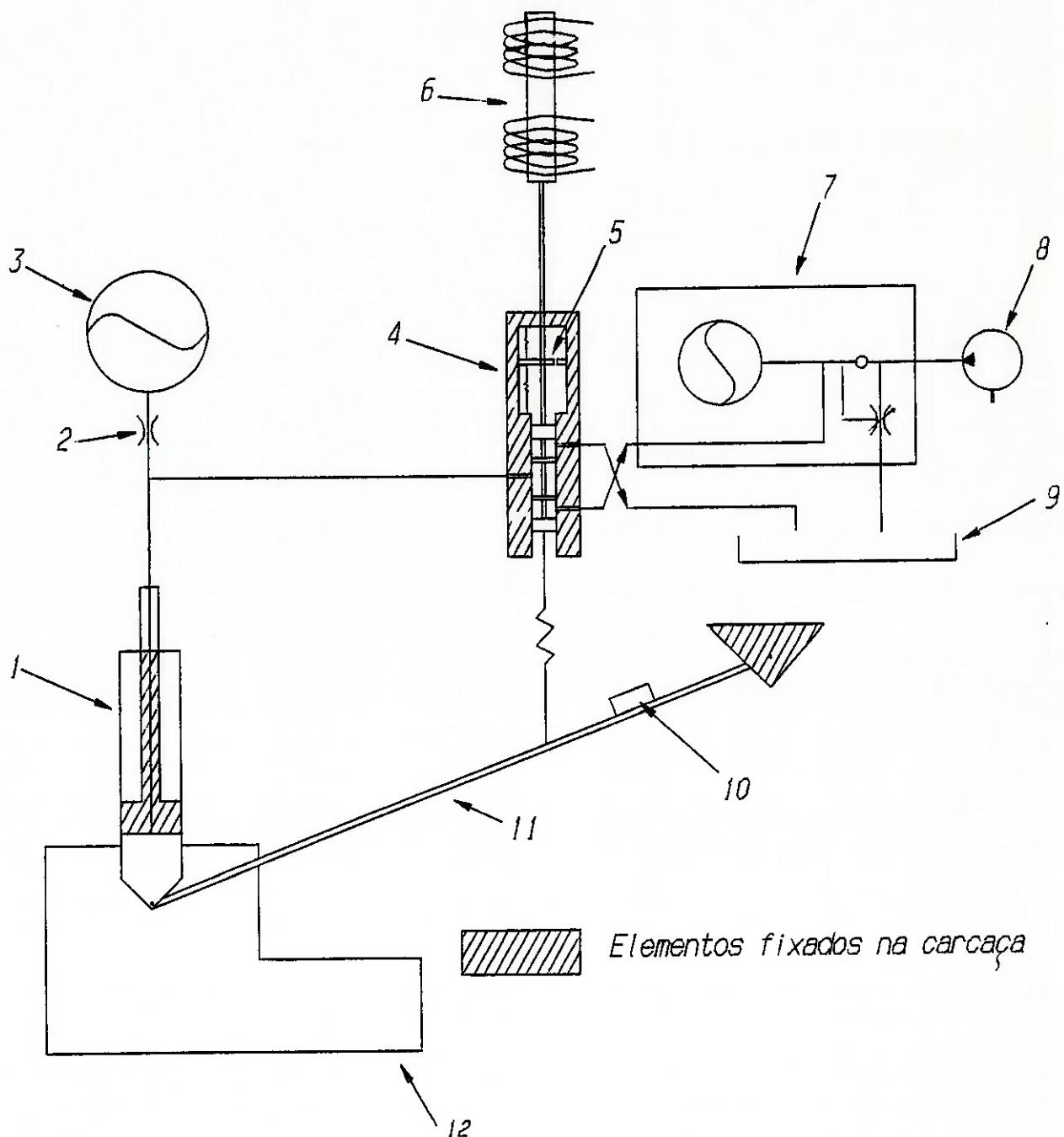
A partir dos esquemas dos tipos de suspensões e dos modelos físicos serão apresentados em seguida os croquis de todas as construções possíveis da geometria da suspensão como um todo e mecanismo de atuação. Junto com estes croquis é feita uma breve explicação e descrição do funcionamento das soluções de suspensões propostas.

Paralelamente a isso, são propostas algumas soluções para o travamento da maca na base da suspensão de tal forma que não haja vibração ou movimento relativo entre a base e a maca. Estes mecanismos de trava serão apresentados com acionamento manual e automático, porém o mecanismo em si será o mesmo para ambos. Este desenvolvimento será feito independente do desenvolvimento da suspensão, só sendo integrados a partir da fase de Projeto Básico.

**Sistema Semi-Ativo Hidráulico com Variação da Pressão Interna do Atuador**



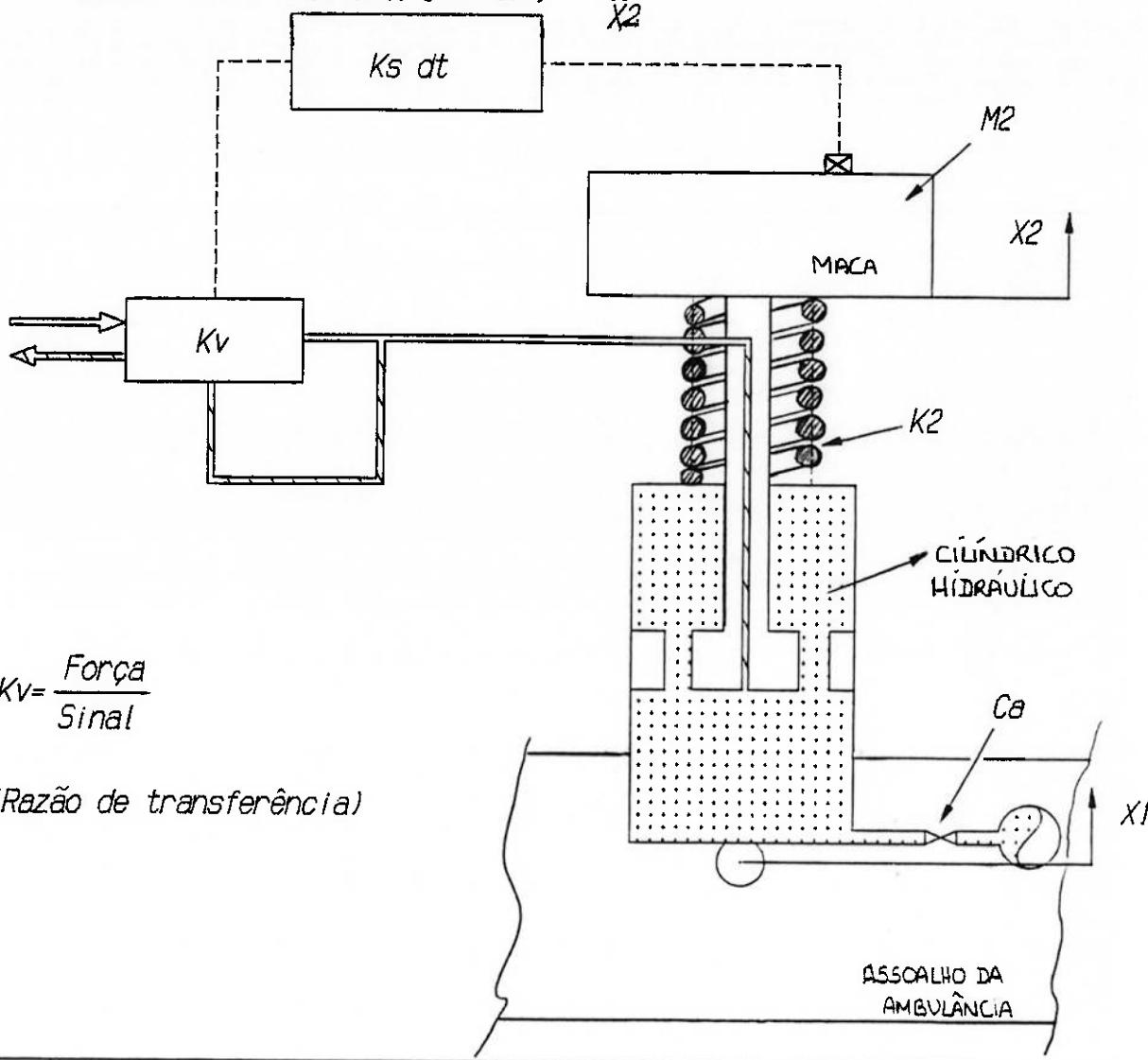
## Sistema Ativo Hidro-Pneumático



Elementos fixados na carcaça

1. atuador
2. amortecedor
3. acumulador
4. válvula direcional
5. orifício da válvula
6. atuador eletro-magnético
7. fonte de pressão constante
8. bomba
9. tanque
10. girômetro
11. braço da suspensão
12. assoalho da ambulância

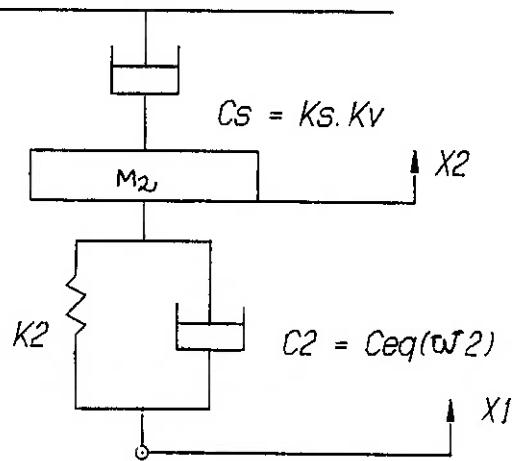
## SISTEMA ATIVO HIDRÁULICO (SKYHOOK)



$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_2}{M_2}}$$

$$\xi_2 = C_2 / (2\sqrt{M_2 \cdot K_2})$$

$$\xi_s = C_s / (2\sqrt{M_2 \cdot K_2})$$



## 4.4. Sensores ( para soluções com sistemas ativos e semi-ativos)

### 4.4.1. Sensores de Aceleração (acelerômetros)

#### 4.4.1.1 Acelerômetros Indutivos

Neste acelerômetro, um imã permanente é sustentado entre duas molas. Um enrolamento indutivo fica adjacente e quando o imã move-se, uma corrente é induzida no enrolamento.

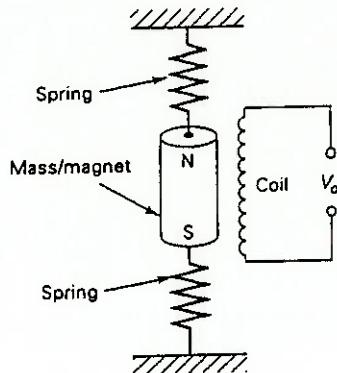


fig. 4.4.1.1

Uma outra aplicação do mesmo princípio é mostrada na figura 4.4.1.2. A massa/imã é instalada dentro de um solenoíde. As molas na fig. 4.4.1.2 são as vigas em balanço fixas na parede do sensor. A massa dentro do solenoíde é um núcleo magnéticamente permeável que muda a indutância do solenoíde, induzindo corrente no mesmo.

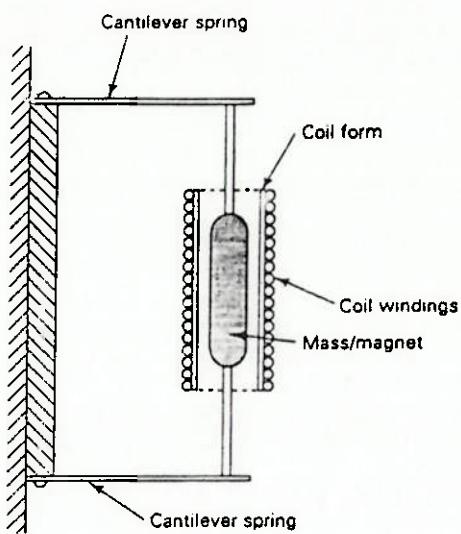


fig.4.4.1.2

#### 4.4.1.2 Accelerômetros de "strain- gages"

Na figura 4.4.1.3 vemos um strain-gage usado em um acelerômetro. Uma massa é suspensa através de uma mola em forma de viga engastada na parede do sensor. Quando a massa move-se, ela flete a mola, colocando um strain-gage sob tensão e outro em compressão. Os strain-gages são usualmente ligados em ponte de Wheatstone, para produzir uma tensão de saída proporcional à aceleração da massa.

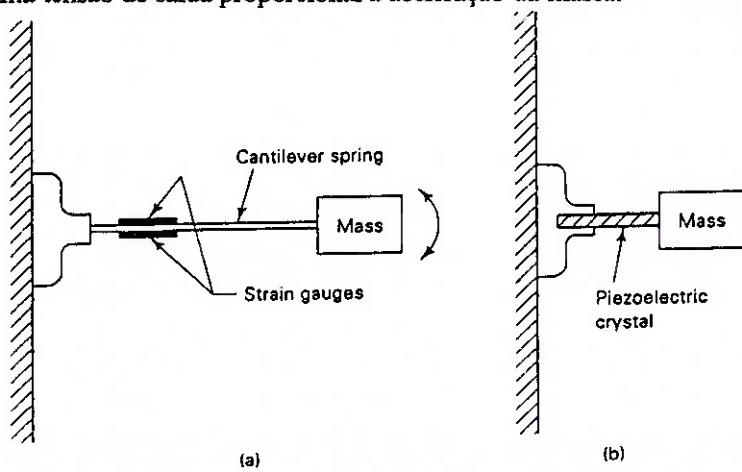


fig 4.4.1.3

Um acelerômetro de viga dupla é mostrado na figura 4.4.1.4. Alguns dos mais modernos acelerômetros baseados neste método são piezoelétricos à base de silício. Nestes sensores a massa é suspensa através de um par de elementos strain-gage. Estes dispositivos tem sensibilidade a frequências de até 5Hz e possuem bom isolamento a movimentos axiais.

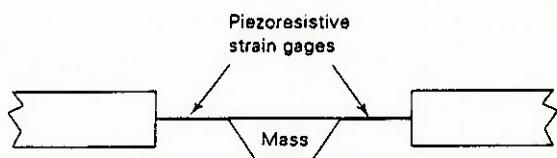


fig. 4.4.1.4

#### 4.4.2 Sensores de Posição

##### 4.4.2.1 Potenciométrico

É um resistor variável que tem 3 terminais, dois dos quais são fixos e um é variável. A figura 4.4.3.1 mostra um potenciômetro linear, no qual a resistência é função do cursor ao longo do elemento resistivo. O elemento pode ser uma camada de uma composição de carbono, um filme de óxido metálico ou um arranjo de fios dobrados. A resistência total  $R_t$  é medida entre os terminais fixos A e B. O cursor C é deslocado a um ponto ao longo do elemento, criando-se dois segmentos (AC e CB), cada um dois dos quais tem uma fração da resistência total ( $R_{ac}$  e  $R_{cb}$ ).

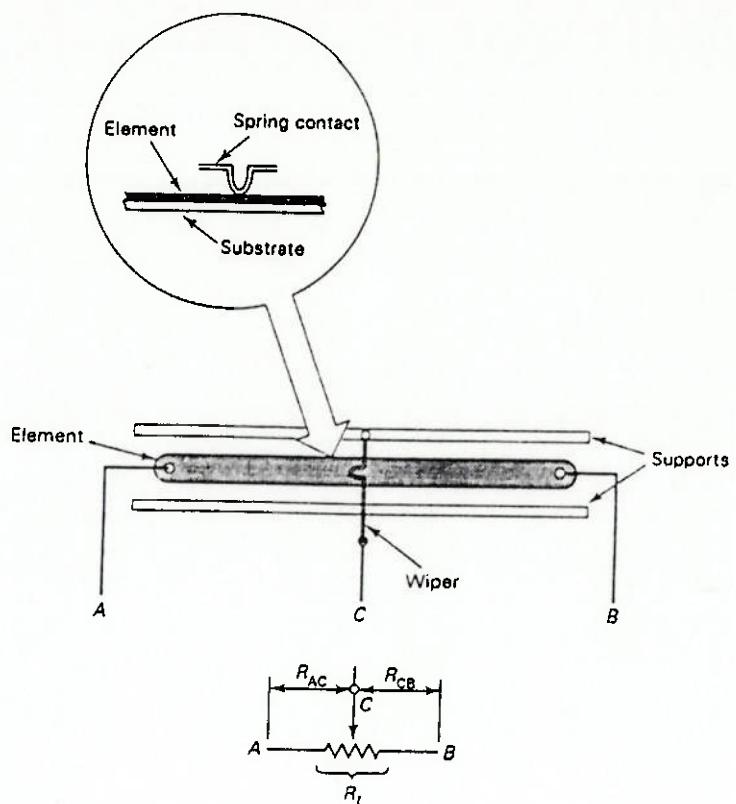


fig. 4.4.2.1

A figura 4.4.2.2 mostra a forma mais simples do sensor com potenciômetro. O potenciômetro é conectado com o ponto A aterrado, e no ponto B é aplicada uma tensão de referência  $V_{ref}$ . A tensão de saída  $V_o$ , irá variar de 0 até  $V_{ref}$ , enquanto a posição do cursor varia de 0 a L.

O cursor pode ser conectado a um atuador ou algum outro dispositivo que provocará mudança de posição.

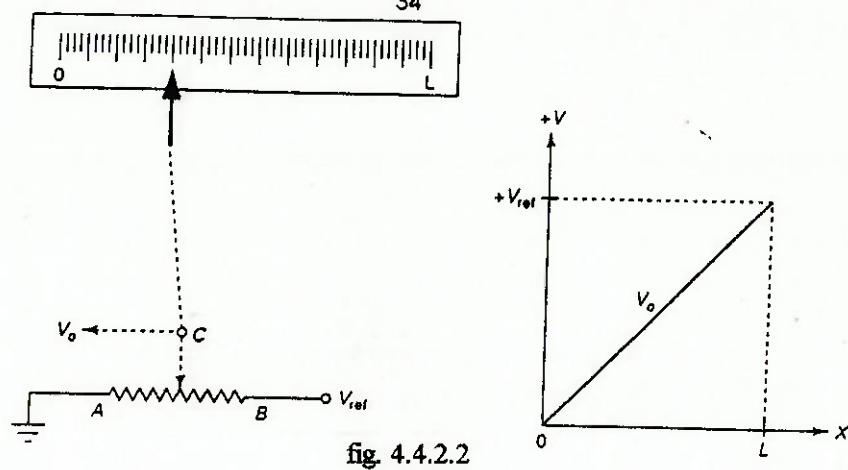


fig. 4.4.2.2

Quando o movimento força o deslocamento para ambos os lados do ponto zero, conecta-se o potenciômetro em  $-V_{ref}$  e  $+V_{ref}$ . A polaridade da saída indicará a posição.

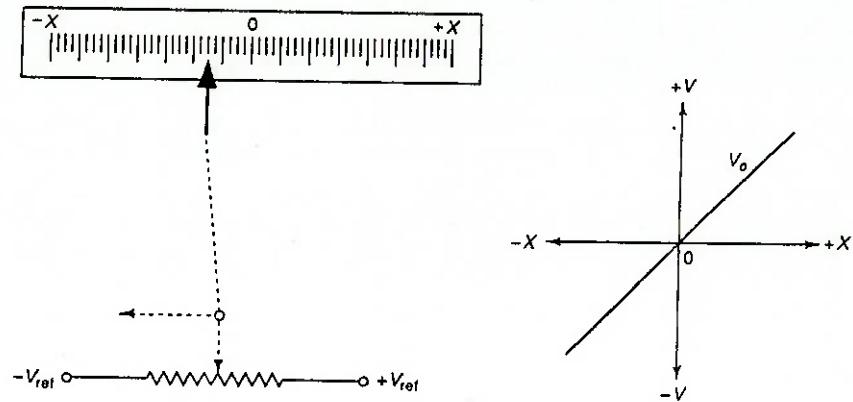
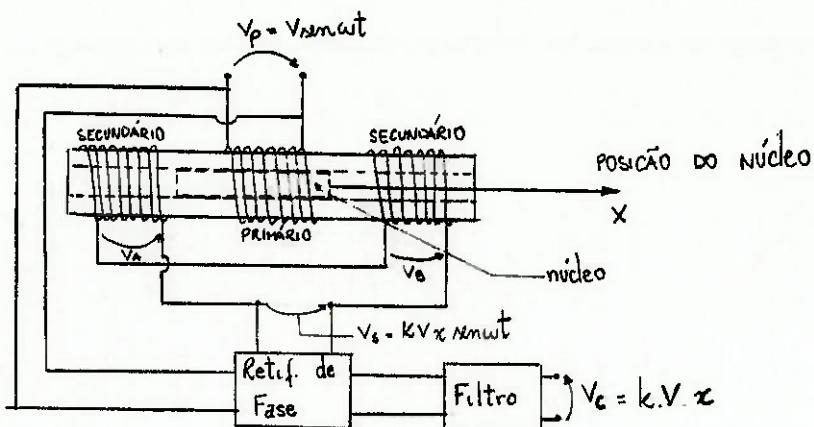


fig. 4.4.2.3

#### 4.4.2.2 LVDT ( Linear Differential Variable Transformer )

Um LVDT é mostrado abaixo:



É um sensor de posição com três enrolamentos indutivos, conectados de forma que um enrolamento (primário) é ligado a uma fonte tensão. Os outros dois enrolamentos são usados como secundários, numa composição em série. A tensão  $V_s$  de saída é a diferença entre as voltagens  $V_a$  e  $V_b$ .

Quando o núcleo está na posição 0, ele fica igualmente espaçado dos enrolamentos A e B, de forma que as reatâncias indutivas e tensões destes dois enrolamentos são iguais. Porém, como os enrolamentos A e B estão ligados em defasagem, a tensão de saída será zero nesta posição.

Se o núcleo move-se num sentido é criada uma tensão de saída positiva, se noutro, é criada uma tensão de saída negativa.

O conjunto retificador de fase+filtro transforma o sinal AC em DC.

#### 4.5. Estrutura da Suspensão

##### 4.5.1. Estrutura em "X" com Articulação Central

A suspensão passiva com um grau de liberdade permite apenas o movimento linear de *bounce*, sendo que o mecanismo é constituído por duas tesouras (em 'X'), e cada 'X' é colocado em uma extremidade da base da maca. Este 'X' possui um pino no seu centro que une e articula as duas barras transversais no seu centro, de tal forma a permitir somente o movimento vertical. Há um amortecedor que liga uma extremidade à outra do 'X', e uma mola localizada na base do 'X', de tal modo que ao ser aplicada uma força vertical na suspensão, o 'X' se comprimirá ou esticará, uma vez que uma das extremidades deste mecanismo possui liberdade de movimento na direção horizontal (há uma guia para esta extremidade se mover sem vínculos na direção horizontal).

Aqui, neste mecanismo, podemos ter variantes de sistemas passivos com a introdução de um absorvedor dinâmico, ou a substituição do conjunto mola + amortecedor (ou parte dele) por coxins hidráulicos ou pneumáticos.

Esta estrutura está ilustrada no desenho 2 e 3.

##### 4.5.2. Estrutura em "X" sem Articulação Central

Conforme ilustrado no desenho 4, esta estrutura é composta de 2 barras rígidas. Sendo que nas suas extremidades há articulações fixas. Esta estrutura permite o movimento de "pitch" ou "roll".

##### 4.5.3. Estrutura em "X" com Articulação Central + "X" sem Articulação Central

Esta estrutura é uma composição das duas estruturas anteriores, permitindo desta forma os movimentos vertical + "pitch" ou vertical + "roll". Como ilustrado no desenho 5 e 6.

#### 4.5.4. Estrutura em "X" com Articulação Central + 2 x "X" sem Articulação Central

Este mecanismo possui três níveis, com duas superfícies intermediárias. Entre o mecanismo de compensação de pitch ( parte superior), já descrito anteriormente e o mecanismo em 'X' (parte inferior) há um mecanismo igual ao de compensação de pitch, porém girado de 90 graus em relação ao eixo vertical  $z$ . A diferença, porém, é que neste mecanismo, o conjunto de molas e amortecedores ( 2 molas e 2 amortecedores em cada nível ) atua entre cada superfície, isto é, um conjunto entre a superfície superior e a intermediária superior, um conjunto entre a intermediária superior e inferior e um conjunto entre a intermediária inferior a base inferior.

Esta suspensão, como já descrito, permite os movimentos de *bounce*, *pitch* e *roll*. Ilustrado no desenho 7.

#### 4.5.5. "X" com Estrutura Flexível

Esta estrutura é similar a 4.4.2, porém as barras não são mais rígidas. Elas possuem elementos elásticos e viscosos que amortecem os seus movimentos. Conforme desenho 8.

#### 4.5.6. Estrutura em "X" com Múltiplas Direções

Trata-se de arranjar estruturas do tipo 4.4.1 de forma a permitir 3 graus de liberdade, isto é, movimentos vertical, de "pitch" e de "roll". Conforme ilustrado no desenho 9.

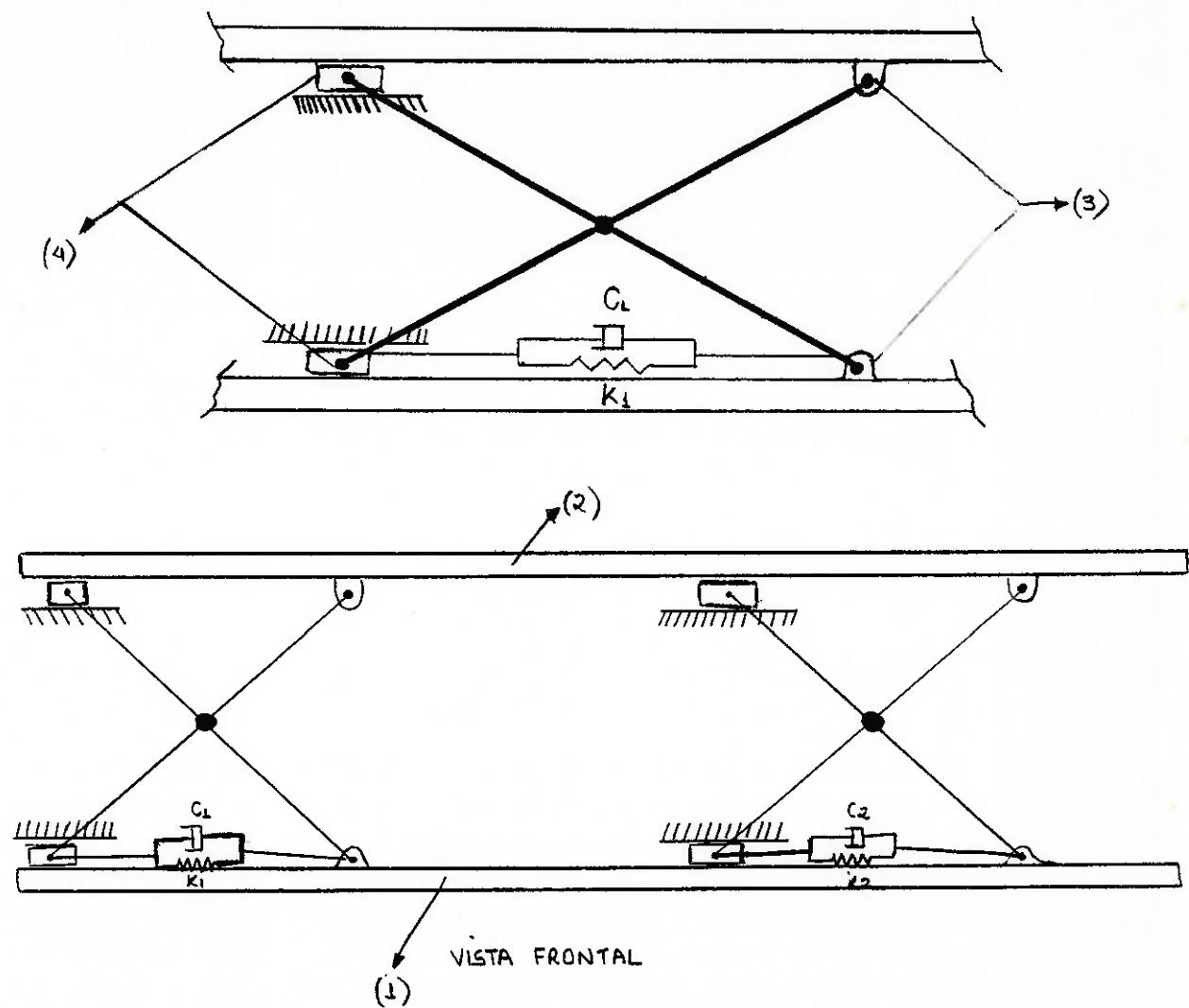
#### 4.5.7. Braço de Controle

Neste mecanismo há um braço que, em uma das extremidades é ligado a uma corrediça articulada na base da maca, em uma posição intermediária é articulada a uma barra ligada ao assoalho, e na outra extremidade são montados os atuadores e/ou

amortecedores e molas. Este mecanismo é composto por 4 braços articulados como o descrito acima, sendo que somente 2 possuem corrediça horizontal na base da maca.

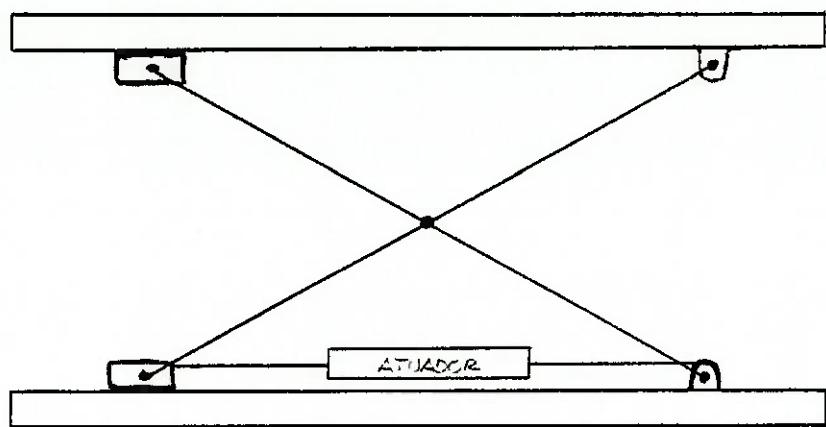
Os movimentos possíveis para este tipo de suspensão são *bounce* e *pitch*. A estrutura está ilustrada no desenho 10.

DETALHE DA VISTA FRONTAL



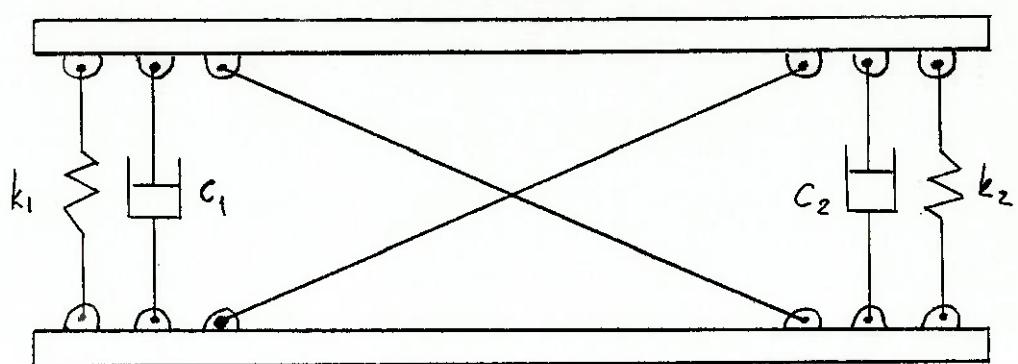
- (1): ASSOALHO DA AMBULÂNCIA
- (2): BASE DA SUSPENSÃO
- (3): ARTICULAÇÕES FIXAS
- (4): ARTICULAÇÕES MOVEIS

### Desenho 3

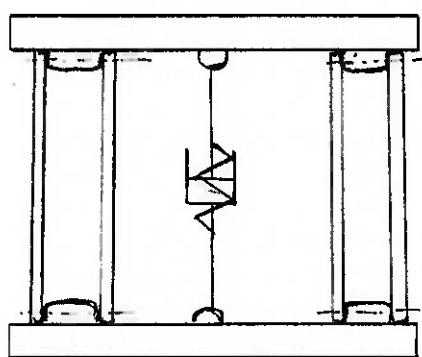


### Desenho 4

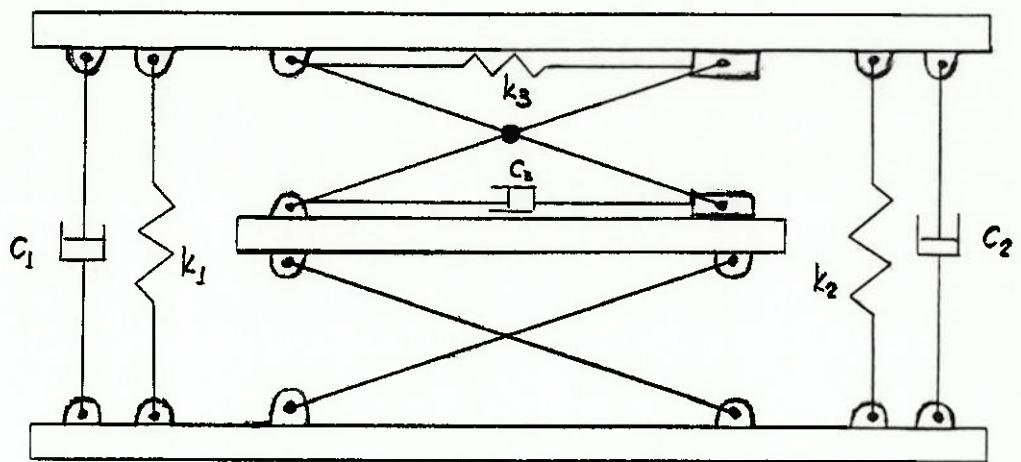
VISTA FRONTAL



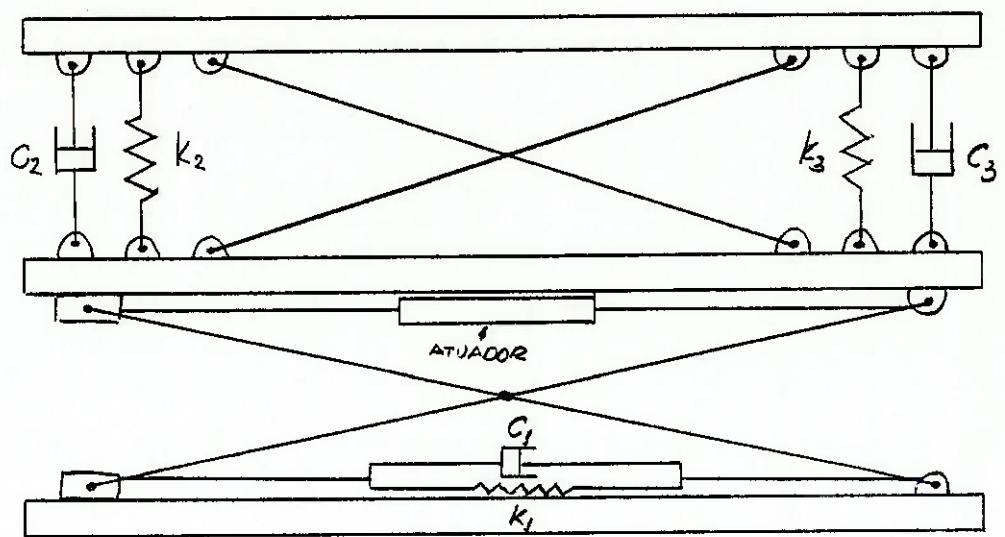
VISTA LATERAL



### Desenho 5

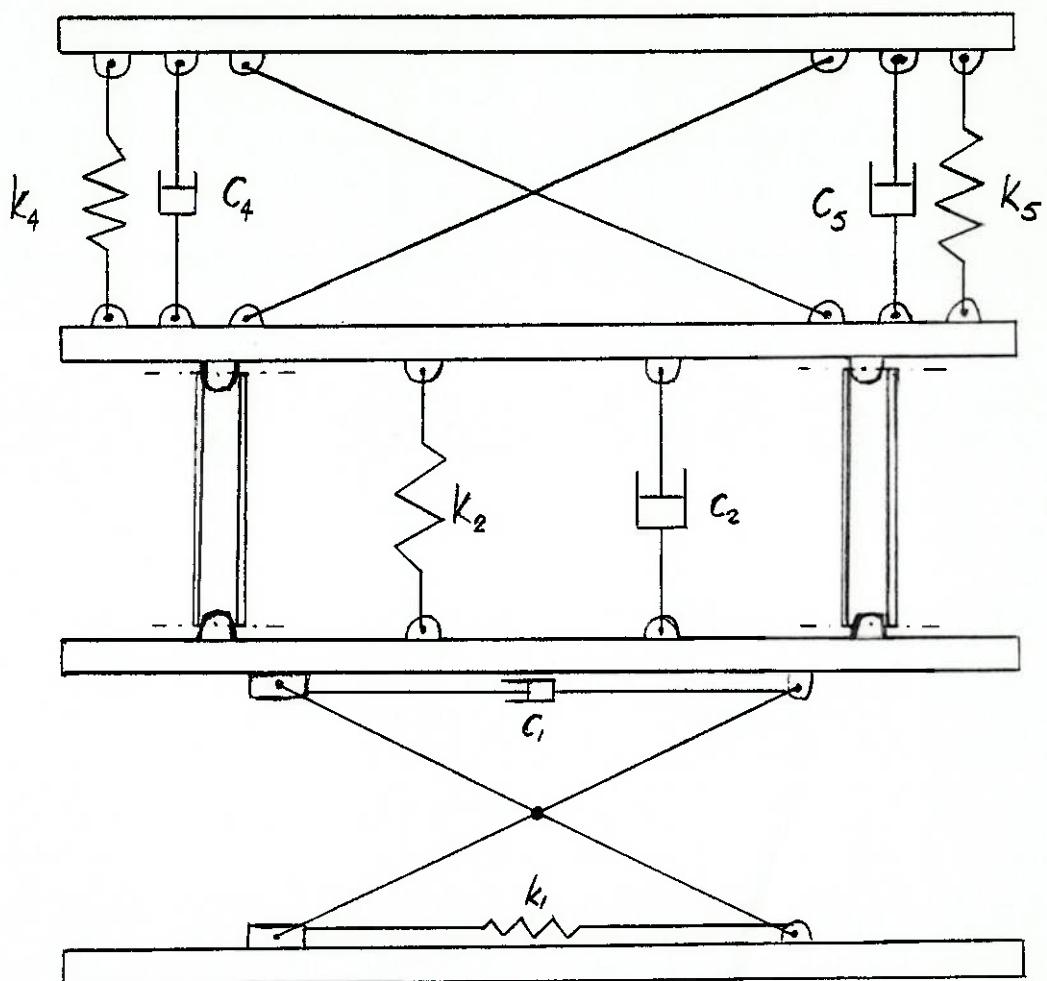


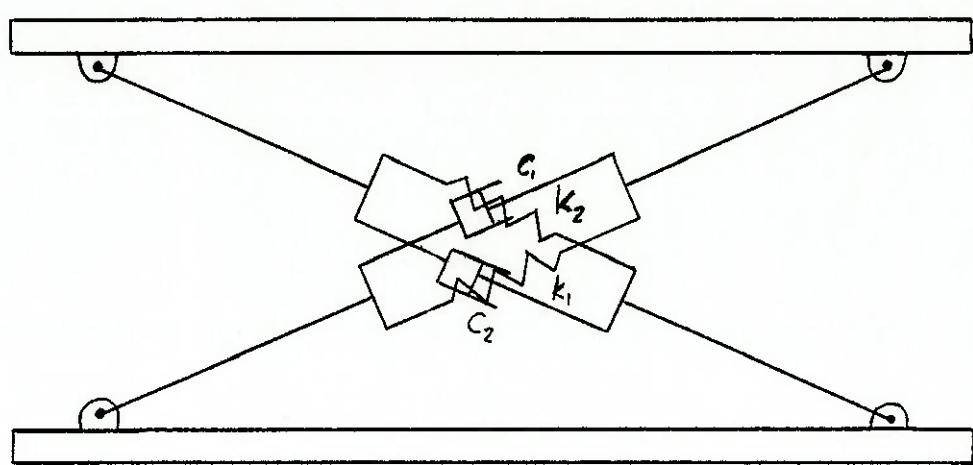
## Desenho 6



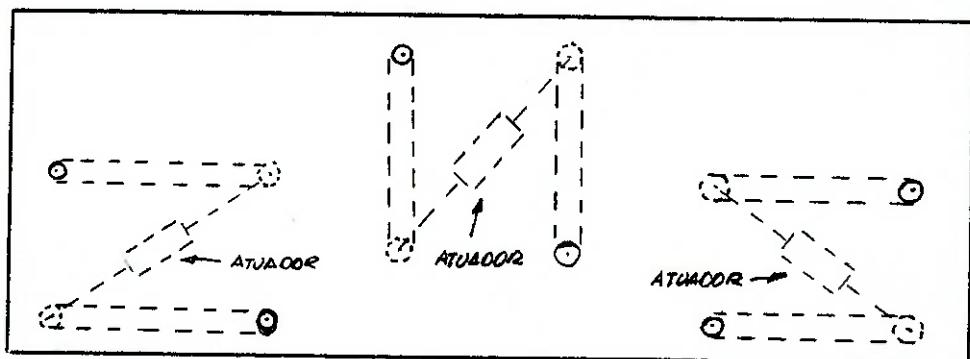
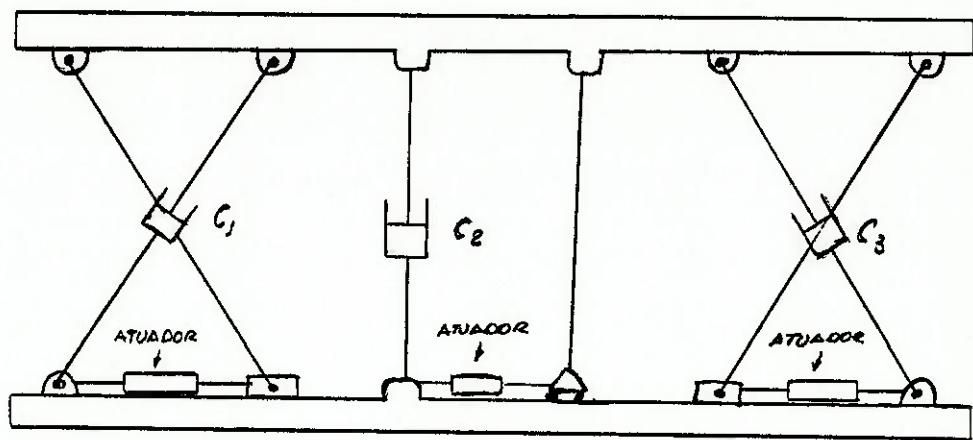
## Desenho 7

VISTA FRONTAL

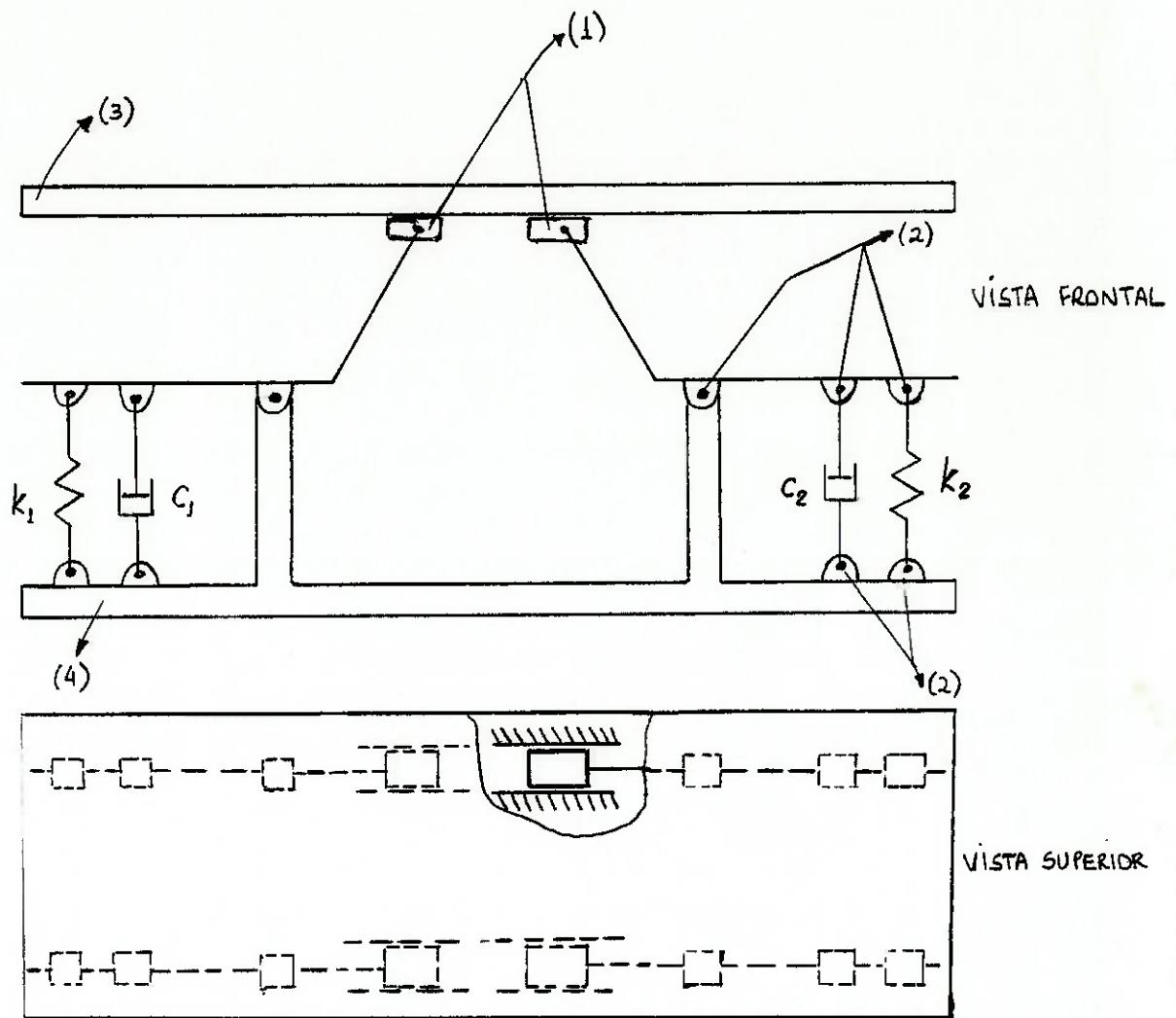


**Desenho 8**

### Desenho 9



## Desenho 10



(1): ARTICULAÇÕES MÓVEIS

(2): ARTICULAÇÕES FIXAS

(3): BASE DA MACA

(4): ASSOALHO DA AMBULÂNCIA

#### 4.6. Trava

##### 4.6.1. Trava 1

Esta trava é composta de uma haste de acionamento que possui duas articulações que a conectam a dois braços com as extremidades em forma de gancho. Estes dois braços possuem um movimento de rotação em torno de um ponto articulado fixo à base. Desta forma o gancho irá fixar o pé da maca. Esta fixação é garantida através de uma mola colocada na extremidade da haste de acionamento. Desenho em anexo.

##### 4.6.2. Trava 2

A fixação ocorre através de dois sistemas. O pé dianteiro tem ligado a si um disco o qual quando, acoplado a uma chapa, limita movimentos horizontais e verticais. No pé traseiro, um elemento em forma de gancho articulado à base da maca. O acoplamento entre o gancho e a roda confere é rígido não permitindo assim movimentos verticais e horizontais. Desenho em anexo.

##### 4.6.3. Trava 3

Este tipo de acionamento é feito através de 2 hastes com ganchos nas extremidades, que são colocadas na base da maca de tal forma que ao girarem de aproximadamente 90 graus elas irão prender a estrutura tubular da maca por baixo. Porém estas hastes deverão girar em sentido contrário, para que possam fixar o lado esquerdo e o lado direito da estrutura da maca. Para girar em sentido contrário, haverá um mecanismo de 3 barras para inverter o sentido de rotação de uma das hastes.

O acionamento deve ser feito por uma barra instalada na parte inferior da base da maca e ligada a uma cruzeta no centro da maca. Para garantir a fixação, uma mola de torção é colocada na haste de acionamento, e a manopla é fixada pneumaticamente, eletricamente ou através de um pino. Para uma melhor compreensão deste mecanismo, vide croqui deste mecanismo no desenho da trava 3.

#### 4.6.4. Trava 4

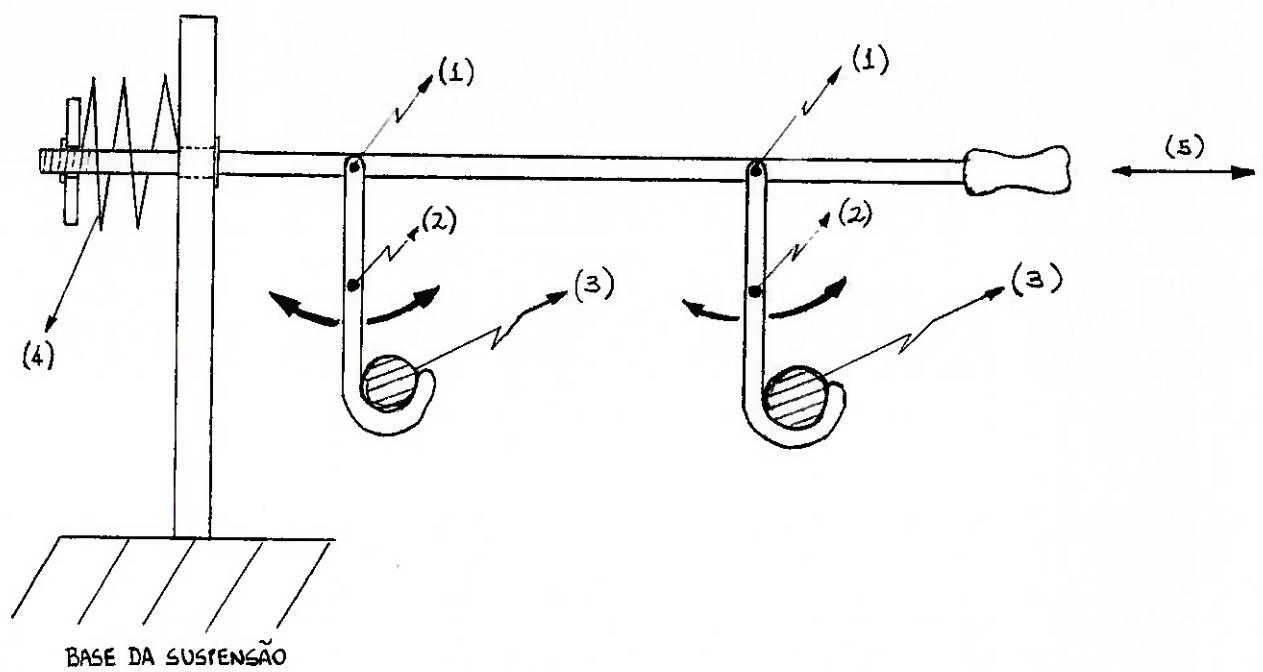
Uma haste articulada em uma de suas extremidades atravessa dois elementos móveis, os quais são guiados por pilares rígidos à base. O movimento de rotação da haste no sentido horário (vide figura) provoca o movimento vertical para baixo dos elementos, pressionando os apoios flexíveis contra a haste da maca e flexionando as molas. Com o destravamento da haste, os elementos são automaticamente elevados pela força restituídora da mola desvinculando-se os apoios flexíveis da haste da maca.

Este mecanismo funcionará em paralelo com o mecanismo da trava 5, de forma que teremos o mecanismo 4 fixado a uma lateral da maca e o mecanismo 5 fixado à outra.

#### 4.6.5. Trava 5

Esta trava consiste de uma barra, com 2 barras normais soldadas a ela. Estas barras possuem a forma de gancho em sua extremidade. Quando do giro da barra, este gancho acopla-se à estrutura da maca, de tal forma que a fixa, não deixando que esta se move. Desenho em anexo.

## Trava 1



(1): ARTICULAÇÃO MÓVEL

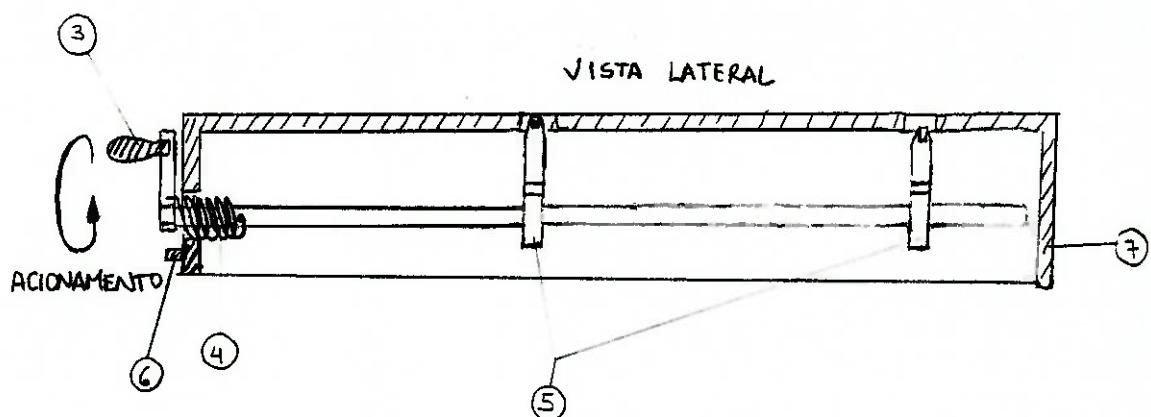
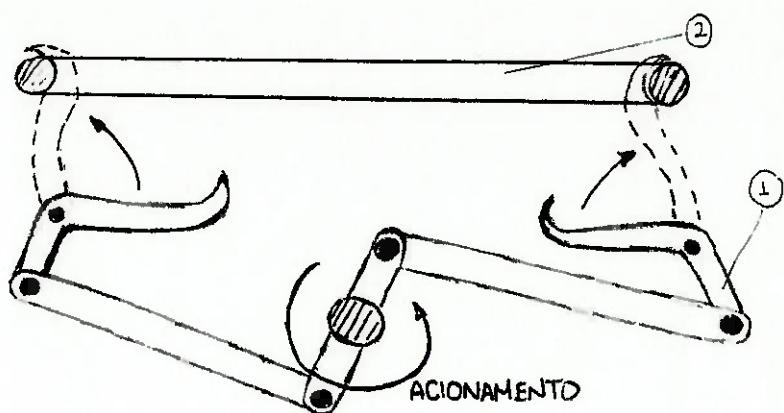
(2): ARTICULAÇÃO FIXA NA BASE DA SUSPENSÃO

(3): PÉ DA MACA

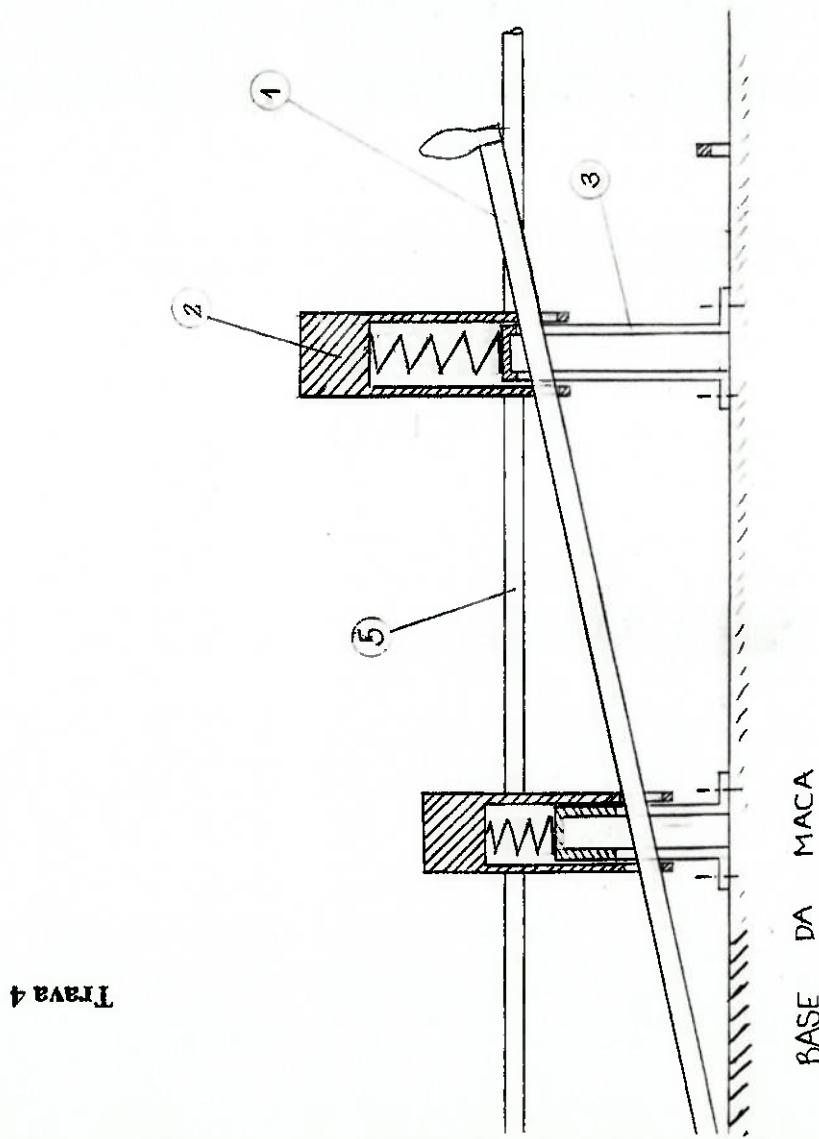
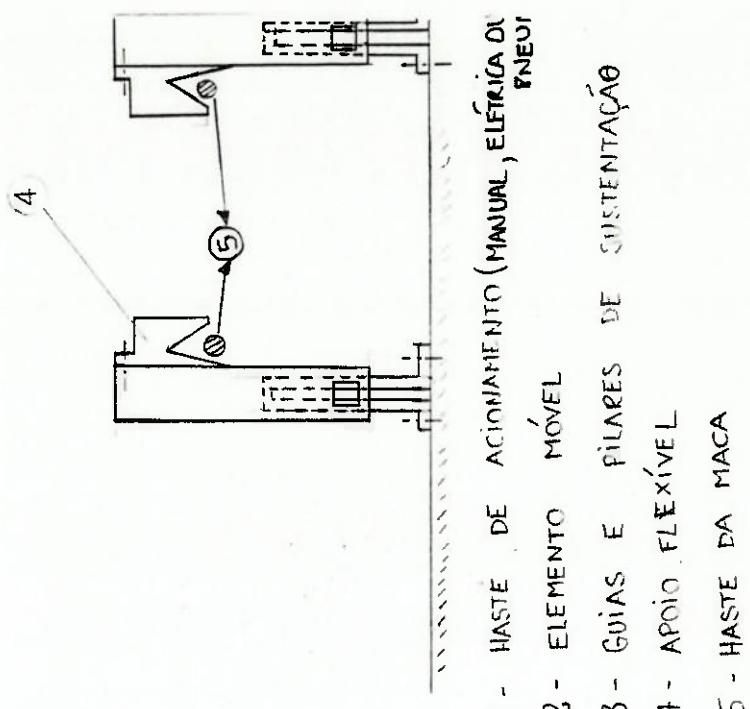
(4): MOLA

(5): ACIONAMENTO MANUAL, ELÉTRICO OU PNEUMÁTICO

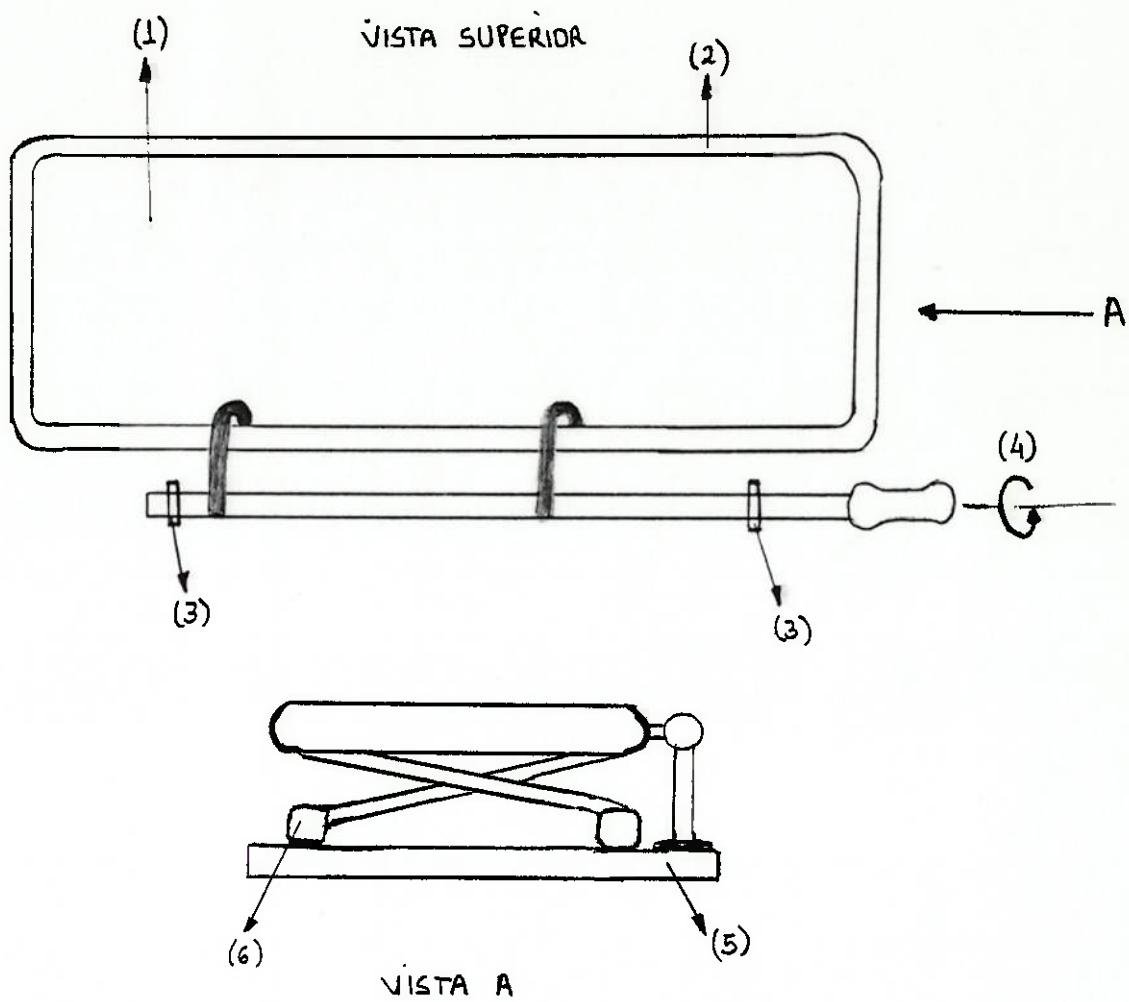
### Trava 3



- 1 - Garra de Fixação
- 2 - Estrutura Tubular DA MACA
- 3 - ALAVANCA DE ACIONAMENTO MANUAL
- 4 - Mola DE TORÇÃO PARA TRAVAMENTO
- 5 - QUATRO PONTOS DE FIXAÇÃO DA MACA
- 6 - PINO DE TRAVAMENTO DA ALAVANCA DE ACIONAMENTO
- 7 - BASE DA MACA



## Trava 5



- (1): ESPUMA DA MACA
- (2): ESTRUTURA TUBULAR DA MACA
- (3): ARTICULAÇÃO FIXA LIGADA À BASE DA SUSPENSÃO
- (4): ACIONAMENTO MANUAL, ELETRICO OU PNEUMÁTICO
- (5): BASE DA SUSPENSÃO
- (6): RODA DA MACA

## 5. Análise Técnica

Esta análise será feita através da verificação da adequação da solução apresentada às especificações técnicas. Através destas análises todas as soluções viáveis economicamente e possíveis de serem desenvolvidas em um ano deverão ser consideradas viáveis ou não tecnicamente.

A análise técnica quantitativa será fundamental para verificar se as soluções geradas são compatíveis com as especificações técnicas adotadas, especialmente as especificações construtivas, e também para verificar se não há conflito entre as próprias especificações técnicas.

Alguns ítems como segurança e ergonomia por exemplo, serão avaliados subjetivamente, no tocante à parte técnica.

### Solução 1

Sistema Mola + Amortecedor, com Estrutura em "X" com Articulação Central + Trava 5.

### Solução 2

Sistema Mola + Amortecedor, com Estrutura em "X" com Articulação Central + "X" sem Articulação Central + Trava 4.

### Solução 3

Sistema Mola + Amortecedor, com Estrutura em "X" com Articulação Central + 2x "X" sem Articulação Central + Trava 4.

### Solução 4

Sistema Mola + Amortecedor, com Estrutura com Braço de Controle + Trava

3.

## 5.1 - Verificação das Especificações Funcionais

### Desempenho

Freqüência e Acelerações: Todas as soluções atendem às especificações, pois é possível ajustar-se os parâmetros físicos e geométricos dos sistemas, de tal forma a reduzir os níveis de vibrações e maximizar o conforto.

### Ergonomia:

Esforço de Travamento: Todas as soluções são possíveis, pois nenhuma delas exige esforço maior que 10 N ou 1 N.m para o seu travamento.

### Segurança:

Todas as soluções apresentam níveis de segurança ótimos uma vez que não há risco de que haja algum acidente com o paciente durante o seu atendimento ou mesmo a sua remoção até o hospital.

### Nível de Ruído:

Em todas as soluções a interligação entre os componentes se dá através de articulações e apoios móveis lubrificados, de forma que os ruídos gerados estão abaixo do nível máximo especificado.

Nas soluções em que utilizam sistema pneumático também atendem às especificações, pois o nível de ruído gerado no escape do ar nas válvulas estão dentro do limite especificado.

### 5.2 - Verificação das Especificações Operacionais

#### Consumo de Energia

As soluções em que empregam o sistema passivo não há consumo de energia, portanto atende a esta especificação.

As soluções semi-ativa trabalham com baixas potências, pois necessita-se de energia apenas para suporte a outros sub-sistemas.

A solução ativa pneumática proposta requer um consumo de energia alto para manter baixo os níveis de vibração, uma vez que a potência do sinal de entrada do sistema é alta. Logo esta solução se inviabiliza neste aspecto uma vez este sistema trabalha com potências superiores a 2 CV.

#### Durabilidade

Todos sistemas mencionados são de estruturas rígidas de forma que se feita as manutenções periódicas, trocando as peças que tem maior desgaste nos tempos apropriados, deverão durar mais que 15 anos.

#### Confiabilidade

Em todas as soluções será sempre possível dimensionar as peças a ciclos de fadiga e térmicos de forma que sua falha ocorra num prazo superior a 1 ano. Os componentes eletrônicos, em sua totalidade, possuem ciclos de vida maiores que o especificado.

#### Mantenabilidade

Todos as soluções apresentam sub-sistemas cuja reposição de componentes é simples e cujas peças estarão disponíveis no mercado, sendo que estas reposições fazem com a vida útil da suspensão se prolongue.

### 5.3 - Verificações das Especificações Construtivas

#### Pitch < 5 graus e Roll < 3 graus

Uma característica muito interessante das estruturas em "X", presente em todas as soluções, é que sempre é possível definir limites de

deslocamentos angulares por modificação da posição espacial dos pontos de fixação das barras no assoalho ou na base da maca. A estrutura com braço de controle porém, acaba por aumentar os efeitos de pitch e roll que ocorrem no assoalho, tornando esta solução inviável.

Bounce < 10 cm

Em todas as soluções, são possíveis as modificações dos parâmetros físicos e geométricos de forma a se obter o movimento de bounce menor que 10 cm.

Largura < 57 cm e Comprimento < 210 cm

Estas medidas de largura e comprimento não são medidas críticas, pois são bem acima do tamanho das estruturas adotadas em todas as soluções.

Altura < 60 cm

Esta medida é talvez a maior limitação do projeto em termos de geometria. Ela inviabiliza a solução 3, pois esta necessita mais que 17 cm de altura. Já as outras soluções podem ser comportadas nesta medida.

## 6. Análise Econômica

### 6.1. O Valor Econômico para o Consumidor

Este produto, mesmo sendo um bem de consumo, não terá uma avaliação exclusivamente subjetiva pelo comprador, uma vez que este produto não tem um conteúdo emocional ou apelativo, já que a sua função é proporcionar conforto e diminuir o nível de vibrações. Estes ítems não são facilmente induzidos pela propaganda apelativa ou pelos modismos vigentes.

Logo, esta suspensão será projetada de modo que o valor atribuído pelo comprador seja maximizada, tanto na compra como ao longo da sua vida útil. Através de uma pesquisa de mercado efetuada entre os principais clientes da transformadora de veículo Envemo o valor econômico médio atribuído a este tipo de produto gira em torno de US\$500,00 (avaliado de acordo com as funções que este produto irá desempenhar).

### 6.2 Valor Econômico para o Fabricante

Esta análise se mostra extremamente subjetiva, a partir do momento em que este é um produto inovador, cuja avaliação de preço é extremamente complexa e tem como agravante o fato de que não há nenhuma firma estabelecida, logo, será difícil avaliar custos de fabricação, estocagem, custos de energia elétrica para a produção, etc..

Há também aquelas soluções que devido à dificuldade de desenvolvimento a curto prazo (1 ano) e baixos recursos serão descartadas.

## Viabilidade Econômica

	Solução	1	2	3	4	5	6	7	8
Estrutura 4.5.1	R\$60,00	1	0	0	0	0	0	0	0
Estrutura 4.5.2	R\$50,00	0	0	0	0	0	0	0	0
Estrutura 4.5.3	R\$110,00	0	1	0	0	1	1	1	1
Estrutura 4.5.4	R\$160,00	0	0	1	0	0	0	0	0
Estrutura 4.5.5	R\$140,00	0	0	0	0	0	0	0	0
Estrutura 4.5.6	R\$150,00	0	0	0	0	0	0	0	0
Estrutura 4.5.7	R\$80,00	0	0	0	1	0	0	0	0
Trava 3	R\$40,00	0	0	0	1	0	1	1	0
Trava 4	R\$50,00	0	1	1	0	1	0	0	1
Trava 5	R\$20,00	1	0	0	0	0	0	0	0
Amortecedor	R\$25,00	1	3	5	4	2	2	2	2
Mola	R\$20,00	1	3	5	4	2	2	2	2
Atuador Elástico	R\$40,00	0	0	0	0	1	0	0	0
Atuador Pneumático	R\$80,00	0	0	0	0	0	0	1	1
At. Hidr. com Diafrag	R\$100,00	0	0	0	0	0	1	0	0
Válvula Proporcional	R\$200,00	0	0	0	0	0	0	1	1
Válvula Direcional	R\$30,00	0	0	0	0	1	0	0	0
Válvula de Orifício	R\$20,00	0	0	0	0	0	1	0	0
Bomba	R\$80,00	0	0	0	0	1	1	1	1
Vaso de Pressão	R\$50,00	0	0	0	0	1	1	1	1
Sensor	R\$50,00	0	0	0	0	0	1	1	1
Controlador	R\$100,00	0	0	0	0	0	1	1	1
Filtro	R\$50,00	0	0	0	0	1	1	1	1
	Total R\$	115,00	265,00	385,00	260,00	500,00	670,00	830,00	840,00

Conforme a tabela anterior, podemos notar que as soluções 1, 2, 3, 4, 5 e 6 são viáveis economicamente, pois os seus preços são inferiores a R\$ 750,00. Já as soluções 7 e 8 são inviáveis.

### 3. Análise Financeira

A análise financeira de um programa de um novo produto deve permitir assegurar a sua viabilidade. Porém como não há uma empresa estabelecida, é difícil de se avaliar alguns indicadores financeiros da empresa tais como rendimentos brutos e líquidos, investimentos, custos fixos e variáveis. Portanto, esta avaliação será qualitativa e simultânea a avaliação econômica.

O planejamento completo do fluxo de caixa desses rendimentos e o cálculo do ponto de equilíbrio ao longo do ciclo de vida do produto será analisado e estabelecido com precisão quando da definição de todo o processo de produção e dos fornecedores.

### 8. Conclusão

Após todas as análises feitas, concluímos que :

- as soluções ativas inviabilizam-se pelo alto custo de seus componentes;
- a solução com estrutura com braço de controle inviabiliza-se por não atender às especificações técnicas nos movimentos de pitch e roll.
- a solução com estrutura de 3 níveis (4.5.4) não se adapta à limitação geométrica imposta à altura da suspensão.

Dessa forma foram consideradas viáveis as soluções 1, 2, 5 e 6.

## Escolha da Solução

Características/Soluções	1	2	3	5	6	7	8	9
	Peso: Nota/Peso x Nota	Nota/Peso x Nota						
<b>Conforto</b>	10 5/50	6/60	7/70	8/80	8,5/85	8,5/85	8,5/85	10/100
<b>Ergonomia</b>	8 7/56	7/56	7/56	7/56	7/56	7/56	7/56	7/56
<b>Segurança</b>	7 8/56	8/56	8/56	8/56	8/56	8/56	8/56	8/56
<b>Nível de Ruidos</b>	7 6/42	7/49	6/42	6,5/45,5	6/42	6/42	6/42	7,5/52,5
<b>Consumo</b>	3 10/30	10/30	9/27	9,5/28,5	7,5/22,5	7,5/22,5	7,5/22,5	7/21
<b>Durabilidade</b>	6 8/48	7,5/45,5	7/42	7/42	7/42	7/42	7/42	7/42
<b>Confabilidade</b>	6 8/48	8/48	7,5/45,5	7/42	7/42	7/42	7/42	7/42
<b>Mantenabilidade</b>	4 8/32	7,5/30	6,5/26	6/24	5/20	5/20	5/20	5/20
<b>Custo de Fabricação</b>	7 10/70	9/63	7/49	6/42	5,5/38,5	5,5/38,5	5,5/38,5	5/35
<b>Investimento Necessário</b>	7 8/56	7,5/52,5	6,5/45,5	5,5/38,5	5,5/38,5	5,5/38,5	5,5/38,5	5,5/38,5
<b>Total</b>	488	490	459	454,5	442,5	412,5	463	

## PROJETO BÁSICO

### 9 - A Escolha da Solução

A matriz de soluções foi utilizada para a escolha da melhor solução para o problema de redução de vibrações em uma maca de ambulância. Para se confrontar as diversas alternativas de suspensão e travas, foram atribuídas notas e pesos para critério de desempenho, como conforto, segurança, custo, etc. Cada nota é atribuída de tal forma que indica o quanto um critério de uma determinada solução é melhor em relação aos demais. Já o peso indica a importância de determinado critério em relação às especificações técnicas e os objetivos estabelecidos por projeto.

A análise mostrou que as suspensões passivas tem um custo de fabricação menor que as ativas, porém um desempenho em termos de atenuação de vibração bem inferior. A partir disso, foram escolhidas a melhor suspensão ativa e a melhor passiva e em seguidas elas foram comparadas para se decidir qual seria aquela a ser projetada. Foi, então, decidido que a melhor escolha seria a suspensão passiva com dois graus de liberdade com mecanismo em tesoura para o movimento de bounce e um mecanismo de barras cruzadas com compensação de pitch para atenuar as oscilações angulares de pitch (em torno do eixo transversal do carro), que foi confrontada com uma suspensão ativa de 3 graus de liberdade e atuadores hidráulicos. As razões para a escolha da suspensão passiva foram as seguintes :

a) Custo inferior : Uma vez que o aumento de conforto numa maca de ambulância não trás nenhum retorno para um hospital, este dificilmente investiria muito dinheiro neste tipo de equipamento. Além disso, a suspensão passiva trás um aumento no conforto considerável, o que é um passo a mais para se divulgar publicamente a suspensão e para uma próxima fase se desenvolver a suspensão ativa;

b) Pouco tempo disponível para o desenvolvimento do projeto : O tempo de 6 meses é inviável para se desenvolver uma suspensão ativa eficiente, uma vez que este sistema é muito mais complexo e requer milhares de simulações para se determinar parâmetros ótimos da planta, como vazão da bomba de óleo, pressão atuador, etc..

c) A suspensão passiva tem potencial para se atingir os níveis de vibração determinados pelas especificações técnicas do projeto, em termos de aceleração linear e angular versus freqüência.

O croqui da solução adotada é mostrado no anexo G.

Obs.: A comparação técnica entre as suspensões ativa e passiva foi inteiramente baseada em papers da SAE e do Imech, tal como um de autoria de Craighead e intitulado 'Active and passive suspension for an ambulance stretcher'.

10- Análise de Sensibilidade

A lista a seguir apresenta as variáveis envolvidas nas análises:

- M - massa do veículo  
z<sub>m</sub> - cota do C.G. da maca  
z<sub>v</sub> - cota do C.G. do veículo  
k - constante de mola da maca  
k<sub>v</sub>, k<sub>j</sub> - constantes de mola do veículo  
k<sub>c</sub> - constante de mola equivalente do veículo  
C<sub>v</sub>, C<sub>s</sub> - constantes de amortecimento do veículo  
C<sub>c</sub> - constante de amortecimento equivalente do veículo  
z<sub>3</sub> - cota da roda  
θ<sub>v</sub> - ângulo de inclinação do assoalho  
T - torque de frenagem  
I<sub>my</sub> - momento de inércia do veículo  
θ<sub>j</sub> - ângulo de inclinação da maca  
L - largura das barras  
I - momento de inércia da maca

### 10.1-Análise para o Movimento de Bounce - Mergulho

Para estudar o comportamento da suspensão para o movimento de bounce, foram escolhidos variáveis independentes (entrada) e, através de modelos matemáticos foram simulados a resposta (saída), isto é, a aceleração e a posição da maca. Desta forma, pode-se verificar o desempenho da suspensão (relação entre a entrada e a saída controlada pelos parâmetros).

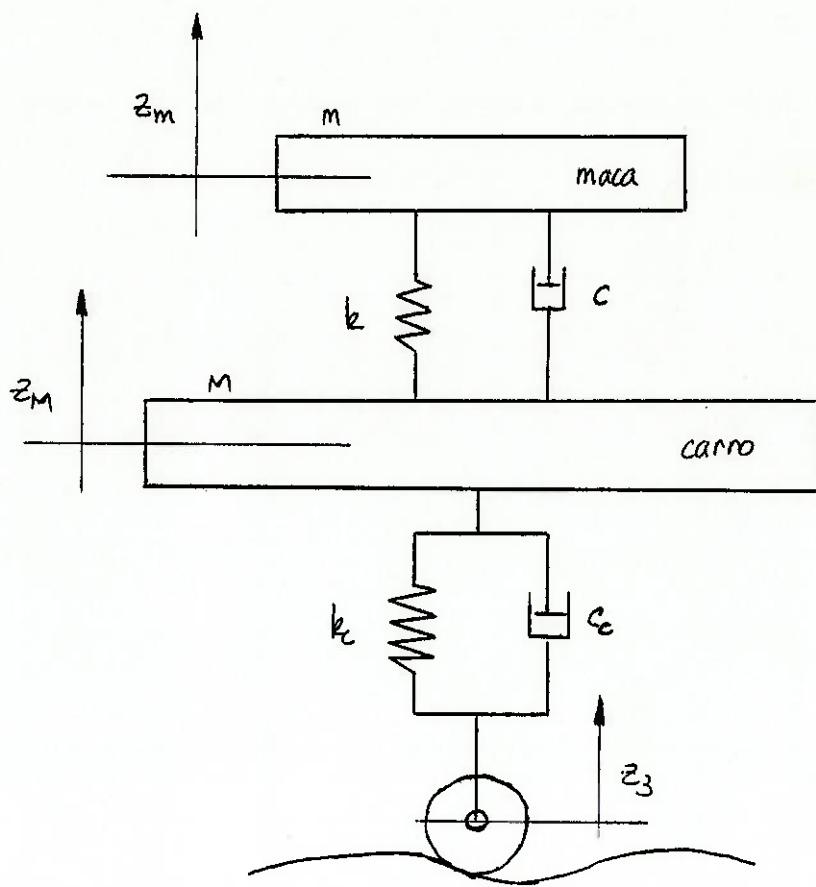
As variáveis independentes (entrada) do sistema são variáveis que simulam a pista (rugosidade, depressão, lombada, buraco, ...).

Foram feitas medidas no Campo de Provas da General Motors para que fosse possível verificar a freqüência de ressonância de uma pista real. Com os dados obtidos, foi feita uma análise gráfica dos valores médios, que mostrou que a primeira freqüência de ressonância ocorre a 3 Hz, conforme podemos ver nos anexos A, B, C e D. Estes resultados foram importante como um primeiro passo para a modelagem do sistema, visto que através dela é quantificada e identificada a forma do sinal de entrada.

Como o nosso principal objetivo é estudar o comportamento da suspensão e a medida do possível otimizá-las, foi adotado uma pista randômica (anexo E) em vez da pista real, pois o equacionamento matemático da pista real para posterior simulação demandaria de muito tempo.

Para o movimento de bounce, os únicos vínculos existentes entre a entrada (pista) e a saída (maca) são as molas e os amortecedores, sendo eles os únicos parâmetros estudados nesta análise de sensibilidade.

Como o movimento bounce tem apenas um grau de liberdade na vertical, foi adotado para o equacionamento matemático duas constantes de mola e duas constantes do amortecedor, sendo uma para a suspensão do carro (fixa, obtida no catálogo da General Motors) e uma para a suspensão da maca (parâmetros estudados). Estas foram posiconadas na vertical, que posteriormente foram adequados ao projeto (constante da mola da maca na horizontal e do amortecedor na diagonal).



### EQUAÇÕES DE EQUILÍBRIO

$$m \ddot{z}_m = -k(z_m - z_M) - c(\dot{z}_m - \dot{z}_M) - mg$$

(Equação do movimento da maca)

$$M \ddot{z}_M = k(z_m - z_M) + c(\dot{z}_m - \dot{z}_M) - k_c(z_M - z_3) - c_c(\dot{z}_M - \dot{z}_3) - Mg$$

(Equação do movimento da ambulância)

Entrada do sistema:  $\dot{z}_3, z_3$

Saída do sistema:  $z_m, \dot{z}_m, \ddot{z}_m, z_M, \dot{z}_M, \ddot{z}_M$

Parâmetros:  $k, c$

Constantes:  $k_c, c_c, M, m$

Sendo que os valores das constantes são:

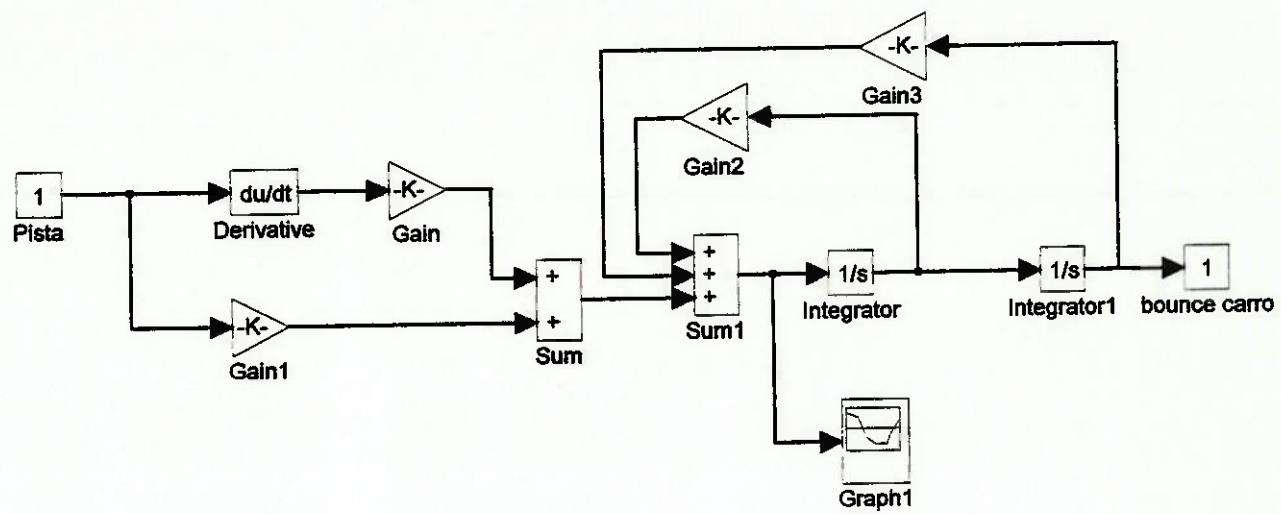
$k_c$  : 80.000 N/m

$c_c$  : 3.500 Ns/m

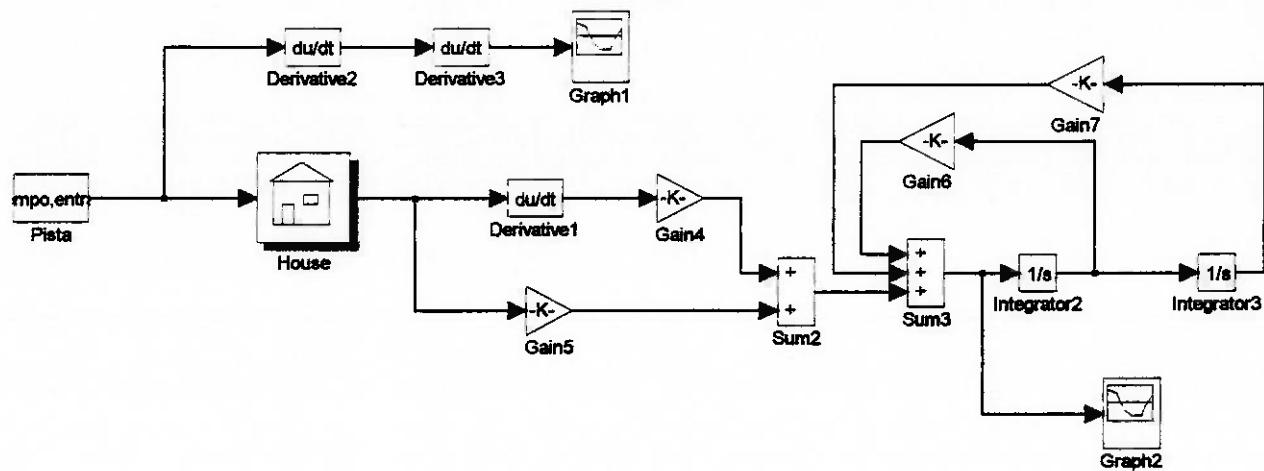
M : 1.200 Kg

m : 100 Kg

Estas equações foram então introduzidas no aplicativo Simulink do Software Matlab para que fosse possível simular o comportamento da suspensão para diferentes valores das constante de mola e do amortecedor.



**DIAGRAMA DE BLOCOS P/ SOFTWARE  
MATLAB/SIMULINK - SIMULAÇÃO PARA  
BOUNCE DO CARRO**



**DIAGRAMA DE BLOCOS P/ SOFTWARE  
MATLAB/SIMULINK - SIMULAÇÃO PARA  
BOUNCE DA MACA**

Fixamos então a constante da mola e variamos o amortecimento para verificarmos a sensibilidade. Depois fixamos o amortecimento e variamos a constante da mola. Destas simulações, foi possível verificar que não há uma mudança significativa no desempenho da suspensão quando há uma pequena variação no amortecimento ou na constante da mola. Portanto a suspensão não é muito sensível a pequenas variações dos mesmos.

Através de simulações e variando as constantes, chegamos aos valores ótimos, na qual a suspensão tinha o maior desempenho (maior amortecimento).

## 10.2. Análise para Movimento de Pitch - Arfagem

A principal motivação para o desenvolvimento do mecanismo de pitch é o de reduzir as fortes acelerações angulares provocadas pelo movimento oscilatório do assoalho do veículo em torno do seu eixo transversal que ocorrem nas freadas. Tais acelerações implicam em grande desconforto ao paciente.

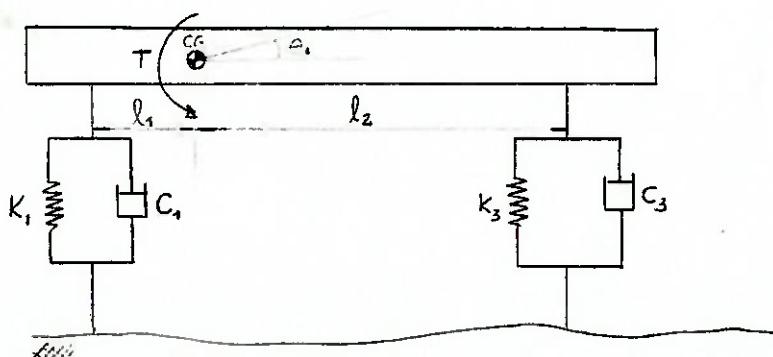
As acelerações angulares em questão serão avaliadas da seguinte maneira:

- 1.1) Modelagem da dinâmica da suspensão do veículo no que se refere à oscilações e acelerações angulares;
- 1.2) Cálculo aproximado do torque aplicado no veículo no momento da frenagem;
- 1.3) Aplicação do torque de frenagem no modelamento feito em 1.1

A partir dos dados fornecidos por estas etapas será possível estudar a dinâmica do mecanismo proposto e sua real eficácia.

- 1.1) Modelagem da dinâmica da suspensão do veículo no que se refere à oscilações e acelerações angulares

Foi adotado um modelo simplificado da suspensão do veículo como está mostrado na figura abaixo:



Utilizando o Teorema do Momento Angular (TMA) para o modelo proposto vem:

$$I_{my} \ddot{\theta}_1 = T - K_1 l_1 \theta_1 - K_3 l_2 \theta_1 - C_1 l_1 \dot{\theta}_1 + C_3 l_2 \dot{\theta}_1$$

$$I_{my} \ddot{\theta}_1 = -(K_1 l_1 + K_3 l_2) \theta_1 - (C_1 l_1 + C_3 l_2) \dot{\theta}_1 + T$$

$$\dot{\theta}_{IA} = \dot{\theta}_1$$

$$\dot{\theta}_{IA} = -\frac{1}{I_{my}} [(K_1 l_1 + K_3 l_2) \theta_1 - (C_1 l_1 + C_3 l_2) \dot{\theta}_{IA} + T_1]$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_1 \\ \dot{\theta}_{IA} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{(K_1 l_1 + K_3 l_2)}{I_{my}} & -\frac{(C_1 l_1 + C_3 l_2)}{I_{my}} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_{my}} \end{bmatrix} T_1$$

Os valores para as constantes da equação são apresentados abaixo. Tais valores foram extraídos do paper de autoria de Craighead (vide bibliografia):

$$C_1 = C_3 = 3500 \text{ N.s/m}$$

$$K_1 = K_3 = 80000 \text{ N/m}$$

$$I_{my} = 3516,8 \text{ Kg.m}^2$$

$$l_1 = 1 \text{ m}$$

$$l_2 = 2,2 \text{ m}$$

$$l_3 = 0,9 \text{ m}$$

1.2) Cálculo aproximado do torque aplicado no veículo no momento da frenagem;

Para a resolução da equação obtida acima precisa-se de uma estimativa do torque. Para tanto serão utilizados alguns valores médios, característicos da frenagem de veículos.

Força de desaceleração ( $F$ ):

$$F = M \cdot a_h \quad (I)$$

$$V^2 = V_0^2 + 2a_h \Delta s$$

$V = 0$ , supondo que o carro freie até parar

$$a_h = -\frac{V_0^2}{2\Delta s} \quad (II)$$

Substituindo (II) em (I):

$$F = M \cdot \frac{V_0^2}{2\Delta s}$$

Chamando  $L$  a distância entre o C.G. do veículo e o piso, teremos que o torque será:

$$T = F \cdot L$$

$$T = \frac{M \cdot V_0^2 \cdot L}{2 \cdot \Delta s}$$

Tomando:

$$\left. \begin{array}{l} M \text{ (massa do veículo)} = 1200 \text{ kg} \\ V = 100 \text{ km/h} \\ L = 0,4 \text{ m} \\ \Delta s = 25 \text{ m} \end{array} \right\} \Rightarrow T = 7500 \text{ N.m}$$

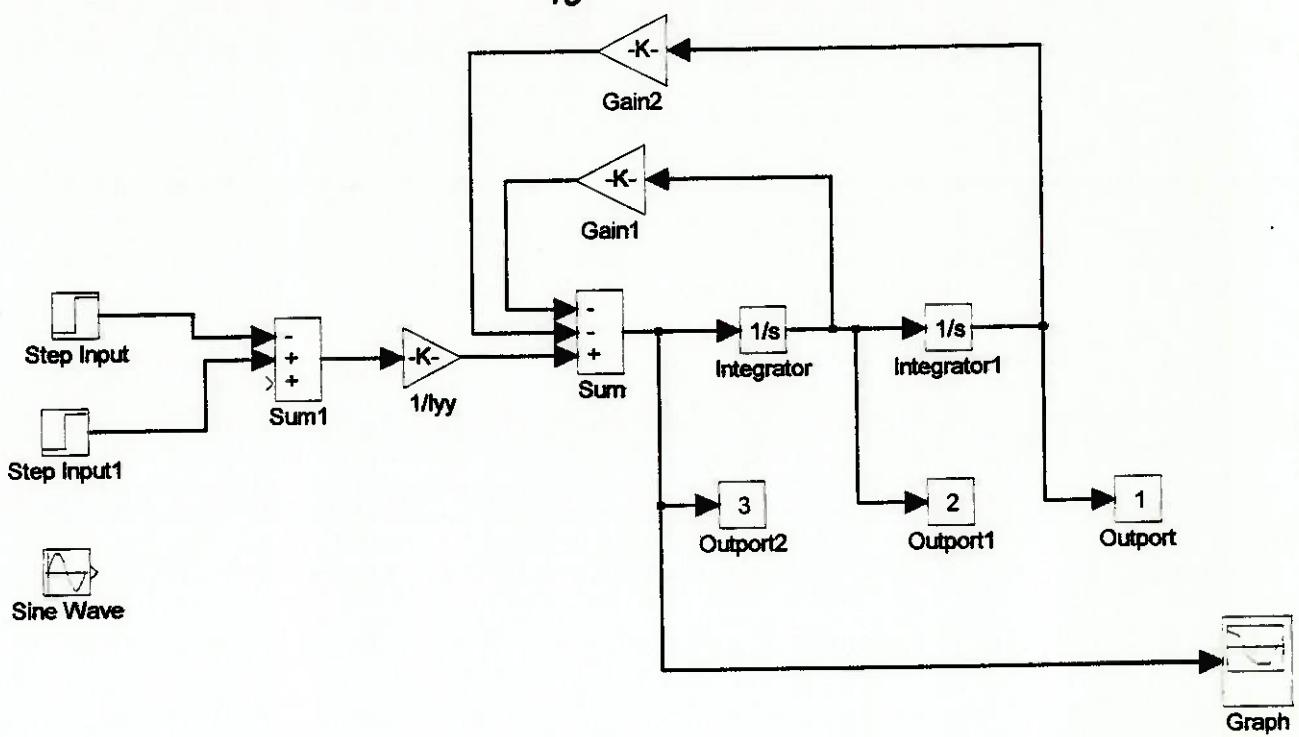
### 1.3) Aplicação do torque de frenagem no modelamento feito em 1.1

O torque de frenagem é a entrada do sistema suspensão do carro e seu gráfico no tempo foi modelado da seguinte forma :



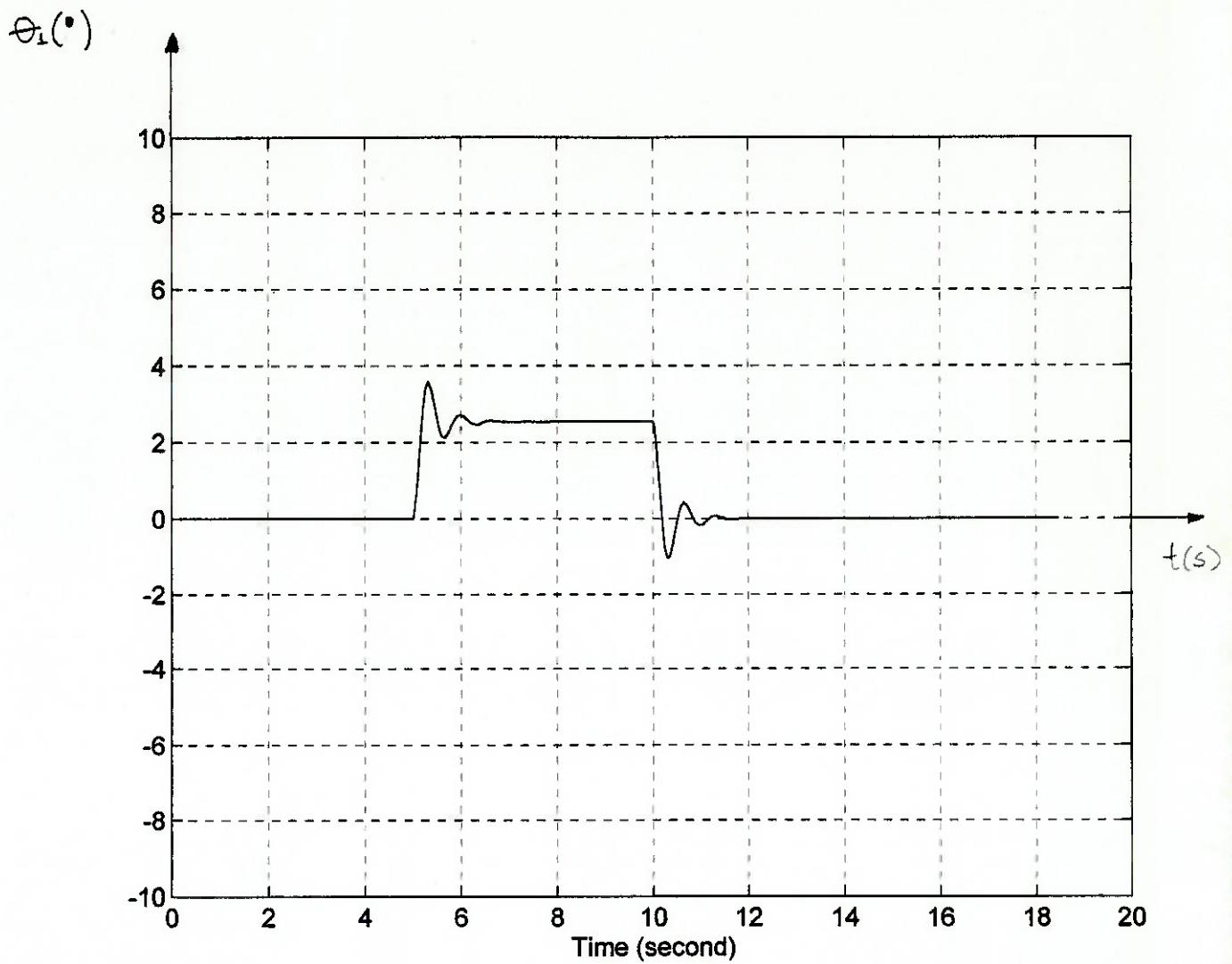
O valor máximo foi calculado no item anterior. A solução das equações foi feita utilizando-se o software SIMULINK. A forma de implementação da equação no software e os resultados obtidos são mostrados nas páginas que seguem.

78



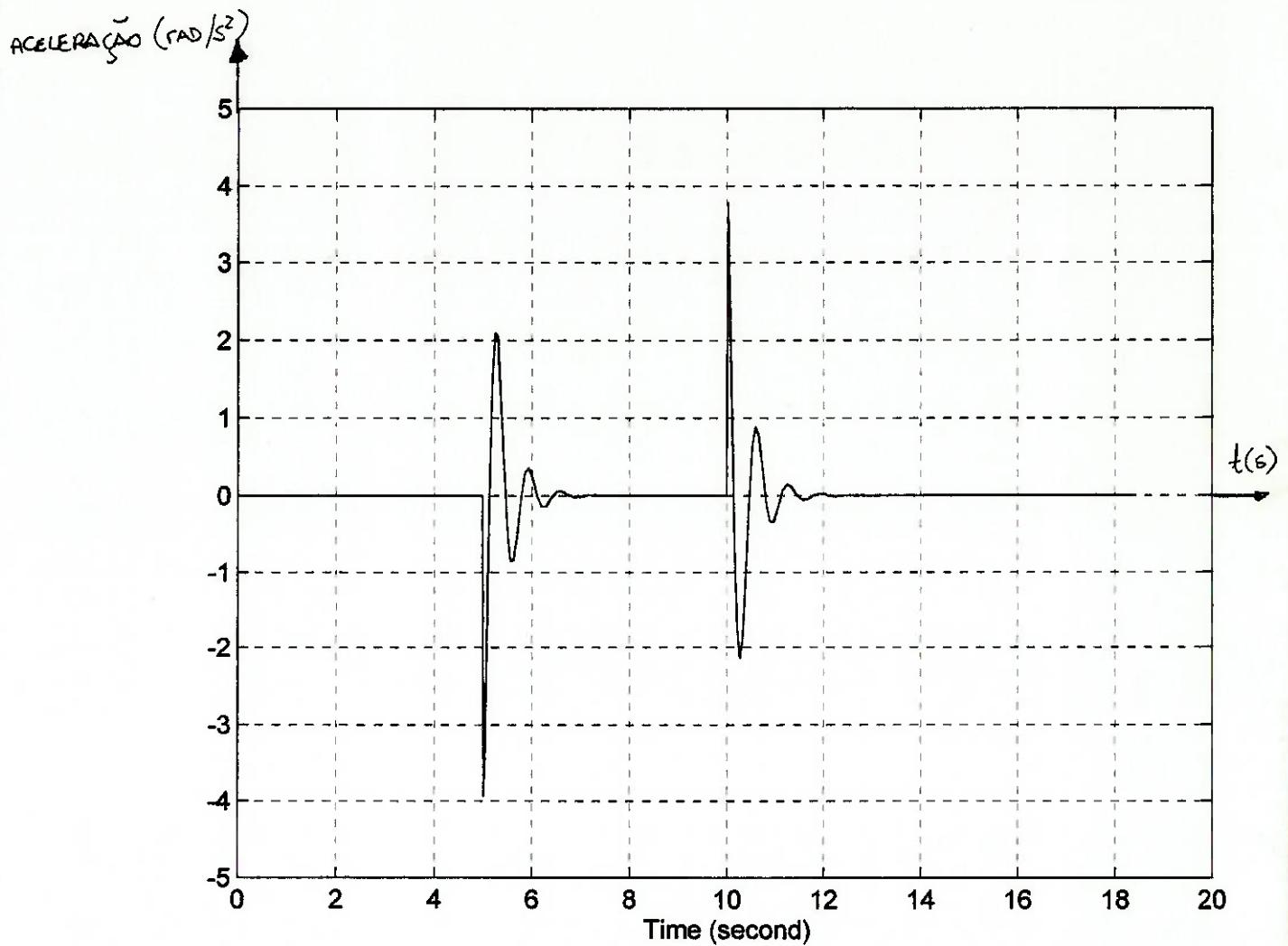
- DIAGRAMA DE BLOCOS P/ SOFTWARE  
 MATLAB/SIMULINK - SIMULAÇÃO PARA  
 PITCH DO CARRO

- GRÁFICO ROTAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
ASSOALHO DO VEÍCULO - ENTRADA DO SISTEMA  
/PITCH



80  
- GRÁFICO ACELERAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
ASSOALHO DO VEÍCULO - ENTRADA DO SISTEMA /  
PITCH

TORQUE ENTRADA = 8000 N.m



A análise do mecanismo responsável pela redução das acelerações angulares (vide figura), foi feita seguindo as seguintes etapas:

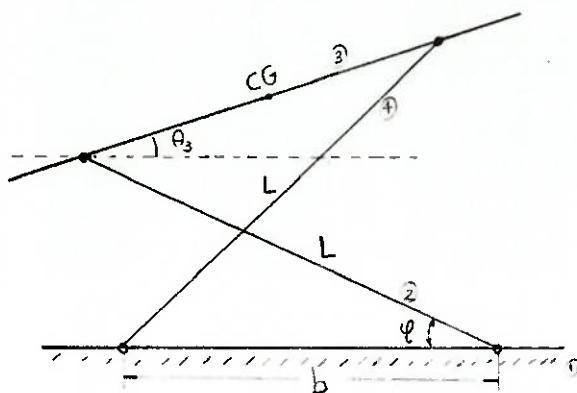
1.4) determinação do número de graus de liberdade e relações geométricas do mecanismo;

1.5) aproximação linear da relação geométrica;

1.6) análise cinemática do mecanismo;

1.7) análise dinâmica do mecanismo através da aplicação da Equação de Lagrange;

#### 1.4) Determinação do grau de mobilidade e relação geométrica



$$GM = 3(N-1) - 2Np1 - Np2$$

No mecanismo temos 4 pares cinemáticos articulados Np1, assim:

$$GM = 3*(4-1) - 2*4 = 1 \text{ (1 grau de mobilidade)}$$

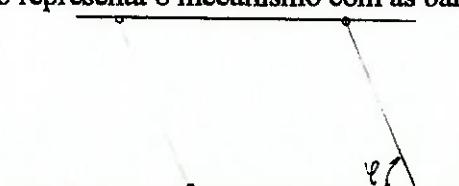
Com 1 grau de mobilidade é possível achar uma relação entre o ângulo de inclinação da barra 2 e o ângulo de inclinação da barra 3.

A relação obtida foi a seguinte:

$$\sin \theta_3 = \frac{L}{b} [\sin(\theta_3 + \varphi) - \sin \varphi]$$

Esta relação, porém apresenta duas soluções:

- solução 1:  $\theta_3 = 0$  e  $\varphi$  qualquer. Posteriormente verificou-se que tal solução representa o mecanismo com as barras paralelas:



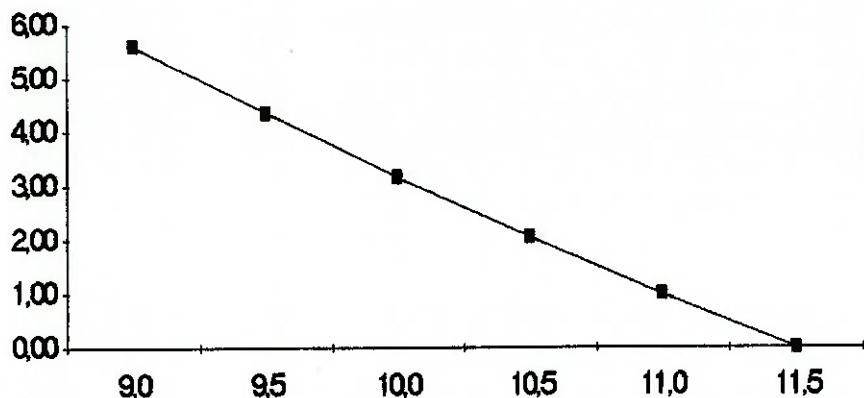
- solução 2 :  $\theta_3 < 0$  e  $\varphi < 0$ . Esta é a solução que representa a geometria do mecanismo com as barras cruzadas.

### 1.5) Aproximação linear da relação geométrica

Para as análises cinemática e dinâmica realizadas é necessário que a relação linear seja representativa apenas do caso em que as barras estão cruzadas. A linearização foi a forma proposta para resolver tal problema.

Aplicando, na relação, valores para o ângulo da barra 2 entre 0 e 11,5 graus, calculou-se numericamente os valores para o ângulo da barra 3 (diferentes de zero) que fossem solução da relação.

Traçando o gráfico a partir de pares  $(\theta_3 ; \varphi)$ , verificou-se que, para a faixa de variação de interesse para  $\theta_3$  (entre -5 e 5 graus), os pontos apresentavam um comportamento muito próximo do linear. Erro máximo entre o valor real e o valor aproximado para  $\theta_3$  foi de 5% !.



A relação linear é a seguinte:

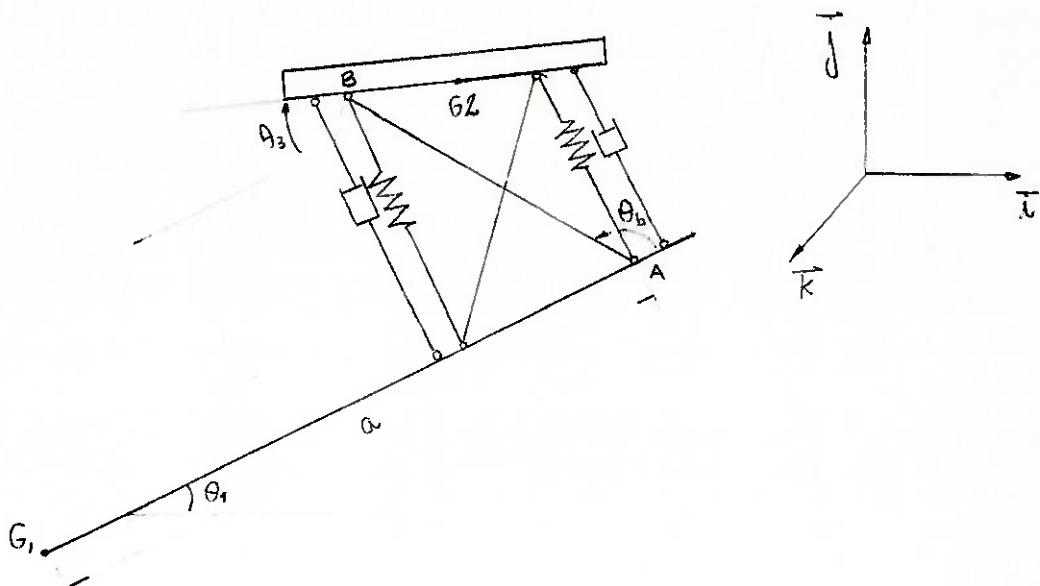
$$\theta_3 = -2,17\varphi + 24,85$$

onde os valores dos ângulos estão em graus. A relação, em radianos, é a seguinte:

$$\theta_3 = -2,17\varphi + 0,434$$

## 1.6) Análise cinemática do mecanismo;

O objetivo da análise cinemática foi o de obter-se a expressão da velocidade do centro de gravidade CG da maca, representada esquematicamente no mecanismo pela barra 3. Na figura abaixo  $\theta_1$  é a entrada do sistema. Esta entrada foi obtida pela simulação do comportamento do assoalho, onde a maca estaria fixada, numa situação de frenagem da ambulância, conforme mostrado nos ítems anteriores. Deve-se salientar que a obtenção da expressão da velocidade só foi possível a partir da relação geométrica linearizada anterior.



$$\vec{V}_A = \dot{\theta}_1 a (-\sin \theta_1 \vec{i} + \cos \theta_1 \vec{j})$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{\omega} \wedge \vec{AB}$$

$$\vec{V}_B = \dot{\theta}_1 a (-\sin \theta_1 \vec{i} + \cos \theta_1 \vec{j}) + (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_b) \vec{K} \cdot [L \sin(\theta_1 + \theta_b) \vec{i} + L \cos(\theta_1 + \theta_b) \vec{j}]$$

$$\vec{V}_B = \dot{\theta}_1 a (-\sin \theta_1 \vec{i} + \cos \theta_1 \vec{j}) + L(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_b) \sin(\theta_1 + \theta_b) \vec{i} - L(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_b) \cos(\theta_1 + \theta_b) \vec{j}$$

$$\vec{V}_B = -[\dot{\theta}_1 a \sin \theta_1 + L(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_b) \sin(\theta_1 + \theta_b)] \vec{i} + [\dot{\theta}_1 a \cos \theta_1 + L(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_b) \cos(\theta_1 + \theta_b)] \vec{j}$$

$$\vec{V}_{62} = \vec{V}_B + \vec{\omega} \wedge \vec{G2B}$$

$$\omega \wedge G25 = (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3) \vec{K} + \left[ \frac{c}{2} \sin(\theta_1 - \theta_3) \vec{i} + \frac{b}{2} \sin(\theta_1 - \theta_3) \vec{j} \right]$$

$$= \frac{(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3)b}{2} \sin(\theta_1 - \theta_3) \vec{i} - \frac{(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3)b}{2} \sin(\theta_1 - \theta_3) \vec{j}$$

$$V_{G2} = - \left[ \dot{\theta}_1 a \sin \theta_1 + L (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_b) \sin(\theta_1 + \theta_b) + \frac{(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3)b}{2} \sin(\theta_1 - \theta_3) \right] \vec{i} +$$

$$+ \left[ L (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_b) \cos(\theta_1 + \theta_b) + \frac{(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3)b}{2} \cos(\theta_1 - \theta_3) + \dot{\theta}_1 a \cos \theta_1 \right] \vec{j}$$

1.7) análise dinâmica do mecanismo através da aplicação da Equação de Lagrange;

A aplicação da equação de Lagrange foi imediata uma vez que a expressão da velocidade do centro de massa já foi obtida.

Energia Cinética

$$T = \frac{M}{2} (\vec{v}_c \cdot \vec{v}_c) + \frac{1}{2} \frac{Mb^2}{12} (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3)^2$$

Energia Potencial

$$V = Mg [a \sin \theta_1 + L \sin (\theta_1 + \theta_b)] + \frac{b}{2} \sin (\theta_1 - \theta_3) + \frac{K}{2} (L \sin \theta_b - L_m)^2 + \frac{K}{2} [L_m - L \sin \theta_b + b \sin \theta_3]^2$$

$$K = C \cdot b \cdot \dot{\theta}_3^2$$

Eq. de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta_3} + \frac{\partial V}{\partial \theta_3} - \frac{\partial K}{\partial \dot{\theta}_3} = 0$$

A equação diferencial do movimento é apresentada abaixo:

$$\ddot{\theta}_3 = - \frac{M(E_5 \cdot E_2 + E_6 \cdot E_4) + E_{11} + E_{12} - I \ddot{\theta}_1}{(E_3^2 + E_4^2 + I)}$$

Onde:

$$I = \frac{Mb^2}{12} ; \quad A = \theta_1 + \theta_b = \theta_1 + 0,461\theta_3 + 2,94$$

$$B = 2,94 - 0,461\theta_3$$

$$E_3 = -0,461 L \sin A - \frac{b}{2} \sin (\theta_1 - \theta_3)$$

$$E_5 = \ddot{\theta}_1 a \sin \theta_1 + \dot{\theta}_1^2 a \cos \theta_1 + L \ddot{\theta}_1 \sin A + L (\dot{\theta}_1 - 0,461 \dot{\theta}_3)^2 \cos A + \ddot{\theta}_1 \frac{b}{2} \sin (\theta_1 - \theta_3) +$$

$$+ (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3)^2 \frac{b}{2} \cos (\theta_1 - \theta_3)$$

$$E_4 = -0,461 L \cos A - \frac{b}{2} \cos (\theta_1 - \theta_3)$$

$$E_6 = \ddot{\theta}_1 a \cos \theta_1 - \dot{\theta}_1^2 a \sin \theta_1 + L \ddot{\theta}_1 \cos A - L (\dot{\theta}_1 - 0,461 \dot{\theta}_3)^2 \sin A + \ddot{\theta}_1 \frac{b}{2} \cos (\theta_1 - \theta_3) -$$

$$- (\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_3)^2 \frac{b}{2} \sin (\theta_1 - \theta_3)$$

$$E_{11} = M g \left[ -0,461 L \cos A - \frac{b}{2} \cos (\theta_1 - \theta_3) \right] + k [L \sin B - L_M] [-L, 0,461 \cos B] +$$

$$+ K [L_M - L \sin B + b \sin \theta_3] [0,461 L \cos B + b \cos \theta_3]$$

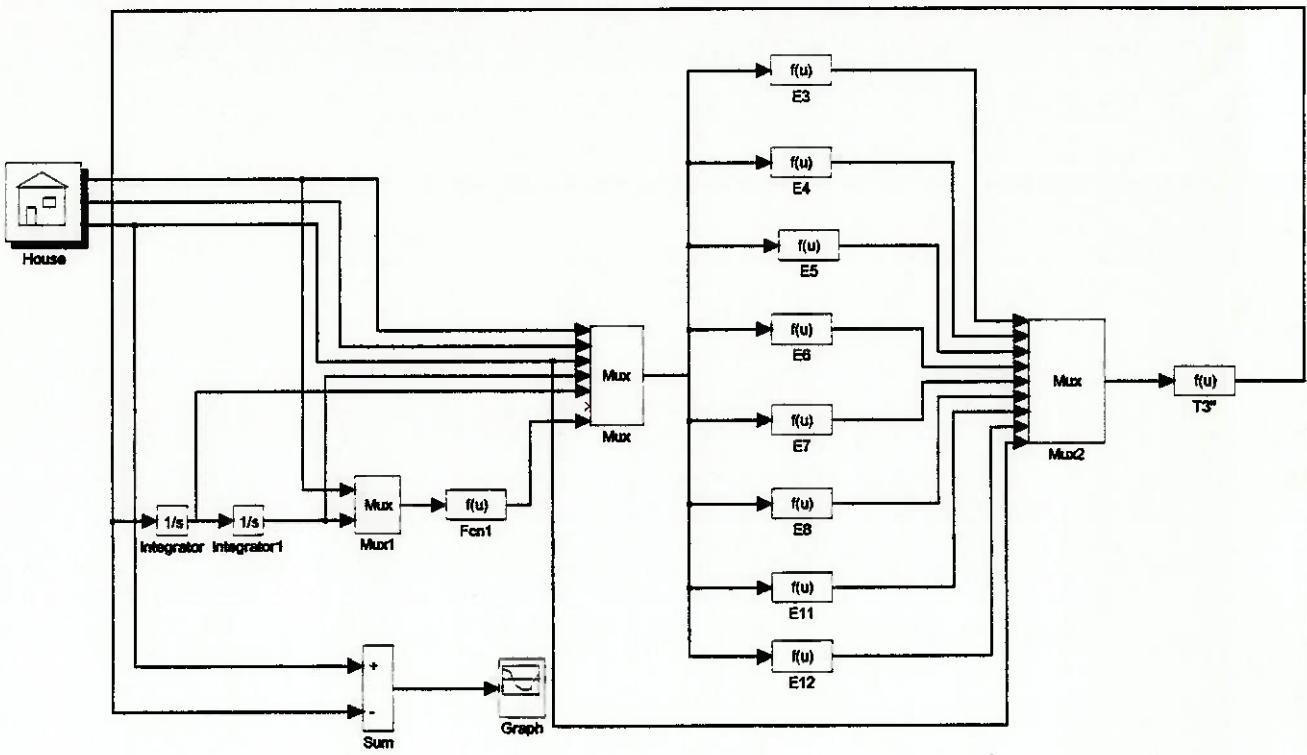
$$E_{12} = 2 \cdot C \cdot b \cdot \dot{\theta}_3$$

$$\left\{ \begin{array}{l} L_M: \text{comprimento livre da mola} = 0,3m \\ L = 1,5m \\ b = 1,47m \\ M = 100Kg \\ I = 18Kg \cdot m^2 \end{array} \right.$$

A dificuldade esteve em resolver a equação que descrevia a dinâmica do sistema, obtendo sua resposta. Através do software SIMULINK obteve-se a resposta do sistema para diferentes valores de amortecimento (C) e mola (K). A análise destas respostas permitiu a escolha dos valores mais apropriados de C e K. Os valores escolhidos foram:

$$\left. \begin{array}{l} K = 150 \text{ N/m} \\ C = 30 \text{ N.s/m} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{Com redução de 50\% do valor máximo} \\ \text{de aceleração angular do assoalho} \end{array}$$

A implementação da equação no software SIMULINK e os gráficos de posição e aceleração angulares estão nas páginas a seguir.



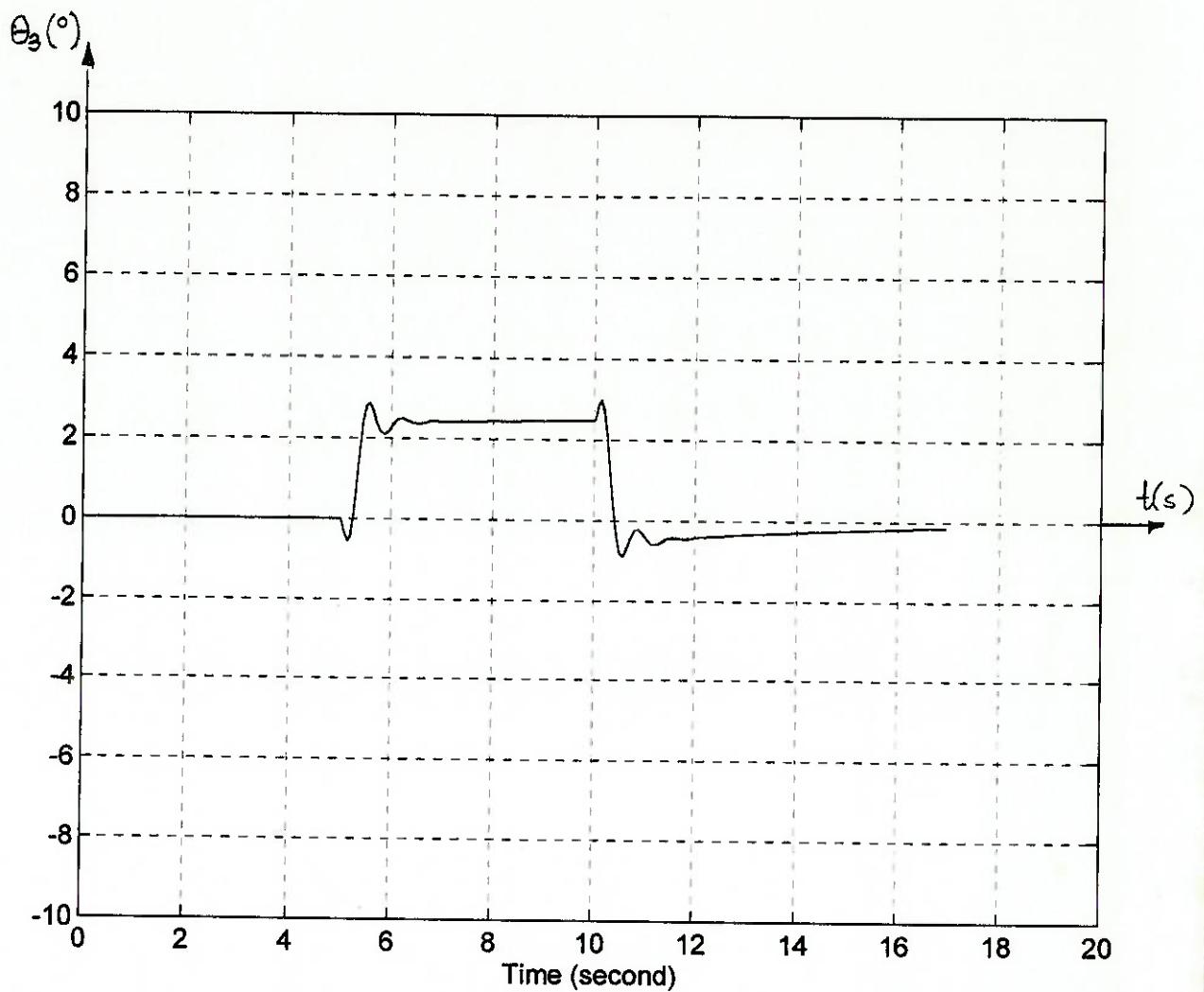
- DIAGRAMA DE BLOCOS P/ SOFTWARE  
MATLAB/SIMULINK - SIMULAÇÃO PARA  
PITCH DO MACA

## - GRÁFICO ROTAÇÃO X TEMPO - SIMULINK

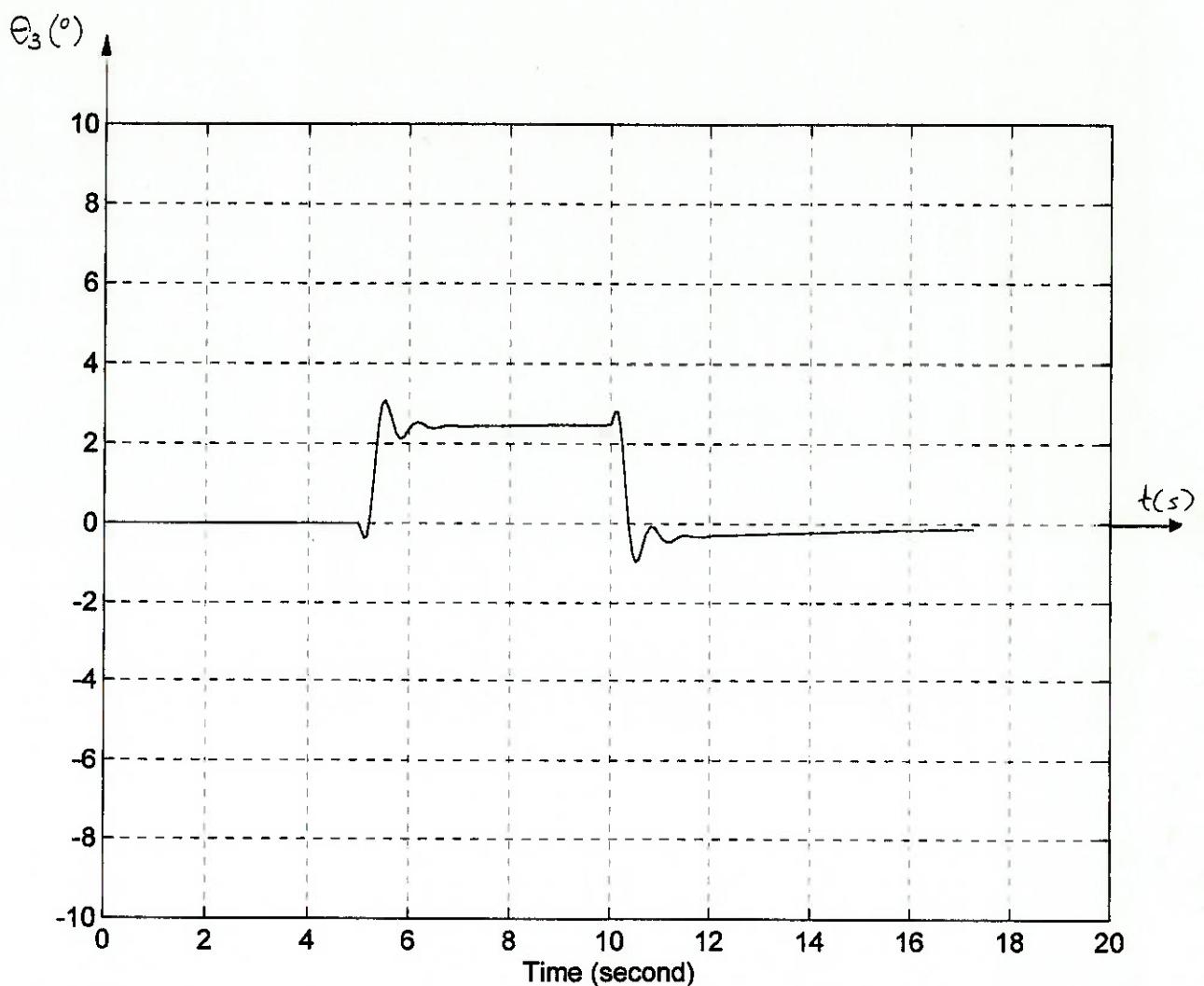
MACA - SAÍDA DO SISTEMA/ PITCH

$$K = 35 \text{ N/m}$$

$$C = 20 \text{ N.s/m}$$



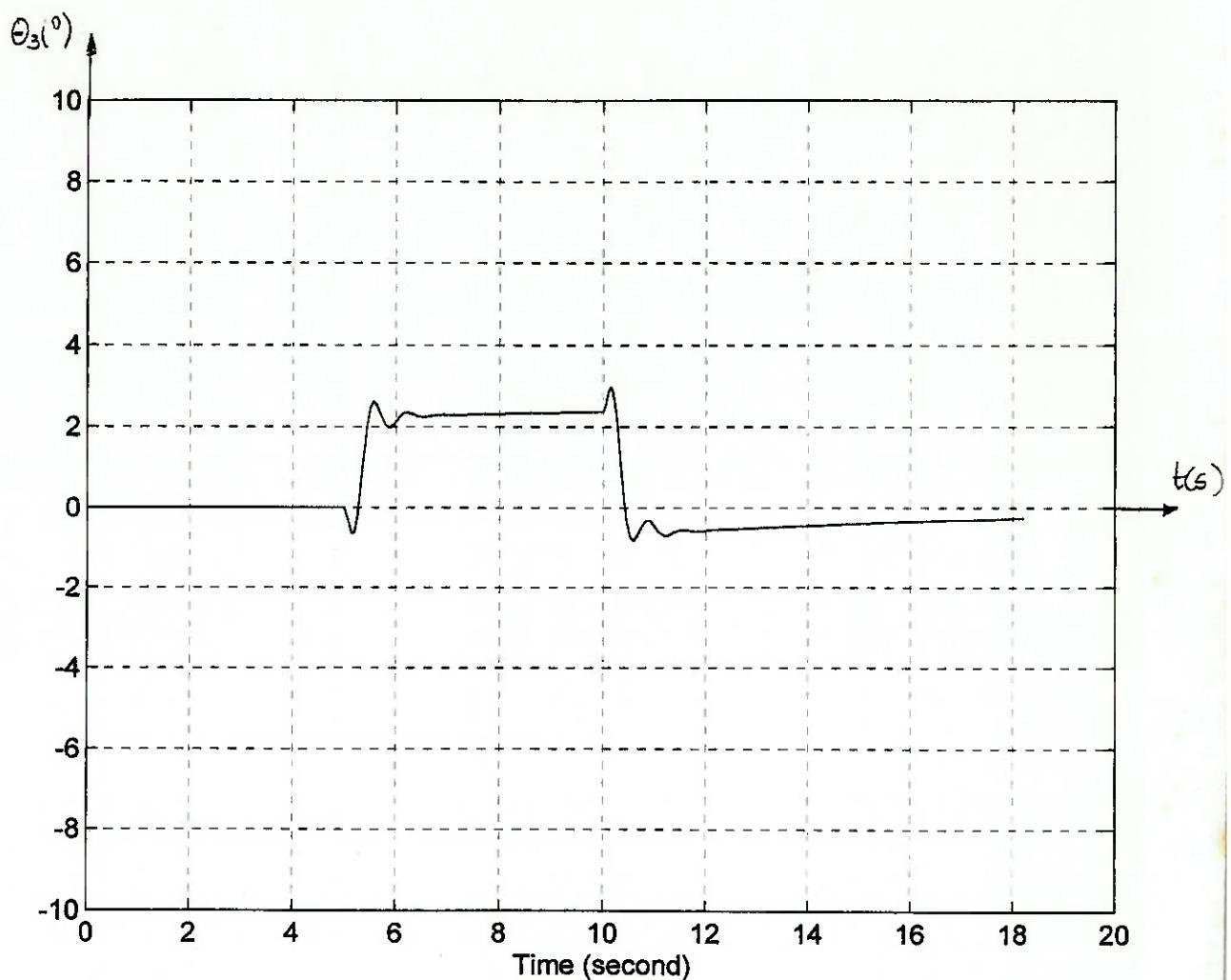
- GRÁFICO ROTAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
MACA - SAÍDA DO SISTEMA/ PITCH  
 $K = 45 \text{ N/m}$   
 $C = 20 \text{ N.s/m}$



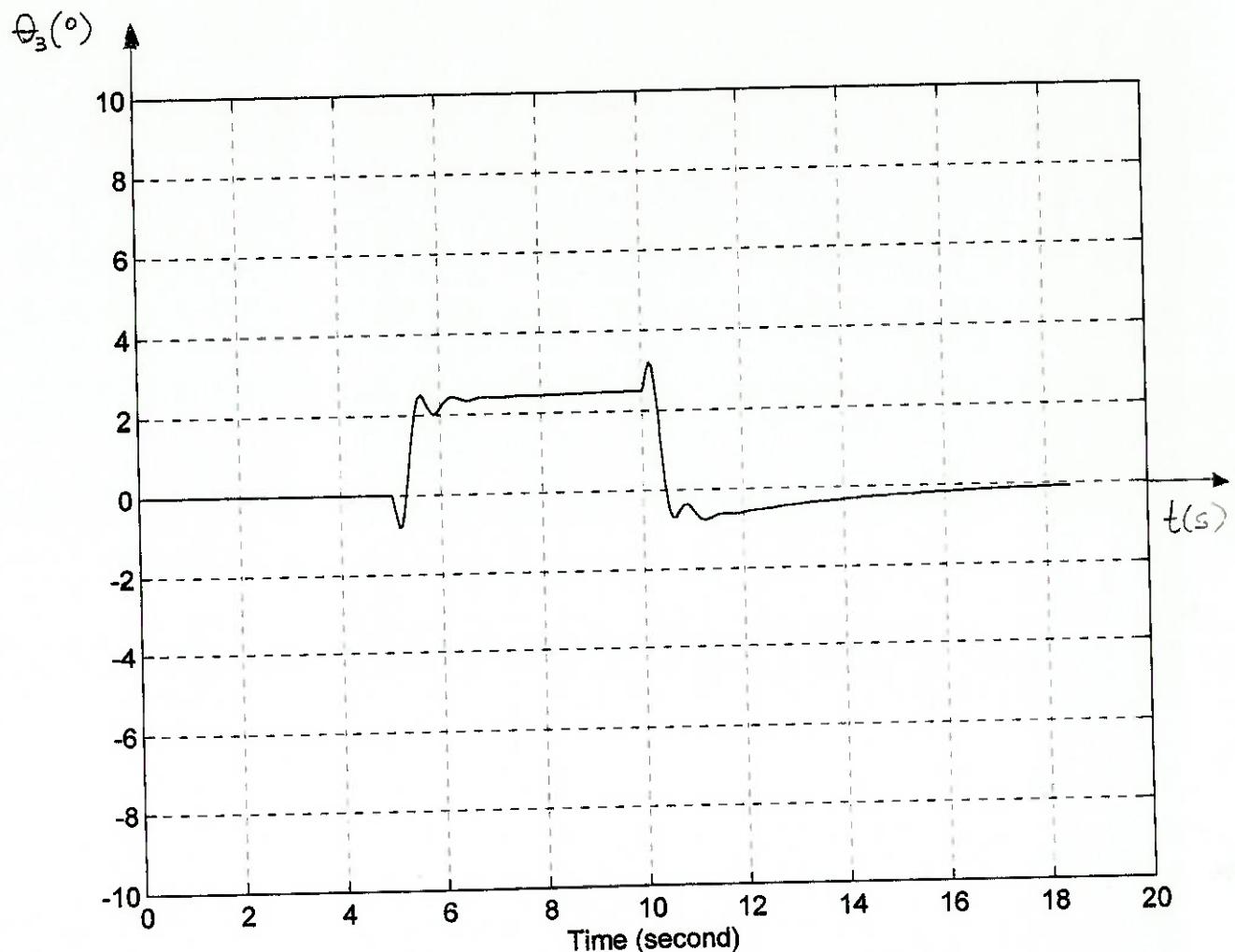
- GRÁFICO ROTAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
MACA - SAÍDA DO SISTEMA/ PITCH

$K = 30 \text{ N/m}$

$C = 10 \text{ N.s/m}$



- GRÁFICO ROTAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
MACA - SAÍDA DO SISTEMA/ PITCH  
 $K = 25 \text{ N/m}$   
 $C = 20 \text{ N.s/m}$

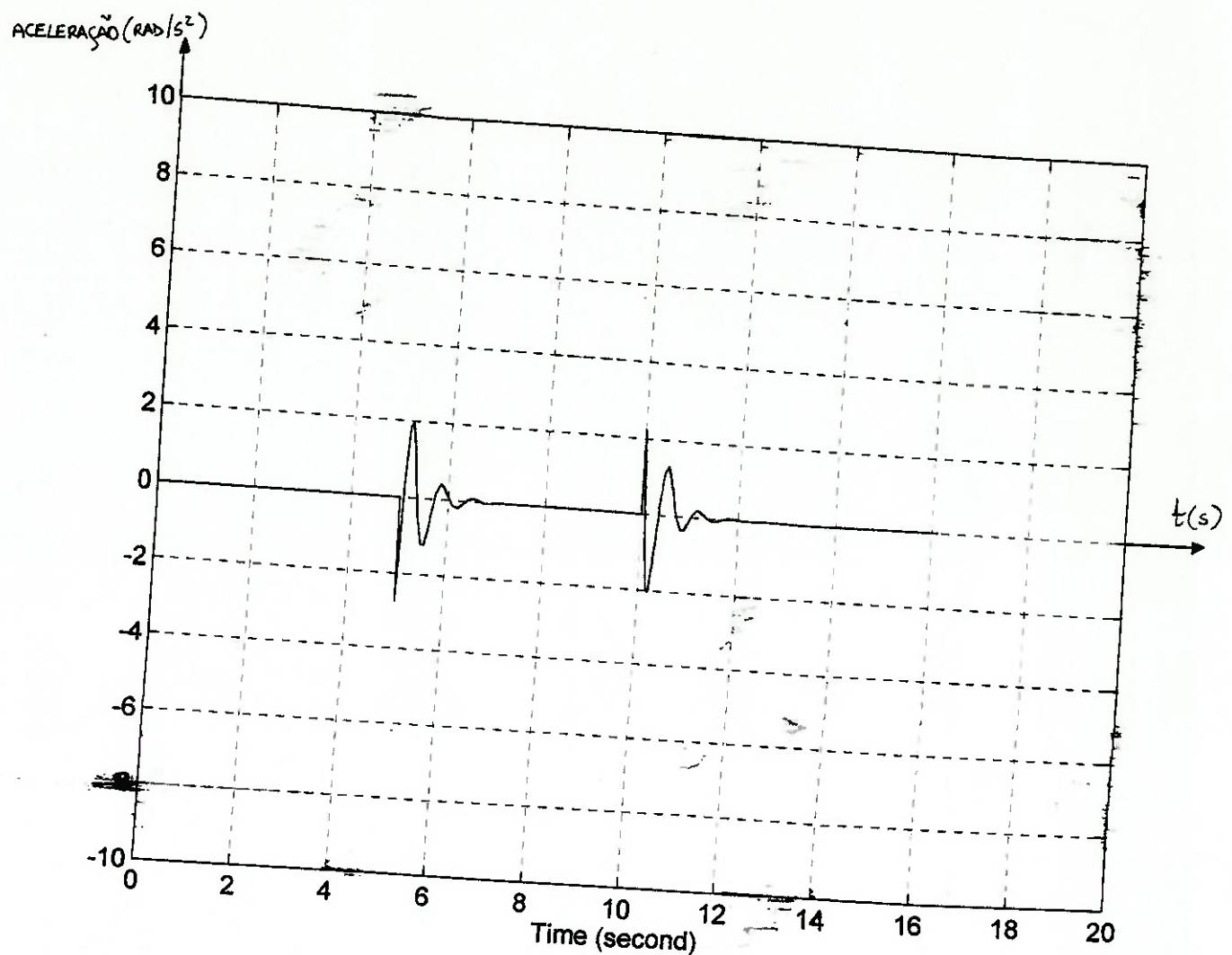


## - GRÁFICO ACELERAÇÃO X TEMPO - SIMULINK

MACA - SAÍDA DO SISTEMA /PITCH

$$K = 25 \text{ N/m}$$

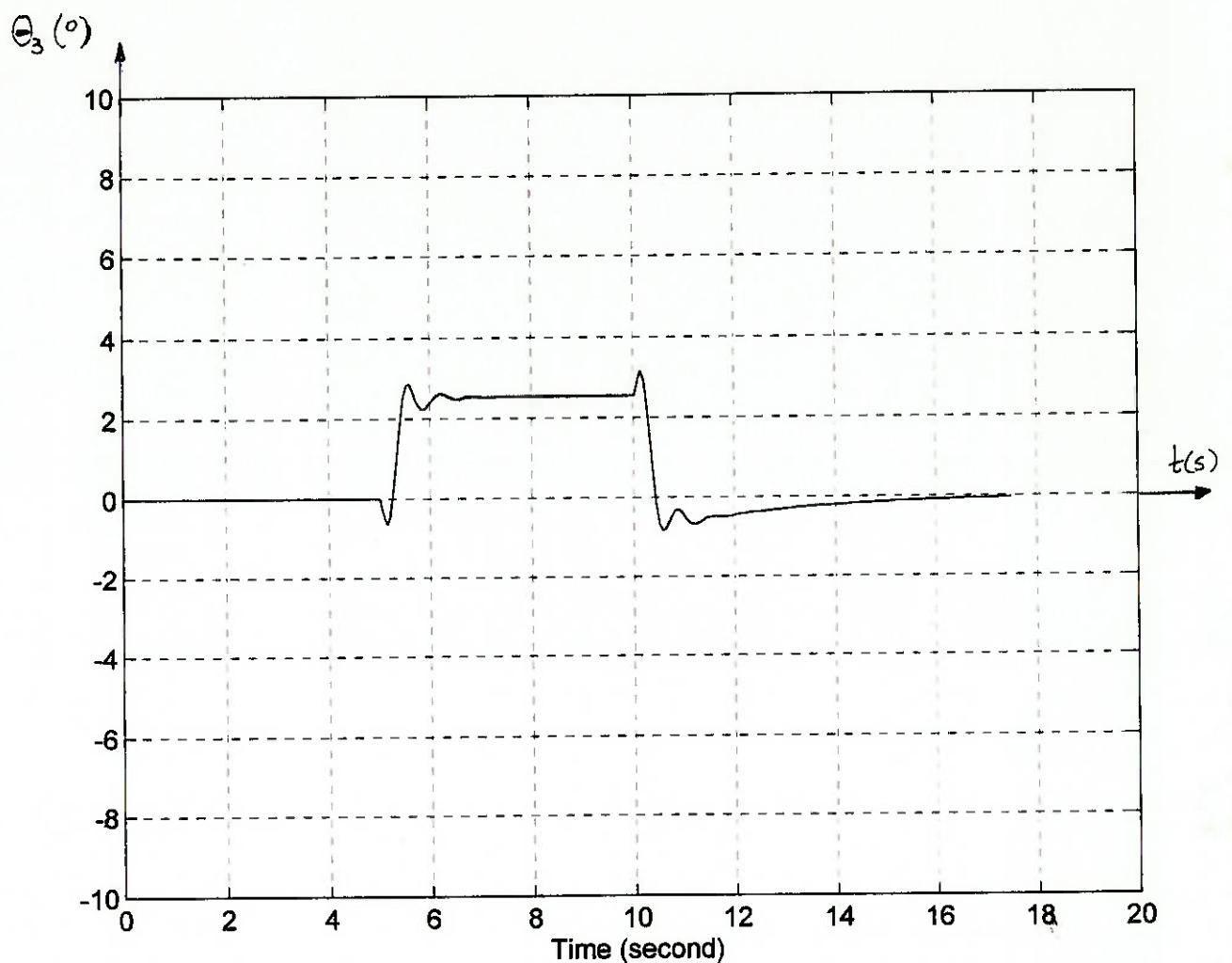
$$c = 20 \text{ N.s/m}$$



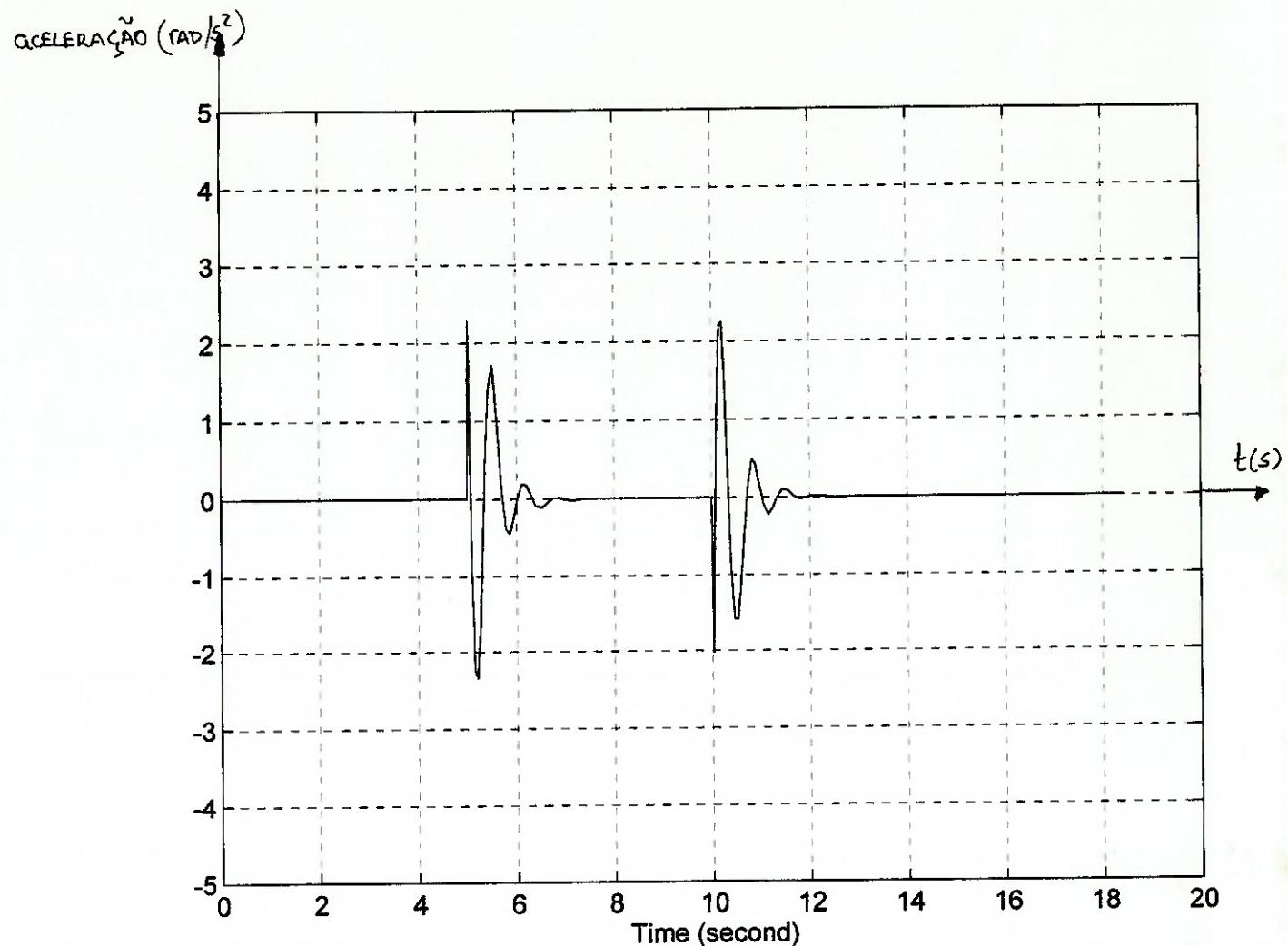
- GRÁFICO ROTAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
MACA - SAÍDA DO SISTEMA/ PITCH

$K = 30 \text{ N/m}$

$C = 30 \text{ N.s/m}$



- GRÁFICO ACELERAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
MACA - SAÍDA DO SISTEMA /PITCH (VALOR ÓTIMO)  
 $K = 150 \text{ N/m}$   
 $c = 30 \text{ N.s/m}$



## **11-Análise de Compatibilidade**

### **11.1-Análise para o Movimento de Bounce**

Os subconjuntos veículo-suspensão-maca devem formar um conjunto de tal forma que estes respeitem as especificações técnicas e geométricas. Portanto, apesar de termos obtido os valores ótimos, devemos analisar se estes valores respeitam os limites impostos.

A primeira etapa do desenvolvimento deste projeto foi o cálculo e a análise de sensibilidade dos parâmetros de 2º ordem da suspensão. Mas primeiramente foi feita uma análise dinâmica da suspensão, aproximando-se os valores das constantes para se obter a maior atenuação possível dentro da faixa crítica do espectro, onde o ser humano é mais sensível.

Após isso, foi feita uma otimização dos parâmetros do sistema dentro das faixas de valores em que se mostraram estáveis. Houve então um conflito deste valor ótimo de K obtido dinamicamente se analisado estaticamente. Isto ocorre porque ao se aplicar uma força vertical para baixo de 1000 N (peso do paciente + maca), o ponto de equilíbrio estático iria se situar a aproximadamente 500 mm abaixo da posição inicial, o que é inviável pela altura máxima especificada no projeto.

Para contornar este problema, foram feitas algumas modificações:

-A constante de mola foi aumentado de 2000 N/m para 2200 N/m ficando mais rígida, deslocando-se menos até atingir o ponto de equilíbrio estático. Como havíamos dito anteriormente, esta pequena mudança não afeta significativamente o desempenho da suspensão;

-Mudança na posição da mola. Passou da vertical para horizontal. Para isto, foi criada um mecanismo na qual uma grande variação na vertical produzia uma pequena variação na horizontal. Desta forma a mola foi posicionada na horizontal, com a sua constante adequada de tal forma que fosse equivalente à mola de constante de 2200 N/m na vertical. A mola equivalente tem uma constante de 12000 N/m.

-O mecanismo e a mola foram projetados de tal forma que quando o mola for introduzida no mecanismo, esta tenha uma pré-compressão de 64,7 mm, reduzindo desta forma o deslocamento da maca até o ponto de equilíbrio estático quando da aplicação de uma carga. Esta pré-compressão é essencial, já que sem ela a suspensão teria uma altura superior ao limite máximo.

A seguir temos os gráficos da entrada (pista randômica), do assoalho da ambulância e da maca.

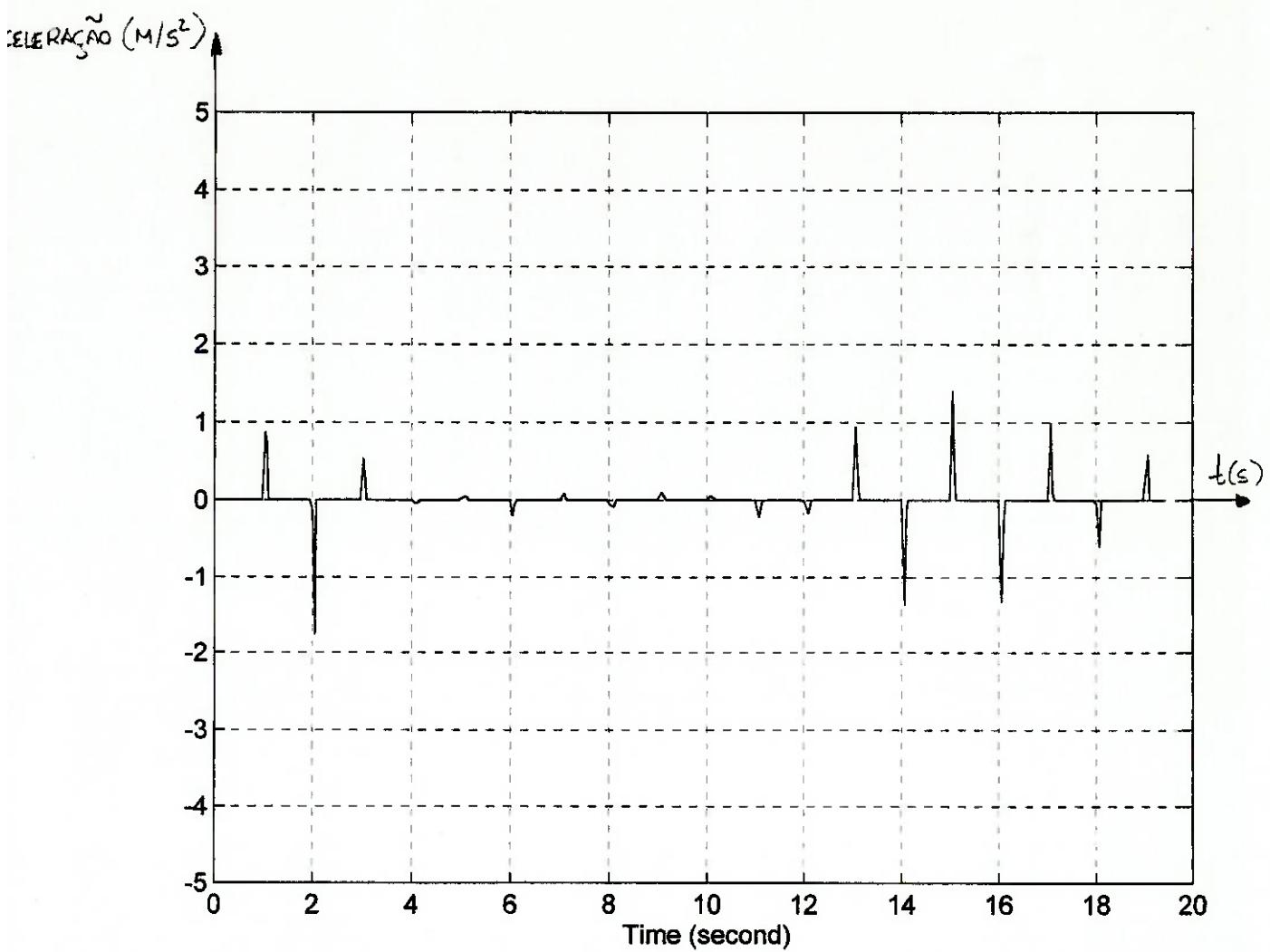
GRÁFICO ACELERAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
PISTA - ENTRADA DO SISTEMA / BOUNCE $K = 2200 \text{ N/m}$  $c = 300 \text{ N.s/m}$ 

GRÁFICO ACELERAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
ASSOALHO DO VEÍCULO - ENTRADA DO SISTEMA /  
BOUNCE

$K = 2200 \text{ N/m}$

$c = 300 \text{ N.s/m}$

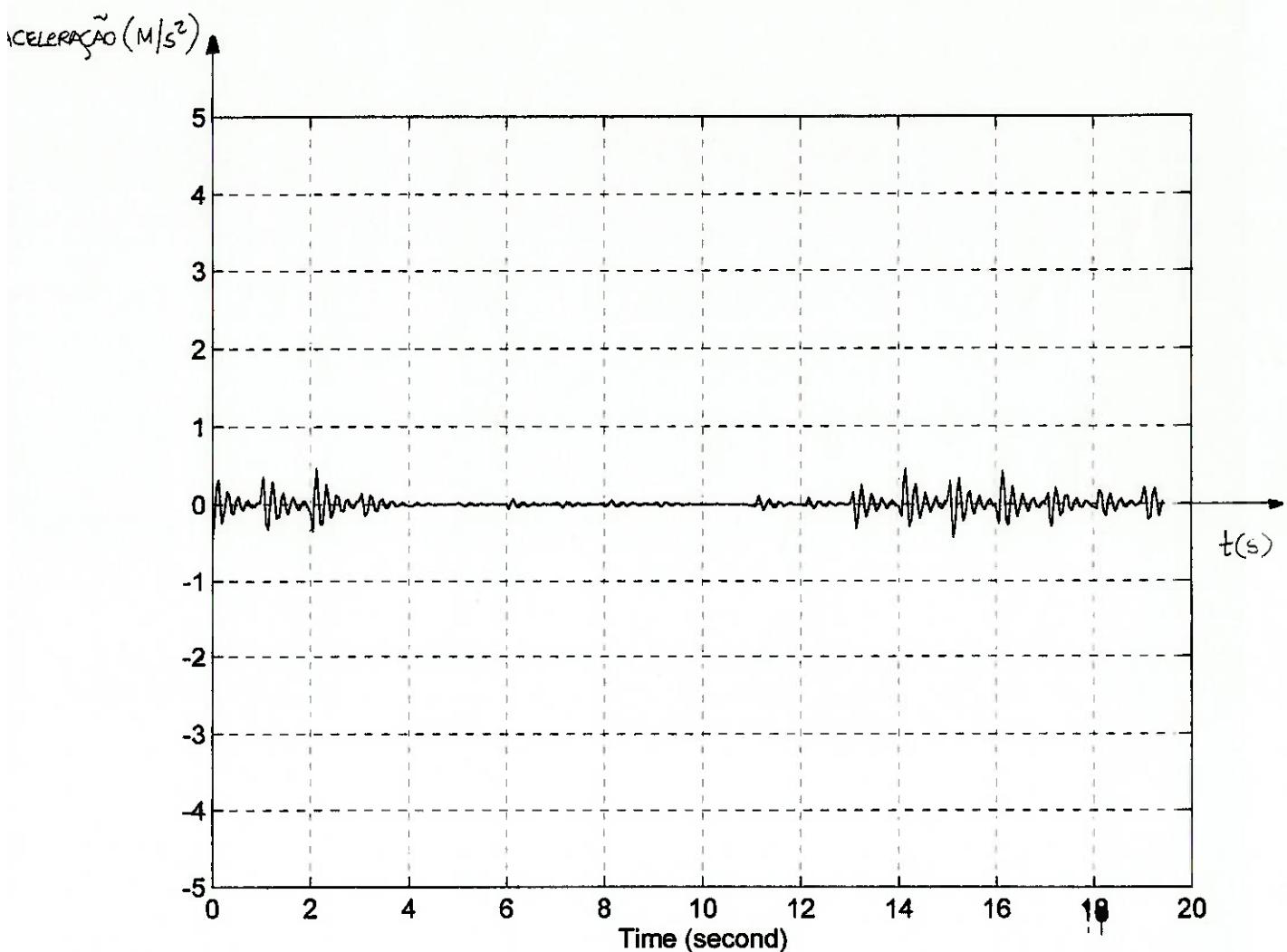
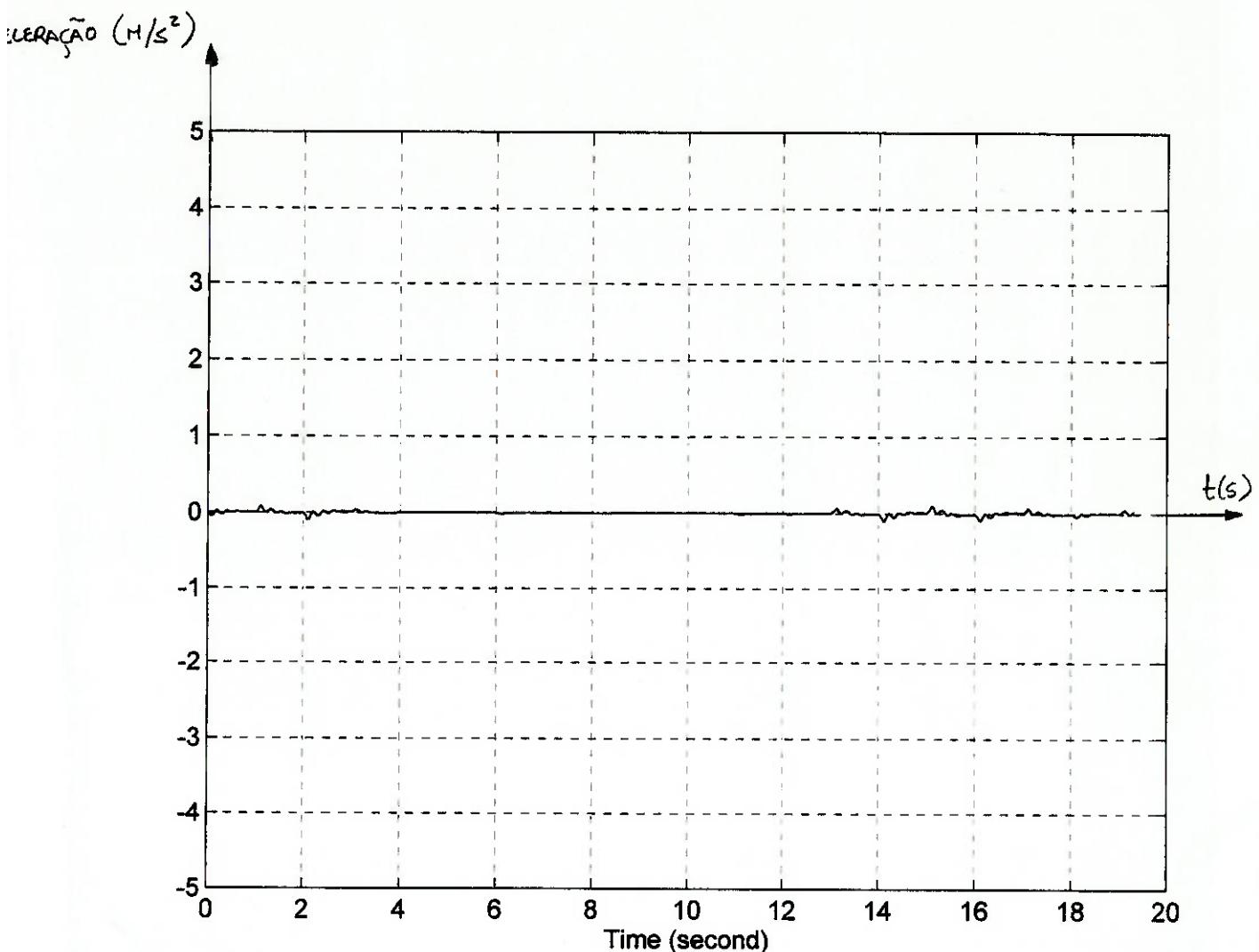


GRÁFICO ACELERAÇÃO X TEMPO - SIMULINK  
MACA - SAÍDA DO SISTEMA / BOUNCE $K = 2200 \text{ N/m}$  $c = 300 \text{ N.s/m}$ 

## 12-Análise de Estabilidade

A análise de estabilidade foi importante no estudo do mecanismo de pitch. As molas deste mecanismo não podem apresentar um "k" muito reduzido, sob pena de haver tombamento do mesmo caso haja uma concentração de massa em uma de extremidades. Essa situação é caracterizada por um paciente sentado próximo às extremidades.

Dessa forma, foi necessário elevar-se os valores de "k", e, das várias simulações (vide gráficos do ítem 11) feitas conclui-se que tal aumento não afetou significativamente o desempenho do mecanismo.

### 13 - Dimensionamento dos componentes da Suspensão

Abaixo são relacionadas as principais variáveis envolvidas no dimensionamento:

$F_x$  : Reação horizontal da base da maca devido à força de tração na barra do mecanismo de bounce;

$F_y$  : Reação vertical da base da maca devido à força de tração na barra do mecanismo de bounce;

$F_1$  : Força atuante na direção das barras do mecanismo de bounce;

$q$  : Ângulo entre a barra do mecanismo e a base da suspensão;

$l_1$  : Comprimento efetivo da maca;

$l_2$  : Comprimento efetivo da base da suspensão;

$h$  : Distância entre a base inferior e a base superior da suspensão;

$q$  : Carregamento distribuído na maca;

$M_{maca}$  : massa total da maca;

$A_{acel.}$  : Módulo da Aceleração linear da maca;

$l_b$  : Comprimento da barra;

$U$  : Energia de deformação do mecanismo;

$E$  : Módulo de Elasticidade Longitudinal do material;

$A$  : Área da seção crítica da barra;

$I$  : Momento de inércia com direção z ( flexão da barra );

$l$  : Comprimento do pino da articulação;

$r$  : Raio de arredondamento do rebaixo;

$d$  : Diâmetro do pino da articulação;

$S_n$  : Tensão de Fadiga para vida infinita;

$K_{ft}$ : Fator de concentração de tensão dinâmico para torção;

$K_{ff}$ : Fator de concentração de tensão dinâmico para flexão;

$K_f$ : Fator de concentração de tensão estático para torção;

$K_t$ : Fator de concentração de tensão estático para flexão;

$q$  : fator de correção dinâmico;

$M$  : Momento equivalente na articulação central, devido à força nas molas horizontais;

$F_h$  : Força exercida pelo conjunto de molas horizontais;

$K_{eq}$  : Constante de mola equivalente na posição horizontal;

$\eta$  : Coeficiente de segurança;

$\zeta_{xy}$ : Tensão de cisalhamento no plano xy;

$\zeta_t$  : Tensão de cisalhamento devido à torção;

$\zeta_v$  : Tensão de cisalhamento devido à cortante;

$\sigma_{eq}$  : Tensão equivalente alternada de Von Mises;

$\sigma_F$  : Tensão de flexão na barra do mecanismo;

$\sigma_a = \sigma_F$  : Tensão axial na barra do mecanismo;

$F_a$  : Força alternada atuante na barra do mecanismo;

$M_a$  : Momento alternado atuante na barra do mecanismo;

$\Delta x_h$  : Deslocamento horizontal da barra na base da suspensão;

$\Delta y_v$  : Deslocamento vertical da maca;

$K_h$  : Constante de mola na direção y;

$K_x$  : Constante equivalente de mola na direção x;

$\Delta x_c$  : Pré-tensão horizontal nas molas da suspensão.

### 13.1 - Dimensionamento das barras do mecanismo e dos pinos das articulações

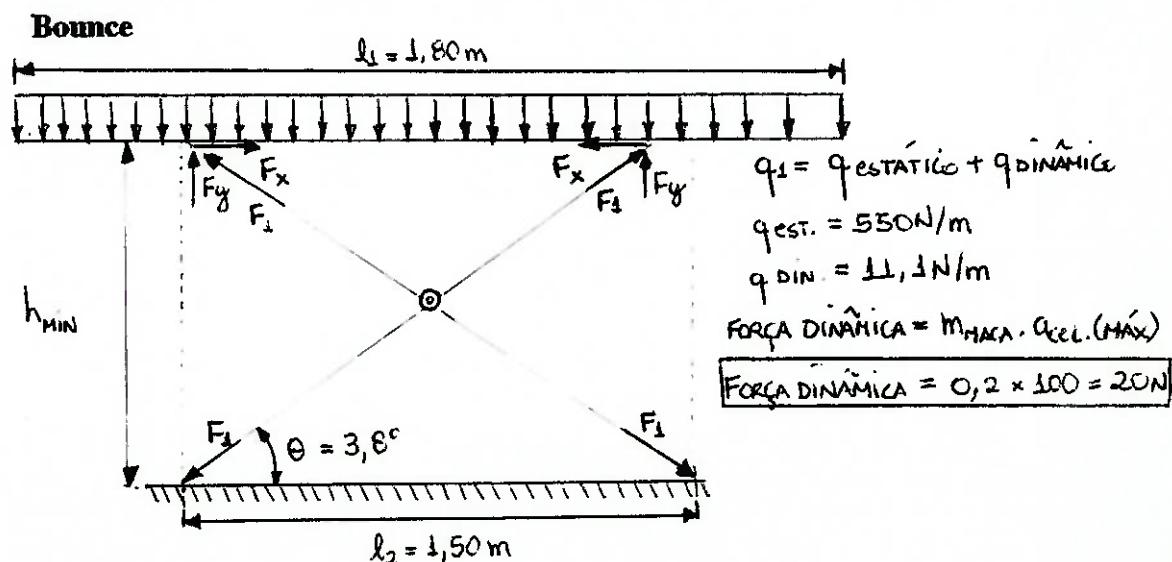
O dimensionamento das barras e pinos dos mecanismos da suspensão foi feito através da aplicação do Critério de Von Mises para esforços dinâmicos, utilizando-se a Elipse da ASME.

Hipóteses :

- Tensões críticas para a condição de batente inferior no mecanismo de bounce;
- As tensões de cisalhamento foram desprezadas para os cálculos das barras uma vez que o seu comprimento é muito maior que a maior dimensão da seção transversal;
- Foi decidido se utilizar uma barra prismática com seção retangular, uma vez que seria necessário uma barra prismática circular de diâmetro muito grande devido ao furo da articulação.

Para o mecanismo que irá atenuar o movimento de bounce, o cálculo será feito apenas para a posição mais crítica de deflexão das barras, que é a posição de batente inferior, utilizando-se o critério de Von Mises para o cálculo da seção.

Para o mecanismo de pitch serão usadas as mesmas barras e pinos de articulação calculados para o bounce, uma vez que os esforços mais críticos ocorrem neste. Logo, será feita uma otimização de estoque a fim de se obter redução de custos, o que é chamado de comunicação de peças.



$$h_{\text{MIN}} = 100 \text{ mm}$$

$$\text{SEM CARGA : } \theta = 11,5^\circ$$

$$h = 300 \text{ mm}$$

$$\text{COM CARGA DE } 100 \text{ kg : } \theta = 7,7^\circ \text{ (EQUILÍBRIO)}$$

### Composição de Forças:

$$F_L = F_x \cos \theta - F_y \cdot \operatorname{sen} \theta$$

### Equilíbrio Vertical:

$$2F_y = 561,1 \times 1,60$$

$F_y = 505 \text{ N}$

### Cálculo da Força Hiperstática $F_x$ :

Desprezando a energia de deformação por cisalhamento:

$$U = \int_0^{l_B} \frac{(F_x \cos \theta - F_y \operatorname{sen} \theta)^2}{2EA} dx + 4 \int_0^{l_B/2} \frac{(F_x \cdot \operatorname{sen} \theta + F_y \cos \theta)^2 \cdot x^2}{2EI} dx$$

$$U = \frac{(F_x \cos \theta - F_y \operatorname{sen} \theta)^2 l_B}{EA} + \frac{2}{EI} \cdot \frac{(F_x \cdot \operatorname{sen} \theta + F_y \cos \theta)^2 l_B^3}{24}$$

Mas, pelo teorema de Menabrea, o deslocamento provocado pela força  $F_x$  é nulo:

$$\frac{\partial U}{\partial F_x} = 0$$

sendo:

$$\frac{\partial U}{\partial x} = \frac{(2F_x \cos^2 \theta - 2F_y \operatorname{sen} \theta \cos \theta) l_B}{EA} + \frac{2(2F_x \operatorname{sen}^2 \theta + 2F_y \operatorname{sen} \theta \cos \theta) l_B^3}{24EI}$$

$\underbrace{\hspace{10em}}$   
 $\textcircled{1}$

$\underbrace{\hspace{10em}}$   
 $\textcircled{2}$

Supondo uma barra prismática de seção retangular com 3 cm de lado:

$$A = 9 \text{ cm}^2 = 9 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$I = 6,75 \text{ cm}^4 = 6,75 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$$

Logo, se compararmos a energia de deformação devido à força normal com aquela de deflexão, vemos que a expressão (1) pode ser desprezada.

Igualando a energia de deformação a zero:

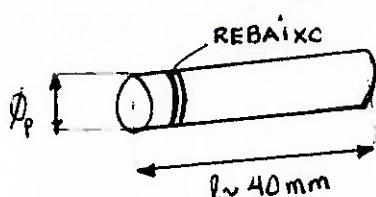
$$\frac{F_x \cdot \sin^2 \theta}{F_x = -F_y \cdot \cot \theta}$$

onde  $F_y = -505\text{N}$  (sentido contrário ao indicado na figura)

$F_x = 7603\text{N}$

### 13.2-Cálculo dos pinos das articulações para se evitar cisalhamento

O efeito da flexão será desprezado uma vez que o pino é curto



$$\tau_{xy} = \tau_{TORÇÃO} + \tau_V (\text{CORTANTE})$$

$$\tau_{TORÇÃO} = \frac{T}{0,2d^3} = \frac{(F_y \cos \theta - F_x \sin \theta) 0,75}{0,2d^3}$$

$$\tau_V = \frac{\sqrt{0,6d^2}}{0,6d^2} = \frac{(F_y \cdot \sin \theta + F_x \cdot \cos \theta)}{0,6d^2}$$

$D_p \Rightarrow$  DIÂMETRO DO PINO  $\rightarrow d$  (inicial)

$r$  (ARREDONDAMENTO DO REBAIXO) = 1 mm

$S_n \sim 185 \text{ MPa}$ ; (TENSÃO DE FADIGA PARA VIDA INFINITA)

$\eta = 2,0$ ; (FATOR DE SEGURANÇA)

$K_{ft} = 1,6$  (torção e cisalhamento) devido ao rebaixo para o encaixe do anel elástico (Ref.: Juvinal) (FATOR DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES).

UTILIZANDO - SE A ELIPSE DA ASME :

$$\text{TENSÃO EQUIVALENTE de Von Mises : } \sigma_{eq} = \sqrt{\frac{1}{3} \cdot 3 \cdot \tau_{xy}^2} = \sqrt{3} \cdot \tau_{xy}$$

$$\sigma_{eq} = 1$$

$S_n$

$$\sqrt{3} \cdot 3 \cdot \tau_{xy}^2 = S_n^2 \longrightarrow \frac{1}{0,2d^3} \left[ T + \frac{\sqrt{3} \cdot d}{3} \right] = \frac{\sqrt{3} \cdot 185 \cdot 10^6}{\eta}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot 1,6}{0,2 \cdot 185 \cdot 10^6} \left[ (F_y \cdot \cos 3,8^\circ - F_x \cdot \sin 3,8^\circ) \cdot 0,75 + (F_y \cdot \sin 3,8^\circ + F_x \cdot \cos 3,8^\circ) \frac{d}{3} \right]}$$

para  $d_1$  (inicial) = 10 mm;

1a. aproximação  $\rightarrow d_2 = 15,6 \text{ mm}$ ;

2a. aproximação  $\rightarrow d_3 = 16,5 \text{ mm}$ ;

Considerando que a seção crítica não afeta o entalhe para o anel elástico, podemos garantir que um diâmetro de 15.0 mm é suficiente.

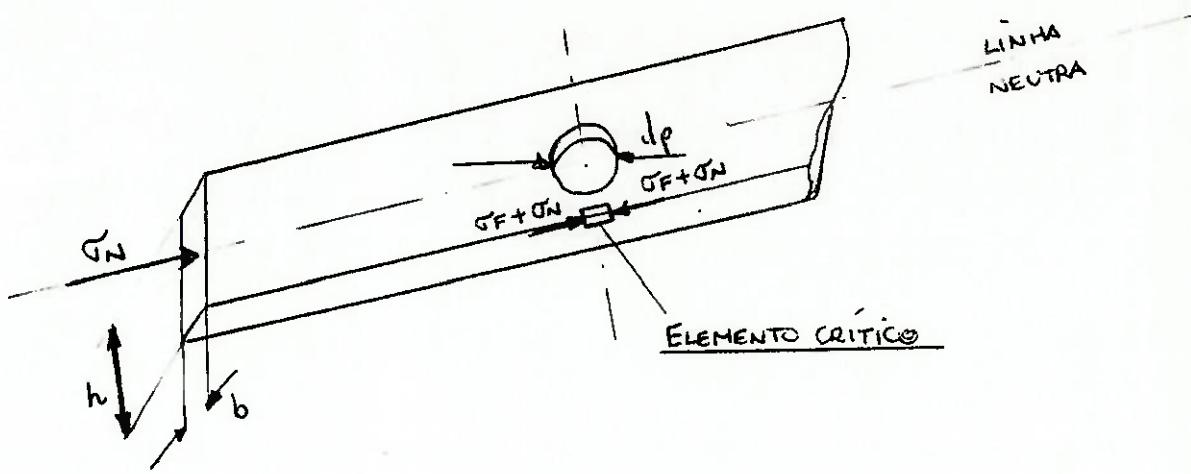
Logo :  $d(\text{pinos}) = 15.0 \text{ mm}$ .

Portanto, para suportar um movimento oscilatório do mecanismo, onde várias vezes é atingida a condição de batente inferior, é necessário um pino de diâmetro relativamente grande, o que confirma a inviabilização da utilização de barras de seções circulares, visto que o diâmetro seria excessivamente grande.

### 13.3-Critério de dimensionamento de Von Mises :

Este critério será utilizado para se evitar fadiga nos componentes do mecanismo da suspensão, sendo que as barras prismáticas a serem projetadas terão seções retangulares, conforme mencionado acima.

A dimensão  $b$  (base da seção) será admitida igual a 5 mm e a partir daí será calculada a altura  $h$  da seção.



O elemento crítico se situa na periferia da seção, onde a tensão por flexão é máxima e de compressão e as tensões de cisalhamento são nulas. Mas mesmo assim será considerada a concentração de tensão na periferia, pois a altura  $h$  da seção ainda não é conhecida.

A tensão equivalente alternada de Von Mises será :

$$\sigma_{eq} = \sigma_f + \sigma_a, \text{ onde } \sigma_{eq} = \left[ \frac{M_a \cdot h/2}{b \cdot (h-d_p)^3} \right] + \frac{F_a}{b \cdot (h-d_p)} \right]$$

Utilizando-se a elipse da ASME :

$$\left( \frac{\sigma_{eq}}{S_N} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_{eq}}{S_y} \right)^2 = 1$$

$$\boxed{\sigma_{eq} = S_N}$$

$$\text{onde : } M_a = M_a * K_{ff} \rightarrow \quad K_{ff} = 1 + q(K_f - 1) \\ F_a = F_a * K_{ft} \rightarrow \quad K_{ft} = 1 + q(K_t - 1)$$

supondo raio do pino = 0.050m

$q = 0,8$  (fator de correção dinâmico)

Fator de Concentração Estático :  $K_f = 1,75$

$K_t = 2,13$

Então :  $K_{ff} = 1,6$  ;

$K_{ft} = 1,9$  .

### Cálculo da tensão de fadiga para vida infinita :

$$S_n = S_n' * C_r * C_g * C_s * C_t * C_{tr};$$

onde :

$S_n' = 0,5 * \text{tensão de ruptura};$

$C_t = \text{Fator de temperatura};$

$C_r = \text{Fator de confiabilidade};$

$C_g = \text{Valor de gradiente};$

$C_s = \text{Fator de acabamento superficial}.$

Utilizando-se um aço SAE 1040 estirado a frio :

$S_{ut} = 600 \text{ MPa} (\text{tensão de ruptura});$

$S_n' = 300 \text{ MPa}.$

Como este material não terá tratamento térmico superficial, então  $C_{tr} = 1$ .

E, considerando uma confiabilidade de 99% em relação ao ensaio de fadiga, temos que  $C_r = 0,814$ .

$C_g = 1$ ;

$C_s = 0,76$  (usinado e  $S_{ut} = 600 \text{ MPa}$ );

$C_t = 1$ .

Logo:

$$S_n = 300 * 0,814 * 1 * 0,76 * 1 * 1;$$

$$S_n = 186 \text{ MPa}.$$

$$M_A = (F_y \cdot \cos 3,8^\circ - F_x \cdot \sin 3,8^\circ) \cdot \frac{l_0}{2} \cdot 1,6 = 0,011132 \text{ N.m}$$

$$F_A = (F_y \cdot \sin 3,8^\circ + F_x \cdot \cos 3,8^\circ) \cdot 1,9 = 14,477,5 \text{ N}$$

$$b = 0,01 \text{ m}$$

$$d_p = 0,015 \text{ m}$$

$$\gamma = 2,5 \left[ \begin{array}{l} \text{COEFICIENTE DE SEGURANÇA É ALTO POIS OS ESFORÇOS} \\ \text{E AS TENSÕES FORAM ESTIMADAS ANALITICAMENTE} \end{array} \right]$$

A expressão para o cálculo da altura  $h$  fica:

$$2,5 \cdot \left[ \frac{Ma \cdot h \cdot 6}{0,01(h - 0,015)^3} + \frac{Fa}{0,01(h - 0,015)} \right] = 186 \cdot 10^6$$

O cálculo da altura  $h$  será feito através de um programa em Pascal para a convergência das raízes da equação acima.

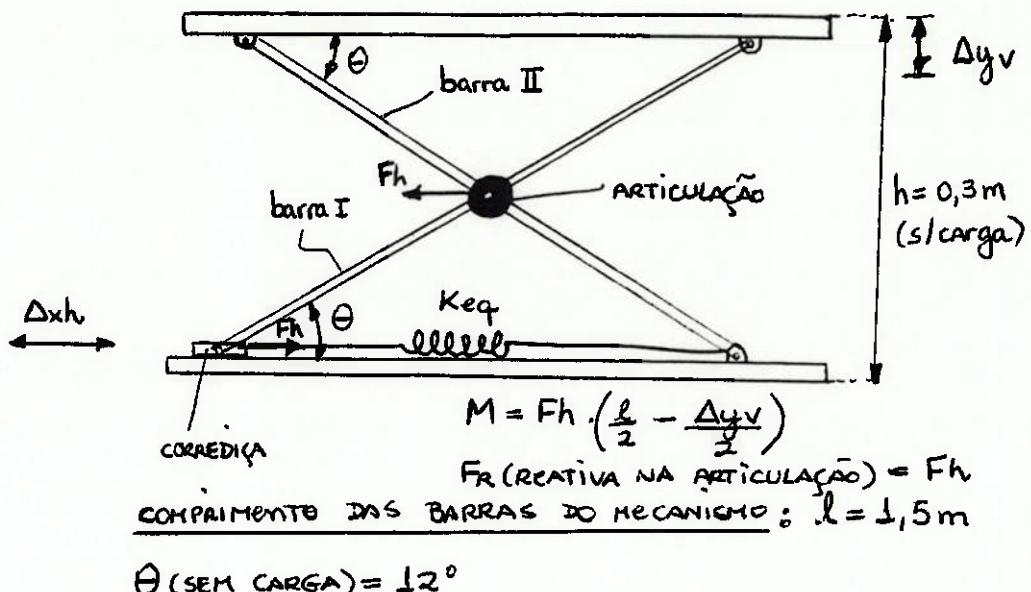
A listagem do programa é mostrado em uma folha anexa.

Após a execução do programa, chegamos a um valor aproximado de 34,6 mm.

Portanto, será adotado uma altura  $h = 35$  mm para a seção retangular.

A barra calculada tem uma dimensão de 35mm x 10mm (seção retangular) e os pinos das articulações têm diâmetro igual a 15 mm.

**13.4-Cálculo da mola horizontal equivalente e deslocamento da mola até a posição de equilíbrio para o mecanismo de Bounce.**



Para se calcular a mola equivalente na posição horizontal e a posição de equilíbrio para uma carga de 100 Kg, as forças no nó da articulação causadas pela força da mola horizontal (na base inferior da suspensão) serão projetadas no eixo y e igualadas à força vertical (no eixo y) provocada por uma mola fictícia, que terá a constante de mola calculada e otimizada através da simulação no software Matlab.

Para um deslocamento vertical qualquer  $\Delta y_v$ , temos:

$$\operatorname{sen} \theta = \frac{\left(0,3 - \frac{\Delta y_v}{2}\right)}{\frac{l}{2}} = \frac{0,3 - \Delta y_v}{l}$$

$$\operatorname{cos} \theta = \sqrt{1 - \left[ \frac{0,3 - \Delta y_v}{l} \right]^2}$$

$$\Delta x_h = l \left[ \operatorname{cos} \theta - \operatorname{cos} 12^\circ \right]$$

A reação normal nas articulações da base e a carga na maca não serão consideradas neste cálculo pois são forças de ação e reação (se anulam consequentemente).

Temos que :

Fazendo o equilíbrio das forças e momentos na barra II:

O momento  $M$  é equivalente a uma força  $F$  que proporciona um binário em relação à articulação da base:

$$F \cdot 0,75 = F_h \cdot \left( \frac{l}{2} - \frac{\Delta y_v}{2} \right)$$

onde:  $F \cdot \cos \theta = F_v = K_v \cdot \Delta y_v$

Então:

$$\frac{F_h}{0,75} \cdot \left[ \frac{l}{2} - \frac{\Delta y_v}{2} \right] \cdot \cos \theta = K_v \cdot \Delta y_v$$

$$\frac{K_h \cdot \Delta x_h}{0,75} \left[ \frac{l}{2} - \frac{\Delta y_v}{2} \right] \cdot \sqrt{1 - \left[ \frac{0,3 - \Delta y_v}{l} \right]^2} = K_v \cdot \Delta y_v$$

Para calcular  $K_h$  (equivalente), iremos assumir  $\Delta y_v = 0,1\text{m}$  (p/atingir o equilíbrio).

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \left[ \frac{0,3 - 0,1}{1,5} \right]^2} = 0,99107$$

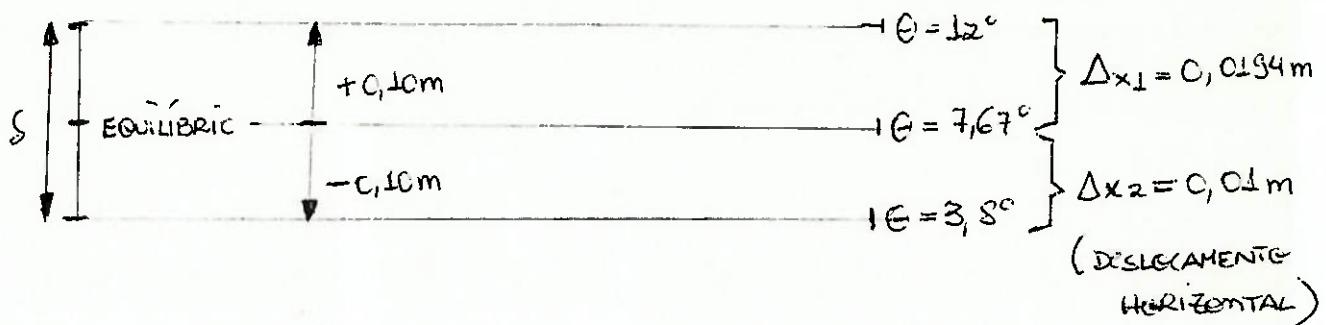
$$\Delta x_h = 1,5 \left[ 0,99107 - \cos 12^\circ \right] = 0,019385 \text{ m}$$

Logo, para um valor de  $K_v = 2200 \text{ N/m}$  calculado por projeto:

$K_h = 12269,2 \text{ N/m}$  e será adotado um valor médio de  $12300 \text{ N/m}$

Então, o valor da constante de mola equivalente horizontal é  $K_h = 12300 \text{ N/m}$ .

**Definição dos deslocamentos verticais máximo e mínimo e seu equivalente horizontal (eixo x) para o mecanismo de Bounce**



**Cálculo da pré-tensão na mola**

Para uma carga de 100Kg  $\rightarrow \Delta y_v = 0,45\text{m}$  (p/atingir o equilíbrio)

Mas, o deslocamento de equilíbrio é 0.1m, logo:

0.354m deve ser comprimido (pré-tensão) na direção vertical (eixo y), o que corresponde a um certo deslocamento na direção horizontal (eixo x).

$$2.200 (\Delta y_v - 0,354) = \frac{12.300}{0,75} [\Delta x_h - \Delta x_c] \cdot [0,75 - \frac{\Delta y_v}{2}] \cos \theta$$

Então, os deslocamentos iniciais da pré-tensão se igualam: ( $\Delta y_v = 0$ )

$$2.200 \times 0,354 = \frac{12.300}{0,75} \Delta x_c \cdot 0,75 \cdot \cos 12^\circ$$

$$\boxed{\Delta x_c = 0,0647\text{m}} \quad (\text{PRÉ-TENSÃO HORIZONTAL})$$

#### **14 - Conclusão e considerações finais**

O desenvolvimento deste projeto foi feito para basicamente termos grandes atenuações da vibração do assoalho traseiro da suspensão de uma ambulância para a maca, e ao mesmo tempo com um baixo custo.

O desafio foi obter uma suspensão passiva quase tão eficiente quanto uma suspensão ativa. E, este objetivo foi plenamente atingido no movimento vertical de bounce, com redução de aceleração da ordem de 70%. Porém, no movimento oscilatório de pitch houve um grande problema de instabilidade no mecanismo de compensação criado, uma vez que a otimização dos parâmetros da suspensão era antagônica à estabilidade do sistema. Isto porque, se o paciente sentasse na borda da maca, esta se desequilibraria, já que a suspensão foi projetada pensando-se em um centro de massa no centro da maca em relação à direção horizontal.

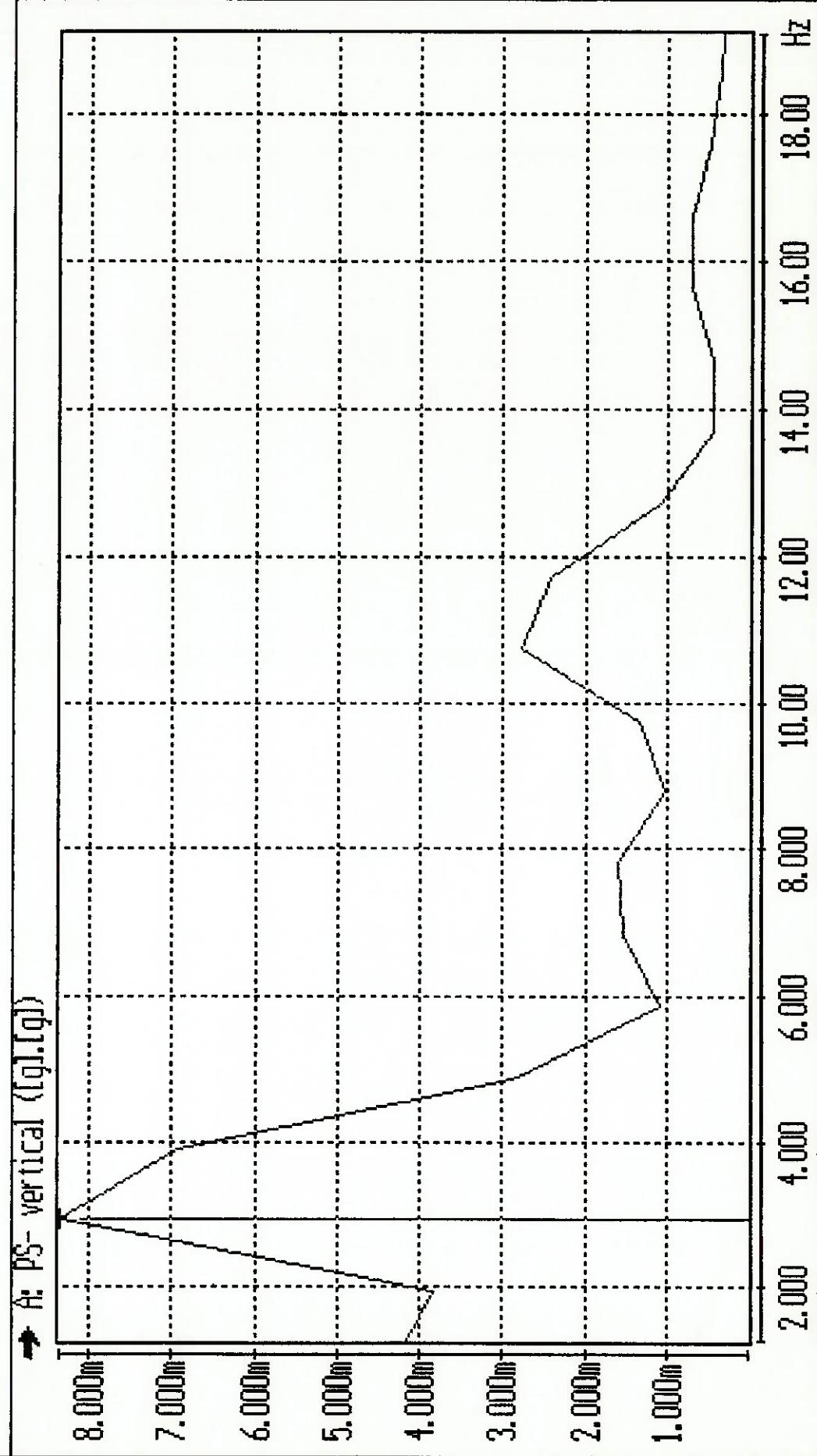
Convém salientar que o mecanismo de compensação de pitch foi criado para se evitar vibrações durante uma freada ou aceleração brusca, porém o mecanismo fez com que a maca quase acompanhasse o movimento angular do carro, reduzindo apenas a aceleração angular de 50%.

Finalmente, a partir dos valores calculados para o coeficiente de amortecimento de amortecedor, foi levantada uma pesquisa para se selecionar um amortecedor disponível no mercado para a nossa aplicação.

# ESPECTRO DE POTÊNCIA (POWER SPECTRUM) - ASFALTO COMUM

113

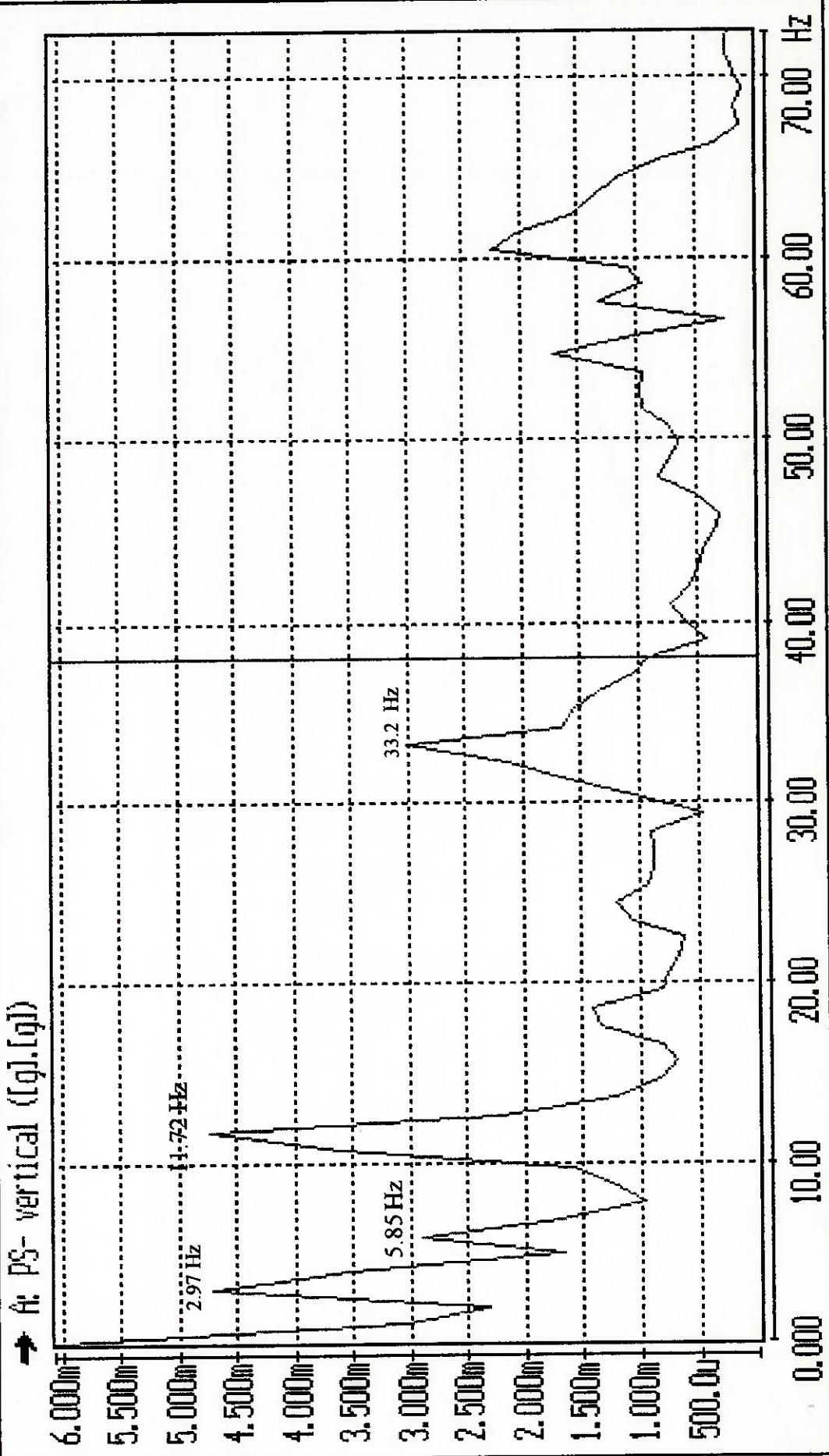
## ANEXO A - ESPECTRO DE POTÊNCIA PARA ASFALTO COMUM



# ESPECTRO DE POTÊNCIA ( POWER SPECTRUM ) - LOMBADA

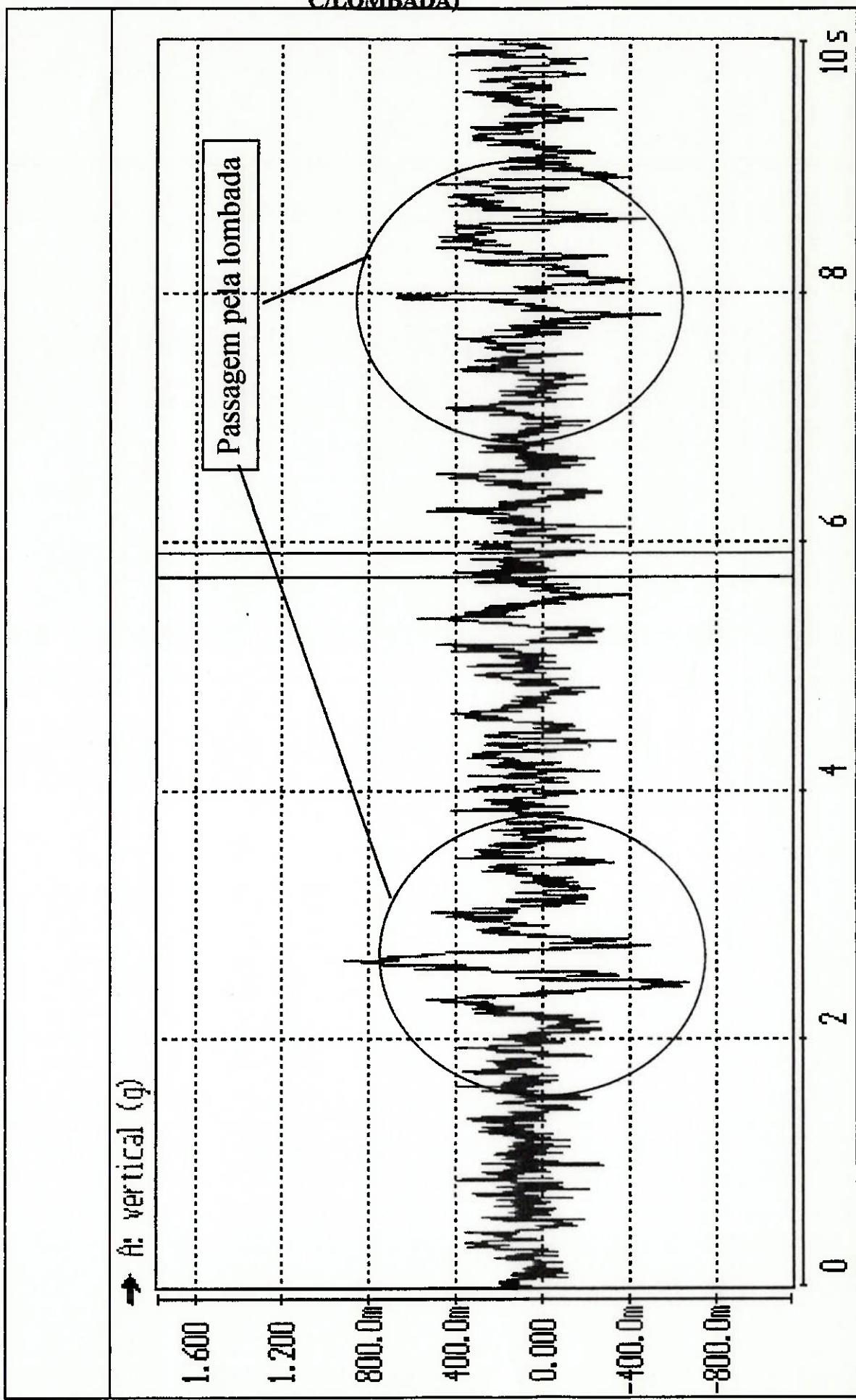
114

## ANEXO B - ESPECTRO DE POTÊNCIA PARA LOMBADA



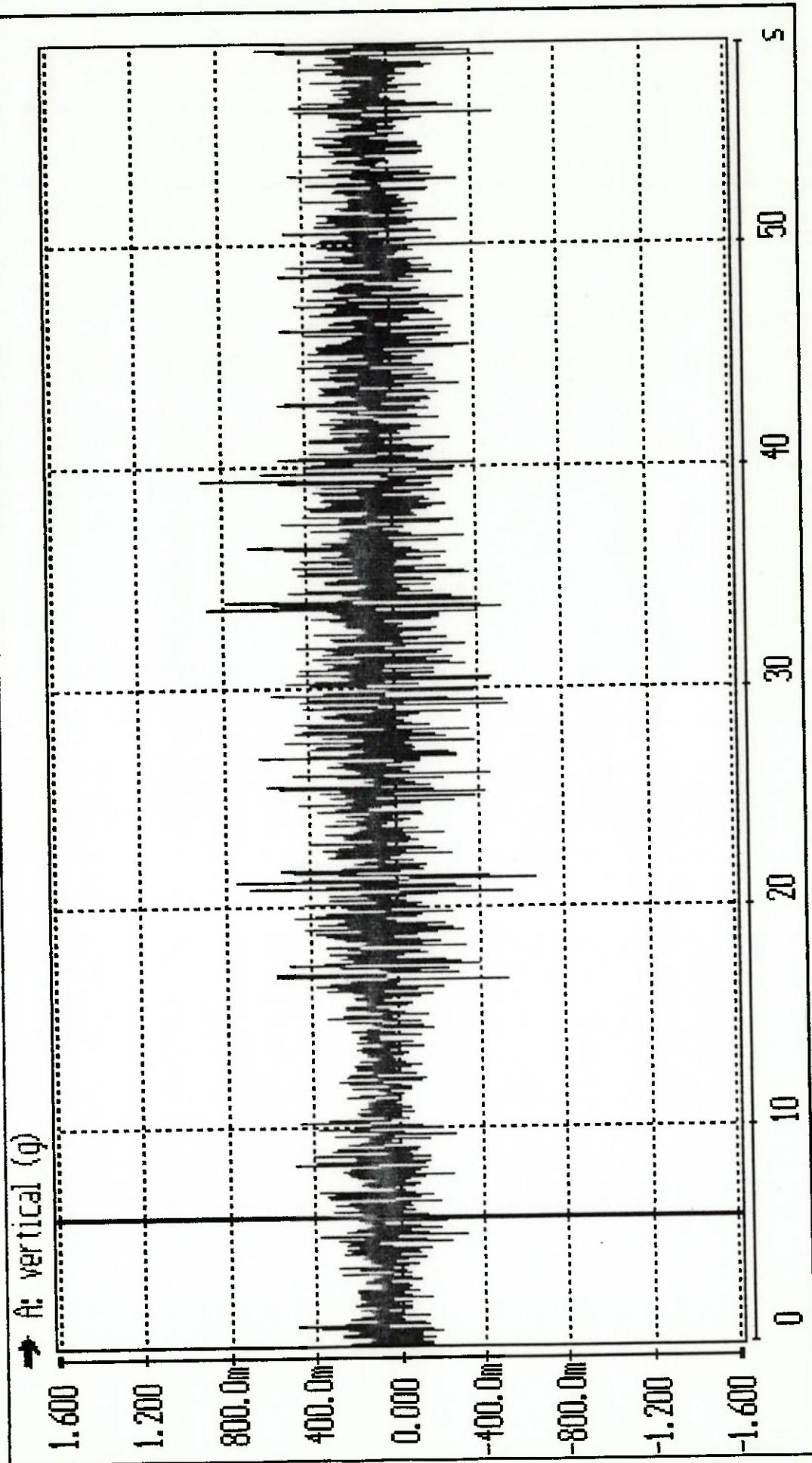
# ACELERAÇÃO PISO TRAFFIC x TEMPO (LOMBADA)

115  
ANEXO C - GRÁFICO ACELERAÇÃO X TEMPO (ASFALTO C/LOMBADA)



# ACELERAÇÃO PISO TRAFFIC X TEMPO (ASFALTO COMUM)

## ANEXO D - GRÁFICO ACELERAÇÃO X TEMPO (ASFALTO COMUM)



## ANEXO E - PROGRAMA EM PASCAL PARA A RESOLUÇÃO DA ALTURA DA BARRA DOS MECANISMOS

## ANEXO F

### Pertubações Randômicas

Pertubações de pista randômicas são geralmente caracterizados por funções densidade espectral de potência (PSD's), frequentemente denominado apenas de espectro.

Esses espectros são definidos como funções de freqüencia e de coeficientes, que quantificam a potência ( e consequentemente a amplitude) da pista em diferentes freqüencias. Dois fatores determinam primariamente quanto representativo são as séries de dados do tempo derivados de um espectro dado de uma excitação de entrada real experimentada por um sistema de suspensão veicular: a faixa de freqüência através do qual o espectro é definido e o modo preciso no qual o PSD varia com a freqüência.

**Faixa de freqüência :** Para se ter uma certa eficiência computacional, é importante que a faixa de freqüências incorporada ao modelo de perfil de pista não seja maior do que o absolutamente essencial. Por outro lado, negligenciar componentes de freqüências na largura de faixa pertencente a um sistema de suspensão, irá reduzir a qualidade e a validade da série de dados no tempo. Em termos de conforto, a faixa de freqüências mais importante está na região entre 0.5 e 50 Hz. Isto porque, para freqüências abaixo de 0.5 Hz, o veículo irá absorver as ondulações da pista e exibir virtualmente nenhuma deflexão nos componentes da suspensão, e freqüências acima de 50 Hz irão ficar normalmente fora da largura de banda da dinâmica do pneu e da suspensão e serão tipicamente muito baixa em termos de amplitude.

**Característica de amplitude PSD :** Qualitativamente, PSD's devem ser representativos de seções não estruturadas de uma rodovia. Isto é, elementos de baixa freqüência (como pequenos vales e morros) devem exibir amplitude e potência relativamente altas, enquanto elementos de alta freqüência devem ter amplitude e potência relativamente baixas ( devido possivelmente a composição asfáltica da superfície).

Robson sugere, por muitas razões, um espectro oscilante linear que é adequado para simulação de pistas simples. Conjugando todas as informações fornecidas acima, o modelo resultante tem uma amplitude característica que independe da freqüência. A contribuição de Robson foi sugerir a parametrização

quantitativa de um modelo de espectro linear, o qual pode levar em conta o aumento de velocidade do veículo e a rugosidade superficial da pista.

O modelo PSD de Robson tem a seguinte forma:

$$s(f) = k * f^w * u^{w-1}$$

onde :  $k$  = coeficiente de rugosidade superficial

$f$  = vetor de freqüências [Hz] (range)

$u$  = velocidade do veículo [m/s]

$w$  = freqüência de oscilação

O coeficiente de rugosidade  $k$  depende fortemente do tipo de material da pista, do grau de oscilação e do estado de conservação da pista. Robson determinou experimentalmente uma faixa de valores do parâmetro  $k$  para vários tipos de pista. Porém, como uma primeira simulação, usaremos o valor  $k = 5e^{-6}$ , que é um valor típico de asfalto de rugosidade superficial baixa. Estudos experimentais revelam que o parâmetro  $w=2.5$  proporciona o melhor ajuste à curva do espectro.

Para esta simulação e também para toda a análise de vibração da maca será utilizado o software MATLAB for Windows e seu toolbox SIMULINK. Esta escolha foi fundamentada no fato de que somente 4 linhas de código são requeridos para implementar o modelo de espectro linear, como é mostrado abaixo :

```
>> w = 2.5; k = 5e-6;
>> u = 17.88; (pois u = 17.88 m/s é aproximadamente 40 mph)
>> f = logspace(log10(0.5), log10(50), 200);
>> s = k * f.^(-w) * u^(w-1);
>> loglog (f,s);
```

$s$  = vetor espectro de potência ;

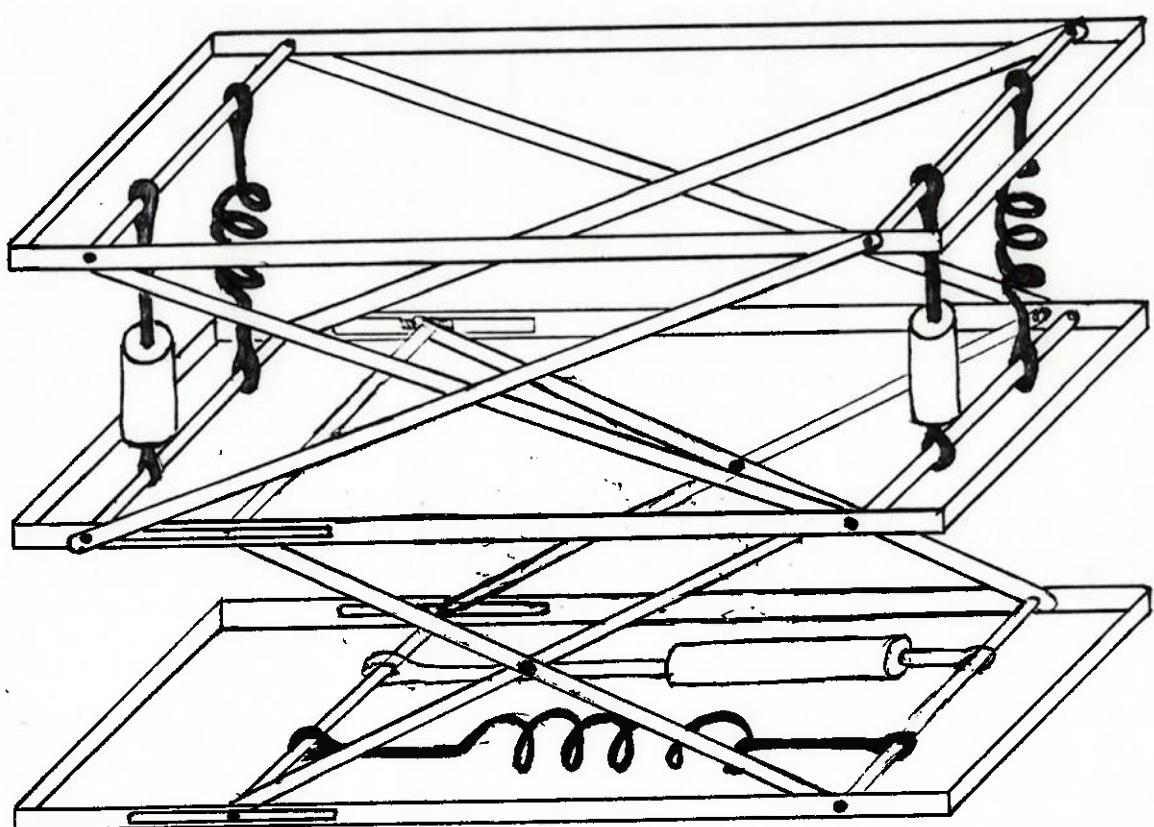
$f$  = vetor linha de freqüências logaritmicamente espaçados de 200 elementos entre 0.5 e 50 Hz.

Um vetor apropriado de tempo[t] foi criado de tal forma que um perfil de pista singular pudesse ser gerado pela soma das contribuições individuais de um conjunto de ondas senoidais distribuídas uniformemente, no qual a amplitude A é determinada pelo modelo linear PSD e no qual a fase  $p$  é randomicamente

configurada para ficar entre 0 e 2p. A implementação do perfil de pista é então finalizada da seguinte forma :

```
>> A = sqrt(s);  
>> p = 2* pi * (rand(t) -0.5);  
>> wf = 2*pi*f;  
>> track = sum( A'*ones(t).*sin(wf*t + p'* ones(t)));
```

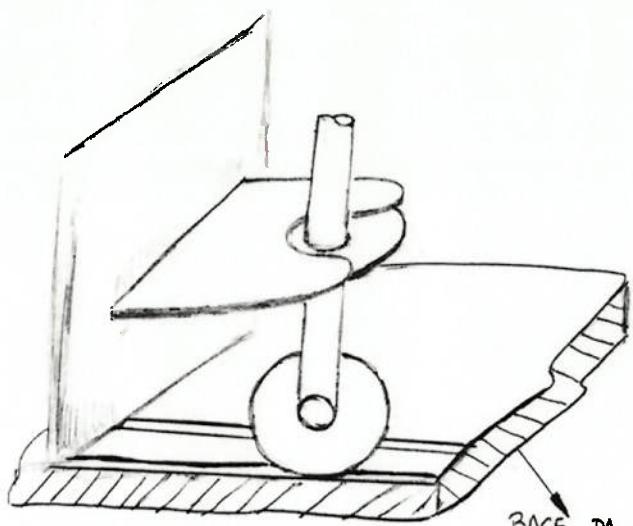
onde:        A' é a matriz transposta de A;  
              wf é a matriz transposta de wf;  
              p' é a matriz transposta de p.

**Anexo G - Croqui da Solução Adotada**

## 16- Bibliografia

1. Woodson, W. E. Human Engineering Guide for Equipment Designers.  
University of California, Los Angeles, USA, 1956;
2. Shoureshi, R. Modeling and Implementation of Semi-Active Hydraulic Engine Mounts, Transactions of the ASME, Boston, USA, 1987;
3. Darling, J., Dorey, R. E., Ross-Martin, T. J. A Low Cost Active Anti-Roll for Passengers Cars, Transactions of the ASME, Bath, United Kingdom, 1990;
4. Colinot, J. P., Hermette, V., Jarri, P. Gyrometer Application for a Low - Frequency Suspension, Sensor and Actuators A, pg 37-38, 1993;
5. Madureira, O. M., Metodologia de Projeto,  
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, 1993;
6. Mola, S. Fundamentals os Vehicle Dynamics,  
General Motors Institute, Detroit, USA, 1967;
7. A Guide ti the Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration,  
ISO 2631, International Standard Organization, New York, 1972;
8. Carr, J. J., Sensors and Circuits, 1993;
9. Aranha, S., Elementos de Máquinas X  
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil, 1990;
10. Craighead, I. A. An active suspension system for an ambulance stretcher,  
Transactions of the IMechE, England, 1988;

## Trava 2



rodinha dianteira



rodinha traseira