

**ESCOLA POLITÉCNICA - USP**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO MECÂNICO**



***VIBRATORY RATE GYRO***

**Orientador : Prof. Dr. Celso Pupo Pesce**

**Autor : MARCELO KENYU KANASHIRO**

Março  
1996

**Dedicatório : Dedico essa obra aos meus Pais, Familiares e Mestres.**

**Agradecimentos : Ao Prof. Dr Celso Pupo Pesce , ao jovem Fábio Coelho,  
ao IPT e ao Eng. Mário Gongora .**

## ÍNDICE

|  |           |
|--|-----------|
| <b>1) INTRODUÇÃO</b>   | <b>6</b>  |
| <b>2) OBJETIVOS</b>  | <b>7</b>  |
| <b>3) PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO</b>                                     | <b>8</b>  |
| <b>4) CARACTERÍSTICAS DO PRODUTO</b>                                     | <b>10</b> |
| <b>4.1 - Cilindro Vibrante</b>   | <b>10</b> |
| <b>4.2 - Subsistema Elétrico</b>   | <b>11</b> |
| <b>5) METODOLOGIA DO PROJETO.</b>  | <b>13</b> |
| <b>5.1 Modelamento Matemático</b>  | <b>13</b> |
| <b>5.1.1 Equação do Movimento do Cilindro</b>                            | <b>13</b> |
| <b>5.1.2 Determinação da Frequência Natural do Cilindro</b>              | <b>14</b> |
| <b>5.2 Análise Paramétrica.</b>  | <b>15</b> |
| <b>5.3 Análise por elementos finitos.</b>                                | <b>19</b> |
| <b>5.3.1 Noções da Teoria de Placas</b>                                  | <b>19</b> |
| <b>5.3.2 Análise Modal</b>   | <b>20</b> |
| <b>5.4 Testes de impacto</b>   | <b>28</b> |
| <b>6) DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO</b>                                   | <b>30</b> |
| <b>6.1 Construção do Cilindro Vibrante</b>                               | <b>30</b> |
| <b>6.2 Especificação dos Componentes Elétricos (Excitação e Leitura)</b> | <b>33</b> |
| <b>6.3 Especificação dos Componentes de Alimentação do Motor</b>         | <b>40</b> |
| <b>7) DISCUSSÃO</b>  | <b>46</b> |
| <b>8) CONCLUSÃO</b>  | <b>48</b> |
| <b>9) BIBLIOGRAFIA</b>   | <b>49</b> |

## ÍNDICE DE FIGURAS

|                 |   |           |
|-----------------|---|-----------|
| <b>fig 3.1</b>  | <b>Esquemas do princípio de funcionamento</b>                     | <b>8</b>  |
| <b>fig 4.2</b>  | <b>Distribuição de forças no cilindro</b>                         | <b>10</b> |
| <b>fig 4.3</b>  | <b>Subsistema elétrico</b>  | <b>11</b> |
| <b>fig 5.4</b>  | <b>Cilindro simplificado</b>                                      | <b>21</b> |
| <b>fig 5.5</b>  | <b>Modos de vibrar do cilindro simplificado</b>                   | <b>22</b> |
| <b>fig 5.6</b>  | <b>Cilindro com os suportes para piezoelétricos</b>               | <b>23</b> |
| <b>fig 5.7</b>  | <b>Modos de vibrar no modelo sólido</b>                           | <b>24</b> |
| <b>fig 5.8</b>  | <b>Modos de vibrar no plano X-Y</b>                               | <b>25</b> |
| <b>fig 5.9</b>  | <b>Sequência de pontos do teste de impacto</b>                    | <b>28</b> |
| <b>fig 5.10</b> | <b>Gráfico das amplitudes de deslocamento no teste de impacto</b> | <b>29</b> |
| <b>fig 6.11</b> | <b>Foto do cilindro vibrante</b>                                  | <b>30</b> |
| <b>fig 6.12</b> | <b>Desenho de fabricação do cilindro</b>                          | <b>31</b> |
| <b>fig 6.13</b> | <b>Desenho de fabricação dos suportes dos piezoelétricos</b>      | <b>32</b> |
| <b>fig 6.14</b> | <b>Diagrama de blocos dos subsistemas elétricos</b>               | <b>33</b> |
| <b>fig 6.15</b> | <b>Foto do gerador de funções</b>                                 | <b>34</b> |
| <b>fig 6.16</b> | <b>Diagrama do circuito de excitação</b>                          | <b>35</b> |
| <b>fig 6.17</b> | <b>Análise AC do Filtro</b>                                       | <b>36</b> |
| <b>fig 6.18</b> | <b>Foto do Osciloscópio</b>                                       | <b>37</b> |
| <b>fig 6.19</b> | <b>Foto da Fonte e do Multímetro</b>                              | <b>38</b> |
| <b>fig 6.20</b> | <b>Circuito de resposta</b>                                       | <b>39</b> |
| <b>fig 6.21</b> | <b>Sinal do piezo de leitura</b>                                  | <b>40</b> |
| <b>fig 6.22</b> | <b>Sinal do piezoelétrico após o condicionamento</b>              | <b>41</b> |
| <b>fig 6.23</b> | <b>Foto da analisador de espectro e do medidor de RLC</b>         | <b>42</b> |
| <b>fig 6.24</b> | <b>Foto do sistema de alimentação do motor</b>                    | <b>45</b> |
| <b>fig 8.25</b> | <b>foto da montagem do Vibratory Rate Gyro</b>                    | <b>48</b> |

## 1. INTRODUÇÃO.

Os giroscópios ( spinning wheel gyros ) são largamente utilizados na medição de velocidades angulares em aviões , mísseis, navios e outros veículos em relação a um sistema de referência inercial. A maioria dos giroscópios atuais se baseia no princípio da medição do torque devido à variação do vetor momento angular em um rotor em alta velocidade. Entretanto, este equipamento requer alta precisão de fabricação para que seus resultados possam ser considerados válidos, o que implica em altos custos de fabricação. Por exemplo, gyros de navegação inercial tipicamente requerem um erro de medição de velocidade angular de 0,01 a 0,1 graus/hora, enquanto para aplicações em que é necessária a medição de faixas de velocidade maiores, e portanto um tempo de resposta baixo, esta faixa será de 10 a 100 graus / hora; do mesmo modo variam os respectivos preços, sendo de aproximadamente U\$10.000 para o primeiro caso e U\$ 200 para o segundo. Outro ponto negativo é o fato de que o princípio utilizado pelo equipamento requer o uso de peças móveis, aumentando a preocupação com manutenção.

Apesar da longa proeminência dos giroscópios no mercado e a considerável quantidade de esforço técnico utilizado para melhorar a sua performance, esta situação está agora começando a ser desafiada em certas aplicações por rate gyros empregando tecnologia radicalmente diferentes. Muitas soluções têm sido apresentados nesta linha, entre elas pode-se citar o ring laser gyros e o fibre-optic gyro que utilizam o princípio da interferometria passiva ou ainda soluções que utilizam movimentos oscilatórios ( vibrating gyros ).

Gyros que utilizam movimentos oscilatórios, têm sido construídos na forma de diapasões, arames vibrantes, anéis e cilindros. dispositivos suficientemente sensíveis para uso de navegação, isto permite a eliminação de motores e mancais de precisão, resultando num instrumento muito mais simples e barato.

A forma particular da estrutura desenvolvida contém transdutores piezelétricos integrados para a excitação e leitura. Este tipo de construção é muito mais robusta e pode ser feito em pequenos tamanhos, adequados para o uso em navegação inercial. além disso, é bastante insensível a fatores ambientais, com choques e vibrações externas, e seus requisitos de potência podem ser levados a limites muito baixos. Estas características permitem-lhe competir com os rate gyros convencionais.

## **2. OBJETIVOS.**

Este trabalho visa estudar , desenvolver e construir um Vibratory Rate Gyro, pela sucessão das fases de criação, projeto, modelamento, simulação, construção e teste gerando uma forte fundamentação dos conceitos envolvidos e principalmente do método que relaciona a criação de um sistema factível e viável a partir de sua fase inicial de elaboração.



### 3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO.

O princípio utilizado no vibratory gyro baseia-se na medição do efeito da força de **coriolis** atuante em uma massa vibrante submetida a uma rotação. Pode-se ilustrar melhor este princípio considerando-se um movimento de uma massa vibrante suspensa em molas como mostrado na figura 1.

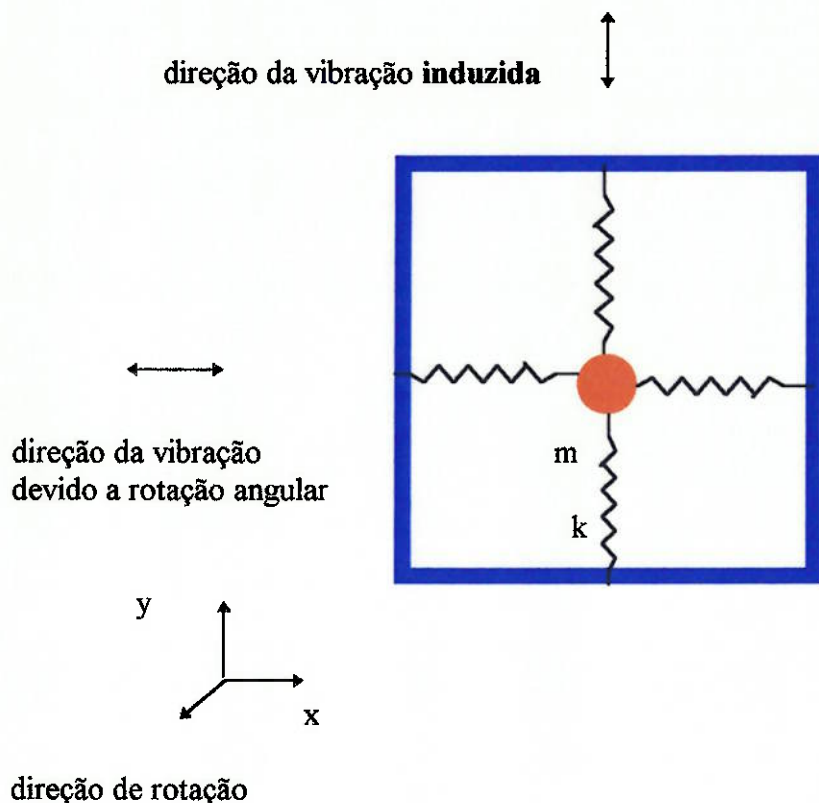


fig. 3.1 Esquema do princípio de funcionamento.

A massa  $m$  é montada em molas de rigidez  $K$ , livre para vibrar em um plano vertical à frequência determinada pelo arranjo massa-mola. As extremidades das molas estão engastadas em uma base rígida, que pode ser comparada ao veículo em movimento. a vibração no plano vertical (direção  $Y$ ) é mantida por algum mecanismo de vibração externo capaz de manter uma amplitude de oscilação constante. Se a base sofre uma rotação  $W$  no plano da figura, as posições dos engastamentos das molas vão ser diferentes ao final de cada ciclo de oscilação da massa vibrante com relação às iniciais. Isto quer dizer que, à medida que o ciclo de oscilação prossegue, a massa vibrante sofre o efeito de uma componente horizontal (direção  $X$ ) de força além da já atuante na direção  $Y$ . esta força na direção  $X$  é usualmente denominada de componente de coriolis. a magnitude desta força vai depender da magnitude da velocidade de rotação  $\Omega$ .



O movimento da direção X terá por conseguinte a mesma frequência de oscilação do que na vertical, caso a rigidez das molas seja igual. sendo a força nas molas na direção X proporcional à velocidade de rotação  $\Omega$ , o resultado do sensoriamento desta será uma medida proporcional à rotação da base  $\Omega$ .

Com relação à figura 1. o equacionamento deste fenômeno é :

$$m \cdot a_{abs} = m \cdot [ \Omega^2 r + \Omega^2 (\Omega^2 r) + 2 \cdot \Omega^2 r_{oxyz} + r''_{oxyz} ]$$

onde :

$\Omega^2 r + \Omega^2 (\Omega^2 r)$  - é a aceleração absoluta de um ponto da base coincidente com a massa no instante considerado.

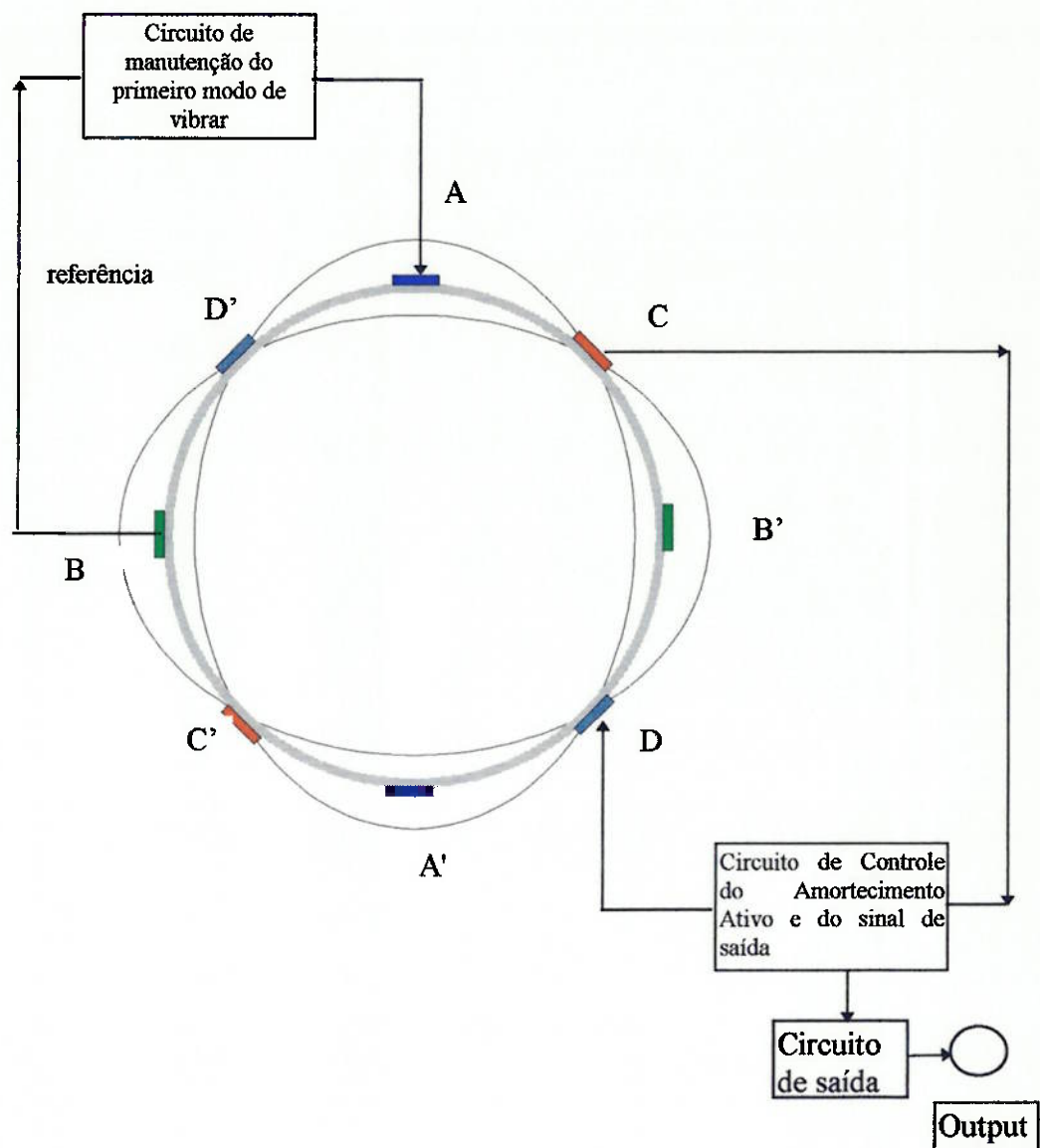
$2 \cdot \Omega^2 r_{oxyz}$  - Aceleração de **coriolis**.

$r''_{oxyz}$  - é a aceleração relativa entre a massa G e a base.

Assim a sensibilidade de um sensor que utilize este princípio irá depender da magnitude de  $\Omega$  e  $r_{oxyz}$ .



#### 4.2. Subsistemas Elétricos.



A - A' - Piezoelétrico de Excitação.

B - B' - Piezoelétrico de Manutenção do Modo de Vibrar.

C - C' - Piezoelétrico de Leitura.

D - D' - Piezoelétrico de Amortecimento Ativo.

fig 4.3

#### **4.2.1. Subsistema de excitação.**

Responsável pela excitação do primeiro modo de vibração do cilindro, é representado pelos piezoelétricos de excitação diametralmente opostos ( para manter a simetria do sistema), apesar da vibração do cristal ser da ordem de centésimos de micron na frequência de ressonância é capaz de excitar o primeiro modo de vibração. Determinada a frequência de ressonância ela é imposta pelo sinal de referência obtida por um oscilador ( por exemplo o chip 555).

#### **4.2.2. Subsistema de manutenção do modo de vibrar.**

A necessidade da manutenção da frequência de excitação o mais próximo da frequência de ressonância, de forma a não ser afetado por excitações externas ou pela própria excitação devido a força de Coriolis fez que se desenvolvessem circuitos sintonizadores baseado no PLL ( Phase Locked Loop ) que através da realimentação fornecida pelos piezoelétrico B e B' e comparando-o a referência faz a adequada correção do sinal de excitação dos cristais A e A', de modo a garantir uma defasagem de  $180^\circ$  entre os sinais vindos de A e B, e assim assegurar que o cilindro está no seu primeiro modo de vibrar.

#### **4.2.3. Subsistema de Leitura.**

Como foi apresentado devido a rotação do cilindro vibrante temos a formação da resultante de Coriolis a  $45^\circ$  que serão lidos pelos cristais em C e C' de modo que os sinais sejam somados e permita que o cilindro seja imune ao efeito da aceleração tangencial e de possíveis choques que seriam transmitidos pela base.

#### **4.2.4. Subsistema de amortecimento ativo.**

O amortecimento natural das paredes do cilindro ( em torno 2% ) não é suficiente para se obter uma alta velocidade de resposta do sensor, sendo necessário a adição de um amortecimento ativo obtido realimentação do sinal em C e C' aplicado em D e D' de tal forma a causar uma interferência destrutiva no sinal de coriolis diminuindo o tempo de resposta do sistema.

#### **4.2.5. Subsistema de demodulação do sinal de saída.**

O sinal lido em C e C' é um sinal senoidal de frequência igual a de ressonância do cilindro, e carrega a informação da velocidade angular na forma de sua envoltória, já que apenas a componente devido à aceleração de coriolis interfere nesses cristais. Assim, torna-se necessário o dispositivo encarregado pela demodulação do sinal. Basicamente, esse dispositivo consiste de um phase-detector e de um filtro. Este subsistema tem como referência o sinal de B e B' para auxiliar na demodulação das saída fornecendo o output.

## 5. METODOLOGIA DE PROJETO.

### 5.1. MODELAMENTO MATEMÁTICO.

#### 5.1.1. Equações do movimento do cilindro.

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \frac{E}{\rho \cdot a^2} * \left\{ u + \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{k^2}{a^2} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^4 u}{\partial \theta^4} \right) \right\} - 2\Omega \frac{\partial v}{\partial t} &= 0 \\ \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - \frac{E}{\rho \cdot a^2} * \left\{ \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 v}{\partial \theta^2} - \frac{k^2}{a^2} \left( \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial^3 u}{\partial \theta^3} \right) \right\} + 2\Omega \frac{\partial u}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Segundo a seguinte nomenclatura:

- u : movimento da parede do cilindro na direção radial;
- v : movimento da parede do cilindro na direção tangencial ;
- $\theta$  : coordenada angular na parede do cilindro;
- k : raio de giração da seção transversal do anel equivalente em relação ao eixo de simetria da seção;
- a : raio médio do cilindro;
- E : módulo de elasticidade do material do cilindro;
- $\rho$  : densidade do material;
- $\Omega$  : velocidade angular.

Os termos gerais de amortecimento apresentados a seguir são devidos as perdas internas do material do cilindro como pelo amortecimento externo induzido.

$$\frac{\partial u}{\partial t} \frac{\omega}{Q} e \frac{\partial v}{\partial t} \frac{\omega}{Q}$$

Onde Q é o fator de qualidade da vibração definido como a relação entre a frequência de ressonância e a largura de faixa ( definida como a largura da faixa de frequência entre os pontos de ganho igual a 3 db abaixo da frequência de ressonância ) e  $\omega$  é a frequência de vibração do cilindro.

Assumindo deslocamento nas direções u e v da forma:

$$u = U_0 \cdot e^{j\gamma t} \sin 2\theta$$

$$v = -V_0 \cdot e^{j\gamma t} \cos 2\theta$$

onde:

$$\gamma = \omega + j\alpha$$

$\omega$  - frequência de vibração angular

$\alpha$  - fator de amortecimento.

### 5.1.2. Determinação da Frequência Natural.

A partir do  $u$  e  $v$  definido e considerando  $\Omega = 0$  (sem a excitação devido as forças de coriolis) substituindo na equação do cilindro amortecido obteve-se as seguintes equações:

$$\left[ \beta \cdot \left( 1 - \frac{j}{Q} \right) - 1 - 12 \cdot \frac{k^2}{a^2} \right] \cdot U_0 - 2 V_0 = 0$$

$$\left[ 2 + 6 \cdot \frac{k^2}{a^2} \right] \cdot U_0 - \left[ \beta \cdot \left( 1 - \frac{j}{Q} \right) - 4 \right] \cdot V_0 = 0$$

sendo :

$$\beta = \frac{\gamma^2 \cdot a^2}{E/\rho}$$

Calculando-se o determinante da matriz formada pelos coeficientes das equações e igualando-se a zero obtém-se a seguinte equação:

$$\beta^2 \cdot \left( 1 - \frac{j}{Q} \right)^2 - \beta \cdot \left( 12 \cdot \frac{k^2}{a^2} + 5 \right) \cdot \left( 1 - \frac{j}{Q} \right) + 36 \cdot \frac{k^2}{a^2} = 0$$

As raízes da equação são:

$$\beta_1 = \frac{36}{5} \cdot \frac{k^2}{a^2}$$

$$\beta_1 = 5 - 36 \cdot \frac{k^2}{a^2}$$

sendo:

$$\gamma^2 = (\omega_0 + j \cdot \alpha)^2$$

Assim obtemos a frequência natural ( $\omega_0$ ) e o amortecimento  $\alpha$

$$\alpha = \frac{\omega_0}{2 \cdot Q}$$

$$\omega_0 \cong \left( \frac{k}{a^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{36 E}{5 \rho}}$$



## 5.2. ANÁLISE PARAMÉTRICA.

A partir das equações obtidas no modelamento matemático e das variáveis envolvidas, determinamos o Simulink - MatLab for Windows um software capaz de , ao mesmo tempo, ser robusto e que ter uma apresentação clara dos resultados obtidos.

O Simulink é um software que utiliza a estrutura de blocos para representar funções matemáticas, operadores, sistemas dinâmicos e outras ferramentas necessárias para realização da modelagem e simulações. Este trabalha como interface do MatLab, permitindo tanto a entrada como a visualização dos resultados mais amigáveis. O MatLab, por sua vez, é um software robusto matematicamente, permitindo uma boa confiabilidade nos resultados obtidos.

A análise da vibração do cilindro foi abordada por duas frentes , primeiramente realizou-se a formulação das equações matemáticas e a simulação pelo Simulink do MatLab for Windows definido os seguintes parâmetro:

- Tipo de cristal piezoelétrico;
- Parâmetros geométricos do cilindro;
- Diâmetro do cilindro;
  - Espessura da parede;
  - Material de construção do cilindro;
- Frequência de excitação do cilindro.

O poder do modelamento adotado permite a visualização do sistema em malha fechada, portanto com a manutenção do modo de vibrar e com o amortecimento ativo, no entanto ele somente se torna válido admitindo-se a hipótese da não influência da base de fixação do cilindro no movimento da sua parede , além da garantia validade da hipótese de casca fina .

Uma vez montado o diagrama de blocos do sistema, deve-se fazer uma análise para estudar a sensibilidade do resultado em relação aos parâmetros envolvidos. A metodologia empregada pode ser resumida pelas seguintes atividades:

- decomposição de todos os parâmetros nos seus fatores mais básicos (por exemplo, decompor a massa em dimensões lineares e densidade do material, a frequência de ressonância do cilindro em fatores geométricos deste e característicos do material, etc.). Assim, obtiveram-se os seguintes fatores básicos:

- d: constante piezoelétrica “d” (dos cristais de excitação);
- g: constante piezoelétrica “g” (dos cristais de leitura);
- E<sub>cristal</sub> : módulo de elasticidade do cristal;
- $\rho_{\text{cristal}}$  : densidade volumétrica do cristal;
- L1 : largura dos cristais piezoelétricos;
- L2 : altura dos cristais piezoelétricos;



L3 : espessura dos cristais piezoelétricos;

h : altura do anel equivalente;

a : raio médio do cilindro;

e: espessura do cilindro;

Ecilindro: módulo de elasticidade do cilindro;

$\rho_{cilindro}$ : densidade volumétrica do cilindro;

Vmax : amplitude do sinal de excitação dos cristais;

$\Omega$  : velocidade angular a ser medida;

- agruparam-se fatores que possibilitassem uma melhor percepção de sua função quando relacionados entre si, como por exemplo:

$L1 * L2 = A_{cristal}$  : área da face do cristal;

$e / a = e_{relativo}$  : razão entre a espessura e o raio do cilindro (este valor não deve ultrapassar 0,1 para não comprometer a hipótese de casca fina adotada para o cilindro).

- estabeleceu-se um critério de escolha do melhor resultado, que neste estudo foi a minimização do tempo de resposta, sem no entanto permitir que a amplitude do sinal de saída do cristal alcance 10 mV, tido como mínimo valor aceitável.

- montou-se um primeiro roteiro de simulações para determinar quais os fatores mais importantes na otimização do resultado. Este roteiro foi realizado na forma de uma tabela relacionando os valores dos fatores e os resultados obtidos para cada simulação ( na tabela das simulações é apresentado somente os valores que sofreram alteração).

Uma vez de posse dos resultados , fez-se uma análise para verificar quais os fatores a que o sistema era mais sensível, chegando às seguintes conclusões:

- Área dos cristais ( limitado pela largura do piezoelétrico);
- Espessura dos piezoelétricos ( limitado pela diminuição de sua frequência natural);
- O fator h ( altura do anel equivalente, limitado pela hipótese de não influência da base);
- Espessura relativa (maior possível dentro da hipótese de casca fina , isto é 10% );
- O Quality Factor -Q ( influi diretamente no tempo de resposta , também determinado pelo amortecimento ativo);
- Material de alto módulo de elasticidade (dentre os materiais de engenharia escolhemos o alumínio liga 6351 T6);

A voltagem de alimentação diretamente ligado com a amplitude de saída.

Uma vez determinado os parâmetros mais influentes na resposta do sensor, passa-se à etapa de otimização destes, onde procura-se a combinação ótima entre eles através das simulações descritas nas tabelas a seguir:

## Análise Paramétrica do *Vibratory Rate Gyro*

### Simulação Padrão

#### Cristal

|   |  |                                      |                      |
|---|--|--------------------------------------|----------------------|
| $d_{33} = 590 \cdot 10^{-12} \text{ m/V}$ | $g_{33} = 26 \cdot 10^{-3} \text{ Vm/N}$ | $\rho = 7500 \text{ Kg/m}^3$         | $E = 60 \text{ GPa}$ |
| $L_1 = 2.0 \text{ cm}$                    | $L_2 = 2.0 \text{ cm}$                   | $L_{\text{espes}} = 2.54 \text{ mm}$ |                      |

#### Cilindro

|                    |                       |                              |                       |
|--------------------|-----------------------|------------------------------|-----------------------|
| $a = 5 \text{ cm}$ | $e = 0.05 \text{ cm}$ | $\rho = 7920 \text{ Kg/m}^3$ | $E = 190 \text{ GPa}$ |
|--------------------|-----------------------|------------------------------|-----------------------|

#### Var. Externas

|                                |           |                              |
|--------------------------------|-----------|------------------------------|
| $V_{\text{ef}} = 60 \text{ V}$ | $Q = 200$ | $\Omega = 0.2 \text{ rad/s}$ |
|--------------------------------|-----------|------------------------------|

#### Resposta

|           |               |
|-----------|---------------|
| Amplitude | Estabilização |
| 14 mV     | 0.25s         |

Excitação : APC 855      Leitura : APC 850      Cilindro : Aço Inox

#### Variação dos parâmetros do cristal

| Simulação                       | 2   | 3  | 4   | 5    | 6    |
|---------------------------------|-----|----|-----|------|------|
| $d_{33} (10^{-12} \text{ m/V})$ | 300 |    |     |      |      |
| $g_{33} (10^{-3} \text{ Vm/N})$ |     | 21 |     |      |      |
| $E (\text{GPa})$                | 68  |    |     |      |      |
| $\rho (\text{Kg/m}^3)$          |     |    |     |      |      |
| $L_1 (\text{cm})$               |     |    |     |      |      |
| $L_2 (\text{cm})$               |     |    | 1.0 |      |      |
| $L_{\text{espes}} (\text{mm})$  |     |    |     | 1.01 | 6.35 |

#### Resposta

|                |      |      |      |      |      |
|----------------|------|------|------|------|------|
| Amplit. (mV)   | 7.5  | 11   | 10   | 3.4  | 55   |
| Estabiliz. (s) | 0.23 | 0.25 | 0.25 | 0.22 | 0.24 |

2 - Leitura : APC 840

3 - Excitação : APC 850B

**Variação dos parâmetros do cilindro**

| Simul.                      | 7    | 8   | 9   | 10  | 11   | 12  | 13  | 14   |
|-----------------------------|------|-----|-----|-----|------|-----|-----|------|
| a (cm)                      | 5    | 5   | 6   | 6   | 6    | 4   | 4   | 4    |
| e (cm)                      | 0.25 | 0.1 | 0.6 | 0.3 | 0.12 | 0.4 | 0.2 | 0.08 |
| $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> ) |      |     |     |     |      |     |     |      |
| E (GPa)                     |      |     |     |     |      |     |     |      |

**Resposta**

|              |      |     |      |      |     |      |      |      |
|--------------|------|-----|------|------|-----|------|------|------|
| Amplit.(mv)  | 22   | 37  | 12   | 19   | 31  | 16   | 28   | 45   |
| Estabil. (s) | 0.40 | 1.0 | 0.29 | 0.50 | 1.2 | 0.20 | 0.35 | 0.75 |

| Simul.                      | 15   | 16   | 17   | 18   | 19   | 20   | 21  | 22   |
|-----------------------------|------|------|------|------|------|------|-----|------|
| a (cm)                      |      | 5    | 5    | 4    |      |      |     |      |
| e (cm)                      |      | 0.25 | 0.1  | 0.4  |      |      |     |      |
| $\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> ) | 2710 | 2710 | 2710 | 2710 | 7860 | 1800 | 800 | 8470 |
| E (GPa)                     | 69   | 69   | 69   | 69   | 210  | 45   | 20  | 105  |

**Resposta**

|              |      |      |      |      |      |      |      |      |
|--------------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Amplit.(mV)  | 23   | 38   | 62   | 27   | 13.5 | 28   | 42   | 14   |
| Estabil. (s) | 0.25 | 0.42 | 0.90 | 0.21 | 0.25 | 0.24 | 0.25 | 0.30 |

07 : e\_relativo = 5%      08 : e\_relativo = 2%      09 : e\_relativo = 10%      10 : e\_relativo = 2%  
 11 : e\_relativo = 2%      12 : e\_relativo = 10%      13 : e\_relativo = 5%      14 : e\_relativo = 2%  
 15 : Cilindro = Alumínio    16 : e\_relativo = 5%      17 : e\_relativo = 2%      18 : e\_relativo = 10 %  
 19 : Cilindro = Aço Comum    20 : Cilindro : Magnésio      21 : Cilindro : Madeira  
 22 : Cilindro : Latão

**Variação dos parâmetros externos**

| Simul.  | 23 | 24  | 25  | 26  | 27  | 28  | 29 |
|---------|----|-----|-----|-----|-----|-----|----|
| Vef (V) | 24 | 110 |     |     |     |     |    |
| Q       |    |     | 400 | 300 | 150 | 100 | 67 |

**Resposta**

|              |      |      |      |      |      |       |      |
|--------------|------|------|------|------|------|-------|------|
| Amplit.(mV)  | 5.5  | 25   | 38   | 25   | 8.8  | 4.8   | 2.7  |
| Estabil. (s) | 0.25 | 0.25 | 0.46 | 0.36 | 0.18 | 0.135 | 0.12 |

### 5.3. ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS.

Para analisar a influência das considerações realizadas iniciou-se um estudo através de métodos numéricos, utilizando-se do software Algor que permite o estudo de estruturas através de elementos finitos. Este procedimento permite a análise dos seguintes parâmetros:

- Geometria do cilindro;
- Material do cilindro;
- Distribuição de massa;
- Frequências Naturais;
- Deformação devido a aplicação de cargas.

A limitação deste método está na dificuldade da utilização deste em sistemas dinâmicos, podendo somente analisar somente a resposta da excitação em malha aberta.

Os dois procedimentos são complementares e os parâmetros obtidos servem para uma realimentação mútua para confirmação dos resultados obtidos possibilitando uma maior segurança no prosseguimento do projeto e para a construção do protótipo.

#### 5.3.1. Noções da Teoria de Placas.

O nome “placa” identifica um modelo criado para simplificar a realidade, mais precisamente, uma família de modelos.

A teoria de placas visa tratar o comportamento de estruturas e entes físicos onde duas de suas dimensões são maiores que a terceira, bem como o comportamento de chapa em flexão.

Nas estruturas reais, uma chapa poderá ser curva ou plana, tendo certa região em regime elástico e outra em regime plástico. As cargas podem ser de ordem estática ou dinâmicas, sendo ortogonais à superfície da unidade (cargas laterais, constituídas de pesos, pressão uniforme ou hidrostática etc.) ou tangenciais (resultante de tensões atuantes sobre o contorno da unidade). Suas deflexões máximas poderão ser bem menores ou não, que a própria espessura.

As simplificações a que se recorre nessa teoria, são quatro, a saber:

1ª Hipótese: O material permanece elástico;

2ª Hipótese: O plano de meia espessura não se deforma pela flexão.

3ª Hipótese: Na seguinte expressão do raio de curvatura, pode-se desprezar a contribuição da derivada primeira.

$$\frac{1}{Rn} = -\frac{\partial^2 w}{\partial n} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\partial w}{\partial n} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}} \cong -\frac{\partial^2 w}{\partial n}$$

onde  $Rn$  é o valor do raio de curvatura,  $w$  é o deslocamento da chapa devido ao carregamento e  $n$  é a direção em que se mede o deslocamento da placa;

4ª Hipótese: Nas deformações de flexão podem ser desprezadas as contribuições de  $\sigma_z$ ,  $\tau_{xy}$  e  $\tau_{yx}$ .



### 5.3.2. Análise Modal.

Determinada a frequência analiticamente realizou-se a abordagem numérica para confirmação dos dados obtidos e para determinar a influência das hipóteses adotadas sobre o resultado; para tal utilizou-se do software ALGOR, o pacote referente à análise de vibração a partir do qual realizou-se a determinação das características dinâmicas do cilindro, isto é a frequência natural, e os modos de vibrar. Este procedimento segue os seguintes estágios:

- Criação do modelo geométrico do anel;
- Criação do modelo geométrico do cilindro;
- Criação do modelo geométrico do cilindro com os suportes dos piezoelétricos;
- Transformação para o modelo em elementos finitos
- Decodificação do modelo;
- Análise de resultados.

Os modelos desenvolvidos estão apresentados em anexo, juntamente com os resultados da análise de frequência e dos modos de vibrar.

A partir do modelo geométrico realizado no SuperDrawII é feito a depuração do mesmo para se obter um modelo válido para análise em elementos finitos (FEA), a seguir introduziu-se as condições de contorno que caracteriza o estudo realizado:

- Anel            - engastado em um ponto ( exigência de corpo rígido).
- Cilindro      - base engastada (modelo de base de fixação).

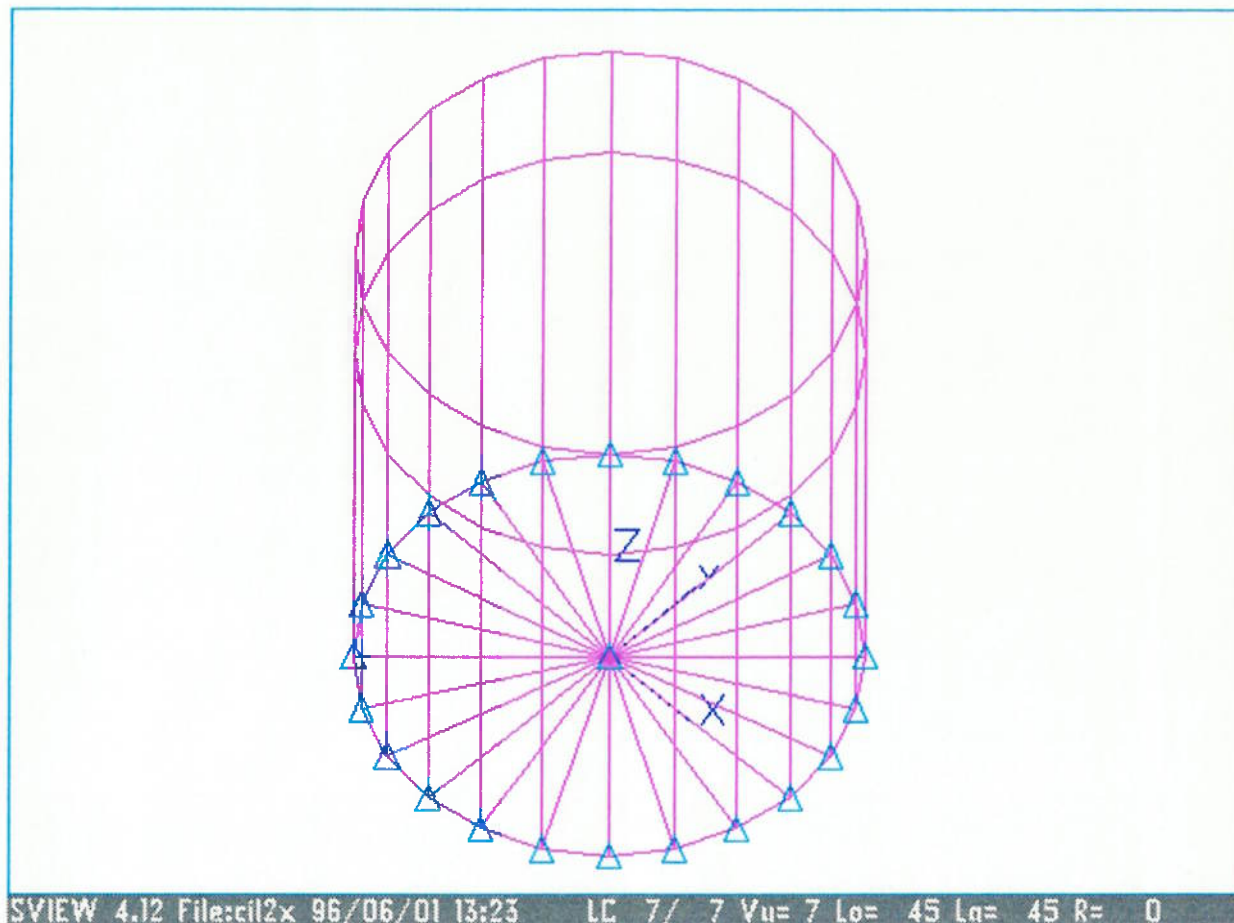
Para decodificação do modelo é necessário o fornecimento dos seguintes parâmetros;

- Material (módulo de elasticidade, densidade e Poisson nas unidades coerentes);
- Tipo de elemento (utilizado o elemento de **placa**);
- Características dos elementos (espessura);
- Tipo de análise (estática ou dinâmica);
- Parâmetros para análise dinâmica (número de modos de vibrar, tolerância para convergência).

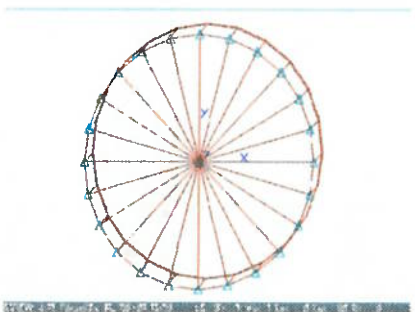
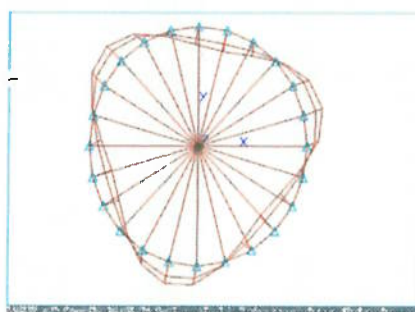
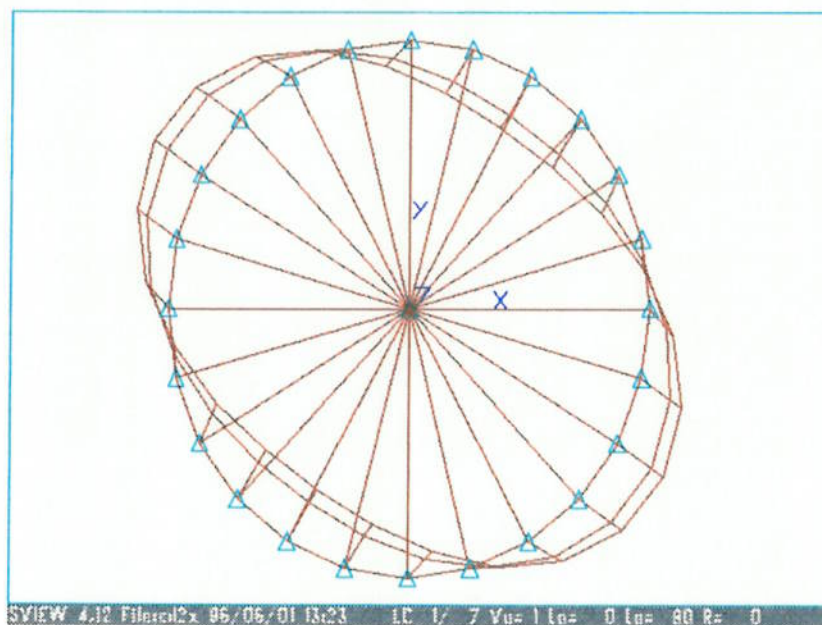
Fornecido estes dados realiza-se a decodificação através do comando RUN, a partir do qual é formado as matrizes de rigidez do modelo, utilizados na análise dos modos de vibrar. Qualquer não conformidade do modelo é apresentado no momento da análise.

A análise dos resultados é realizado pela visualização dos modos de vibrar pelo SuperView e pelo arquivo (.frq) de resposta das frequências de ressonância do modelo, a partir do qual são feitas as comparações entre os modelos e o modelo analítico.

### Modelo Simplificado do Cilindro

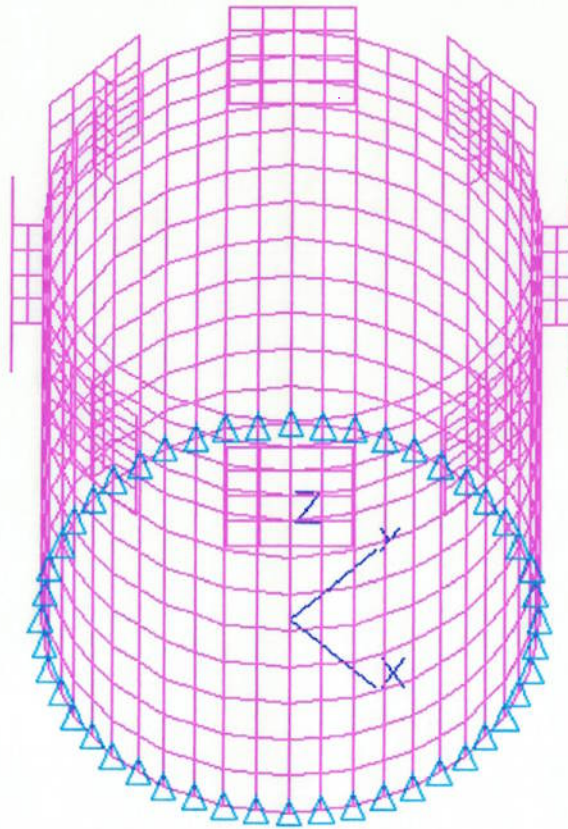


### Modos de Vibrar do Cilindro Simplificado



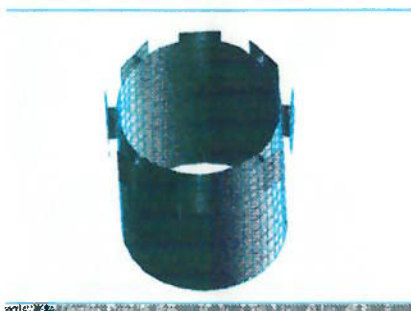
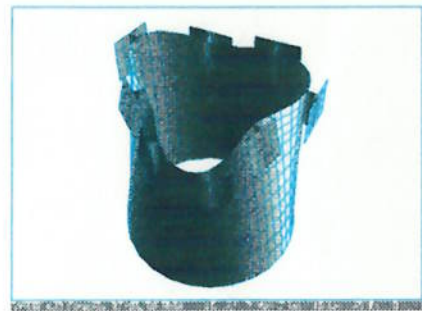
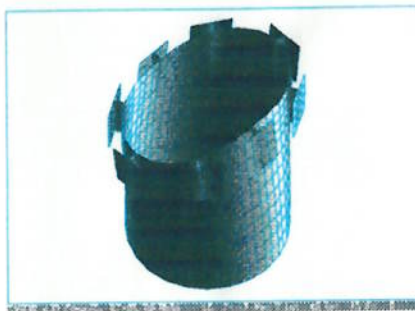
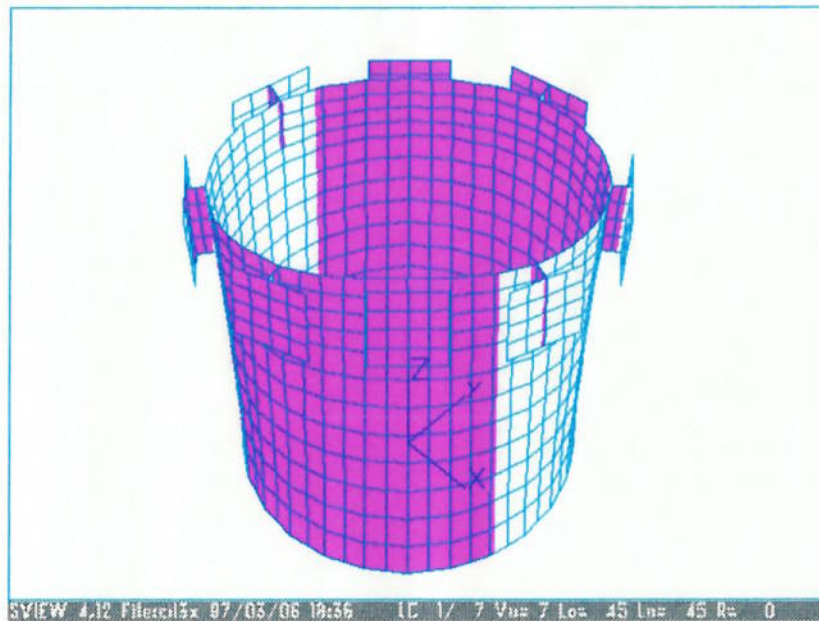


**Modelo do Cilindro com os Suportes para os Piezoelétricos**

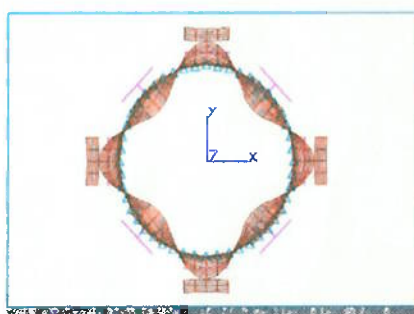
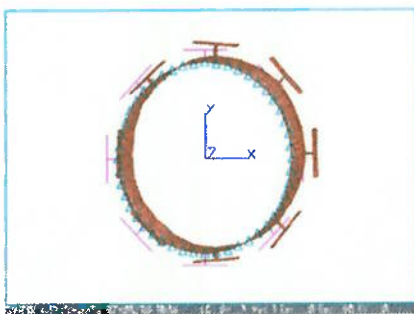
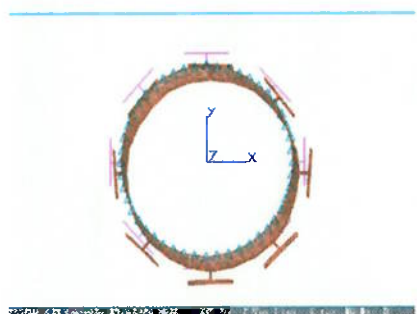
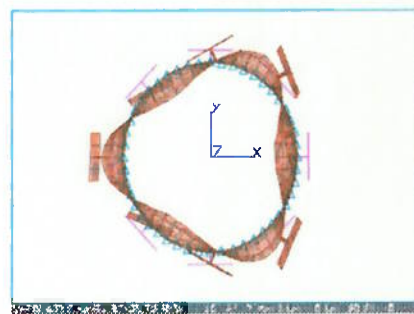
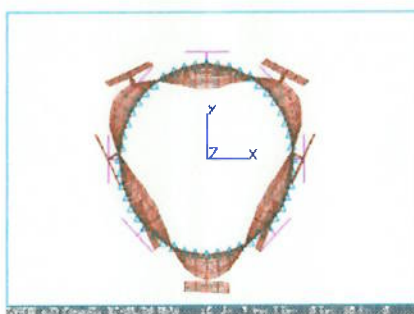
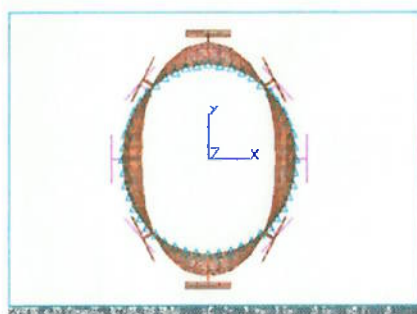
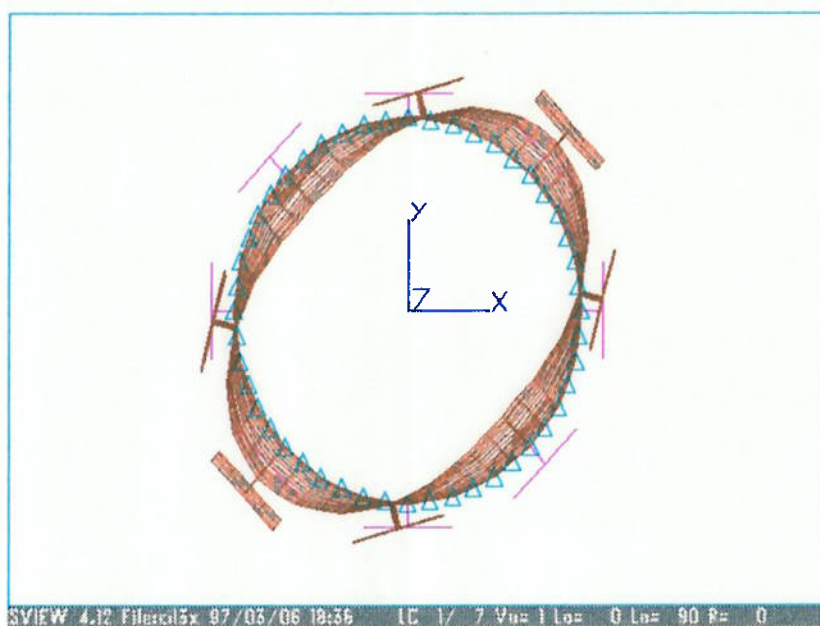


SVIEW 4.12 File:cil3x 96/06/29 13:23 LC 1/ 7 Vu= 7 Lo= 45 Lu= 45 R= 0

### Modos de Vibrar no Modelo Sólido



## Modos de Vibrar no plano X-Y



## Análise de Frequência

### Cilindro engastado em Um ponto

Frequências = 14

mode circular  
number frequency  
(rad/sec)

|       |                      |
|-------|----------------------|
| ----- | -----                |
| 1     | 6.69549239202406D+01 |
| 2     | 4.02798630866040D+02 |
| 3     | 9.12524674754242D+02 |
| 4     | 3.24548361187109D+03 |
| 5     | 6.44039402780284D+03 |
| 6     | 6.46840718586652D+03 |
| 7     | 7.00823786094977D+03 |
| 8     | 1.15022419370415D+04 |
| 9     | 1.69889614386958D+04 |
| 10    | 1.70649540879693D+04 |
| 11    | 1.77436219243957D+04 |
| 12    | 2.00437732580126D+04 |
| 13    | 2.46497079594991D+04 |
| 14    | 2.94035591772935D+04 |

### Cilindro engastado em Quatro pontos

Frequencies = 7

mode circular  
number frequency  
(rad/sec)

|       |                      |            |
|-------|----------------------|------------|
| ----- | -----                |            |
| 1     | 1.22417898481131D+04 | (1.95 khz) |
| 2     | 1.22893792763354D+04 |            |
| 3     | 1.84456512477610D+04 |            |
| 4     | 1.84456516792061D+04 |            |
| 5     | 1.92337968320162D+04 |            |
| 6     | 1.92338020700485D+04 |            |
| 7     | 2.96223750950117D+04 |            |

### Cilindro com Base Engastada



Frequencies = 7

mode circular

number frequency

(rad/sec)

-----

|   |                      |            |
|---|----------------------|------------|
| 1 | 1.31159376368987D+04 | (2.09 khz) |
| 2 | 1.31159419628036D+04 |            |
| 3 | 1.95538084199469D+04 |            |
| 4 | 1.95538092174220D+04 |            |
| 5 | 2.07089555067144D+04 |            |
| 6 | 2.07089576961847D+04 |            |
| 7 | 3.34961809180805D+04 |            |

The Sturm check found 1 missing frequencies.

It is recommended that you rerun the problem if the missing frequencies are important.

Try setting NAD on the master control "card" with AEDIT to a higher number than 19, which was used during this solution, or request a finer error tolerance RTOL using AEDIT. Current tolerance = 1.0000E-05

#### Cilindro com Base Engastada com Suporte dos Cristais Piezoelétricos

Frequencies = 7

mode circular

number frequency

(rad/sec)

-----

|   |                      |            |
|---|----------------------|------------|
| 1 | 1.13665572875003D+04 | (1,81 khz) |
| 2 | 1.13665582064620D+04 |            |
| 3 | 1.62726846175768D+04 |            |
| 4 | 1.62726851959609D+04 |            |
| 5 | 1.88267329174319D+04 |            |
| 6 | 1.88267347767072D+04 |            |
| 7 | 2.47122354336490D+04 |            |

Além da análise da frequência determinou-se os modos de vibrar e estes estão de acordo com as hipótese realizadas no modelamento matemático ,confirmando os resultados até agora obtidos.

#### 5.4. TESTE DE IMPACTO.

O teste de impacto foi realizado no Laboratório de Medição de Grandezas Mecânicas da EPUSP para comprovação dos resultados dos parâmetros dinâmicos obtidos pela análise em elementos finitos, para tal utilizamos o Tektronix 2622 - Personal Fourier Analyse para realizar o ensaio com martelo calibrado. Para realização do teste seguimos os seguintes procedimentos:

- Determinação dos pontos de impacto (escolhemos 50 pontos, sendo 8 pontos simetricamente distribuidos em 6 alturas, e dois pontos centrais). Os pontos estão apresentados a seguir:

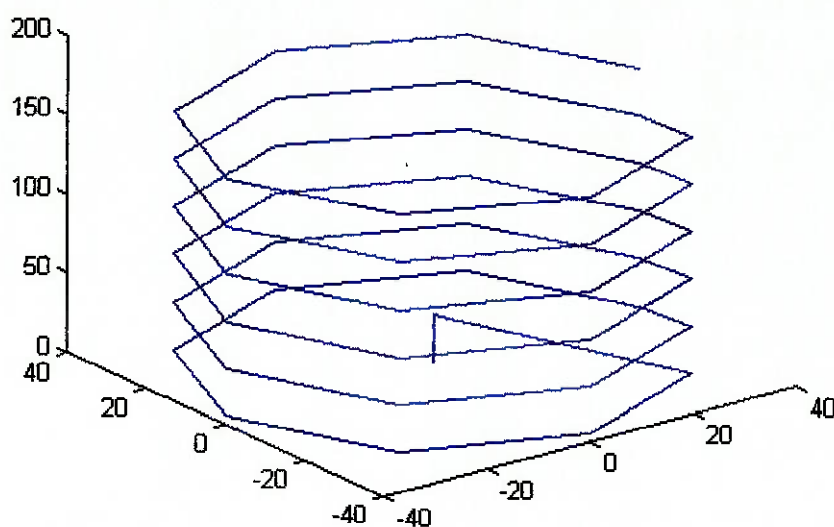


fig. 5.9 figura da sequência dos pontos de teste

- Escolha do ponto de leitura do sinal. (ponto que não apresente muitas perturbações)
- Escolha da ponta calibrada do martelo (de acordo com a ponta selecionamos a faixa de frequência a excitar).
- Selecionar o número de interações em cada ponto no programa de aquisição de dados ( $n=5$ )
- Realizar os testes selecionando as saídas adequadas (curvas com correlação), dentro da faixa de saturação.
- Os resultados podem ser observados nos gráficos utilizando o software Star Structure, que permite a observação dos modos de vibrar, das amplitudes de oscilação (a seguir) ou pelo arquivo (.ASC) gerado pelo software (em anexo).
- Para gerar os modos de vibrar e determinar o grau de amortecimento devemos indicar o quantos modos desejamos.

#### 5.4.1. Resultado de Testes.

O arquivo .ASC segue em anexo , a seguir o gráficos dos resultados:

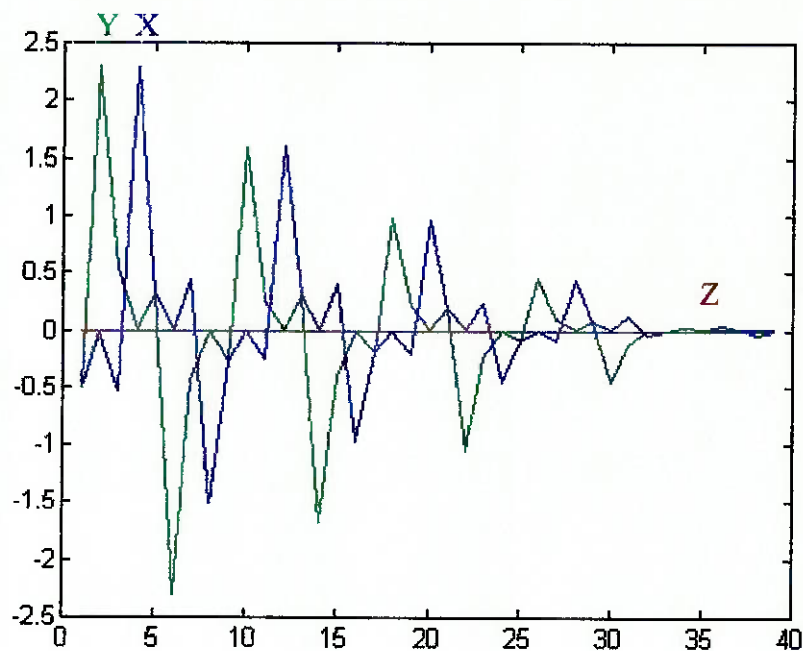


fig . 5.10 Gráficos das amplitudes em x, y, e z para o 1º modo de vibrar com amortecimento de 0,2%.



## 6. DESENVOLVIMENTO PO PROTÓTIPO.

### 6.1. CONSTRUÇÃO DO CILINDRO VIBRANTE.

A partir do modelo analisado, das limitações dos processos de fabricação e do sistema de fixação ao motor desenvolveu-se os desenhos de fabricação do cilindro e dos suportes dos piezoelétricos apresentados a seguir .

O cilindro cujo desenho de fabricação foi realizado no 1º semestre foi usinado segundo os seguintes estágio de usinagem:

- Corte do material para o cilindro ( 165mm ).
- Torneamento externo e interno ( $\Phi_{\text{externo}} = 84\text{mm}$  ,  $\Phi_{\text{interno}} = 76\text{mm}$  ,  $h_{\text{base}} = 40\text{mm}$ ).
- Torneamento do acoplamento ao eixo (  $\Phi = 12,5\text{mm}$  ,  $\text{Prof.} = 20\text{mm}$  )
- Furação para rosca M3 ( $\Phi = 2.5\text{mm}$ ) e rebaixo ( $\Phi = 3.5\text{mm}$ ).
- Rosqueamento com Macho M3.
- Fresamento das faixas planas (dimensão = 5mm , altura = 20mm).
- Corte do material da base do piezoelétrico (  $L = 21\text{mm}$  ).
- Retirada da rebarba, e quebra de cantos com lima.
- Fresamento dos rebaixo para a solda do piezoelétrico feita com fresa de topo  $\Phi = 6\text{ mm}$  e  $L = 6\text{ mm}$
- Os suportes foram colados ao cilindro.

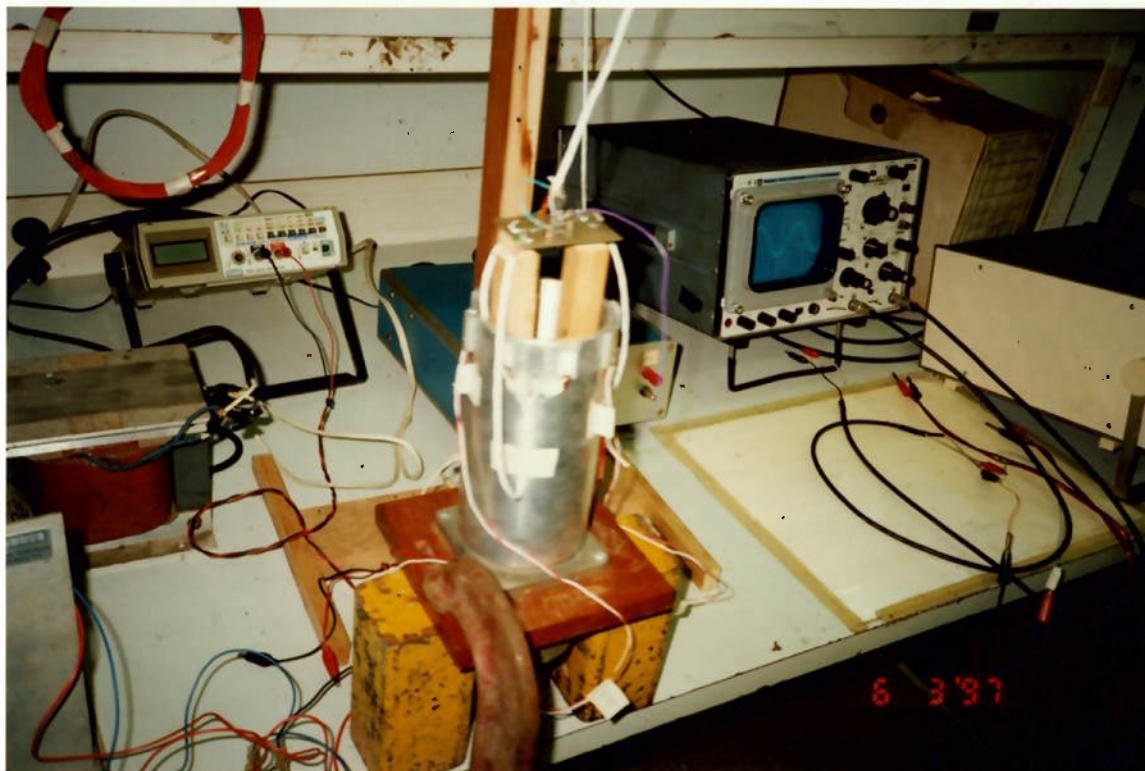
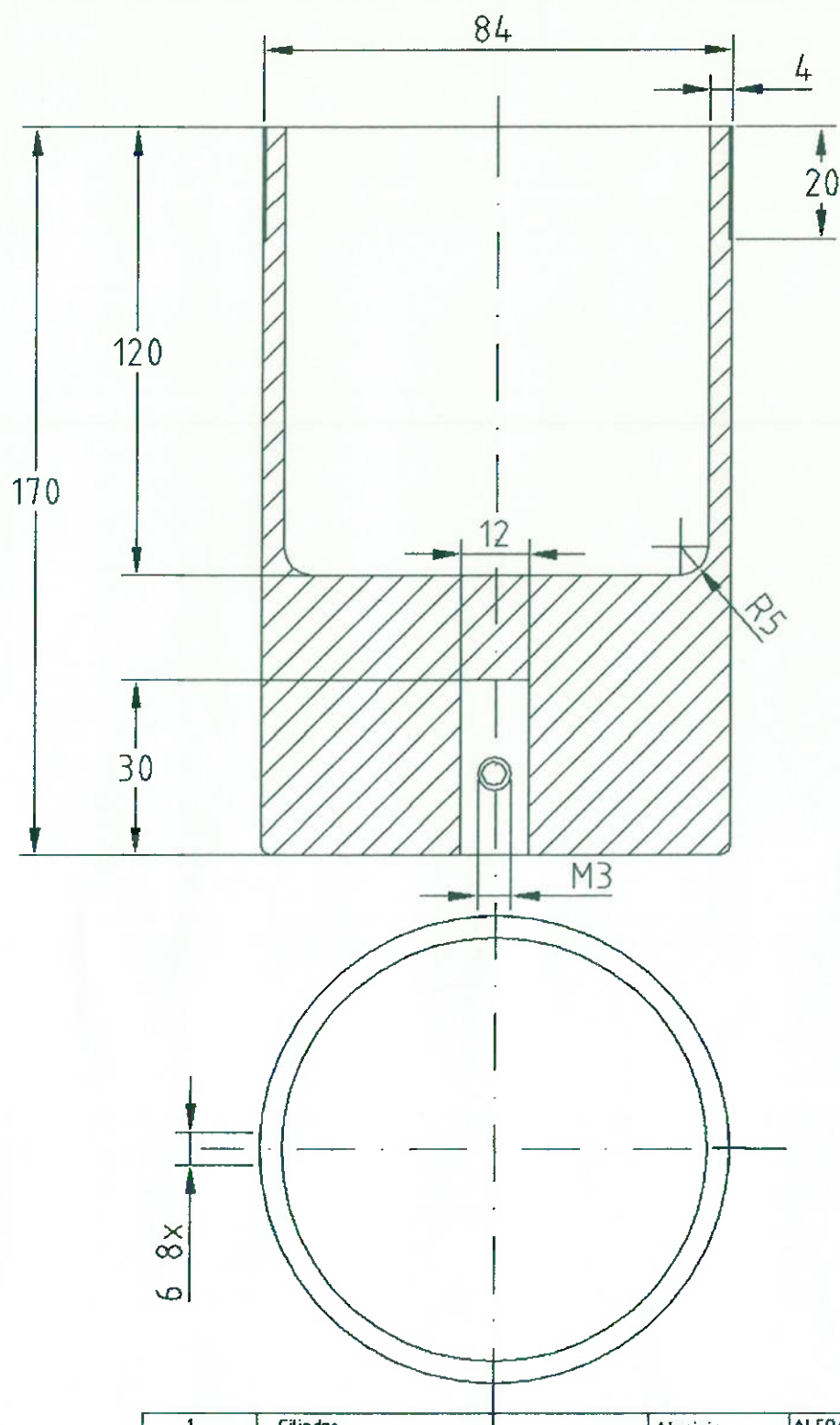
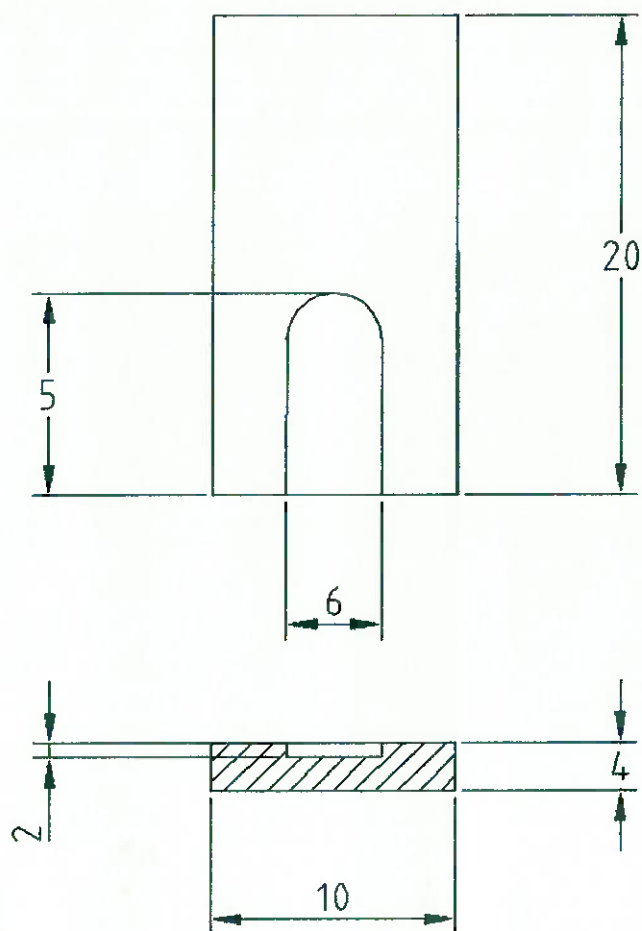


Fig. 6.11 Foto do Cilindro Vibrante com os suportes para piezoelétrico.



|             |  |          |                 |
|-------------|--|----------|-----------------|
| 1           | Cilindro                                   | Aluminio | ALCOA liga 6351 |
| Quant.      | Descrição                                  | Material | Observação      |
| Esc.<br>1:1 | Desenho de Fabricação do Cilindro Vibrante |          |                 |



|             |                                     |          |                 |
|-------------|-------------------------------------|----------|-----------------|
| 8           | Suporte dos Cristais Piezoelétricos | Aluminio | ALCOA liga 6351 |
| Quant.      | Descrição                           | Material | Observação      |
| Esc.<br>2:1 | Desenho de fabricação dos Suportes  |          |                 |

## 6.2. ESPECIFICAÇÃO DOS COMPONENTES ELÉTRICOS.

A especificação dos componentes dos circuitos elétricos do Vibratory Rate Gyro segue-se ao seguinte diagrama de blocos funcional. Visto este ser apenas conceitual já apresenta alterações de modo a simplificar o circuito apresentado. Os circuitos obtidos e simulados no PSPICE estão apresentados a seguir:

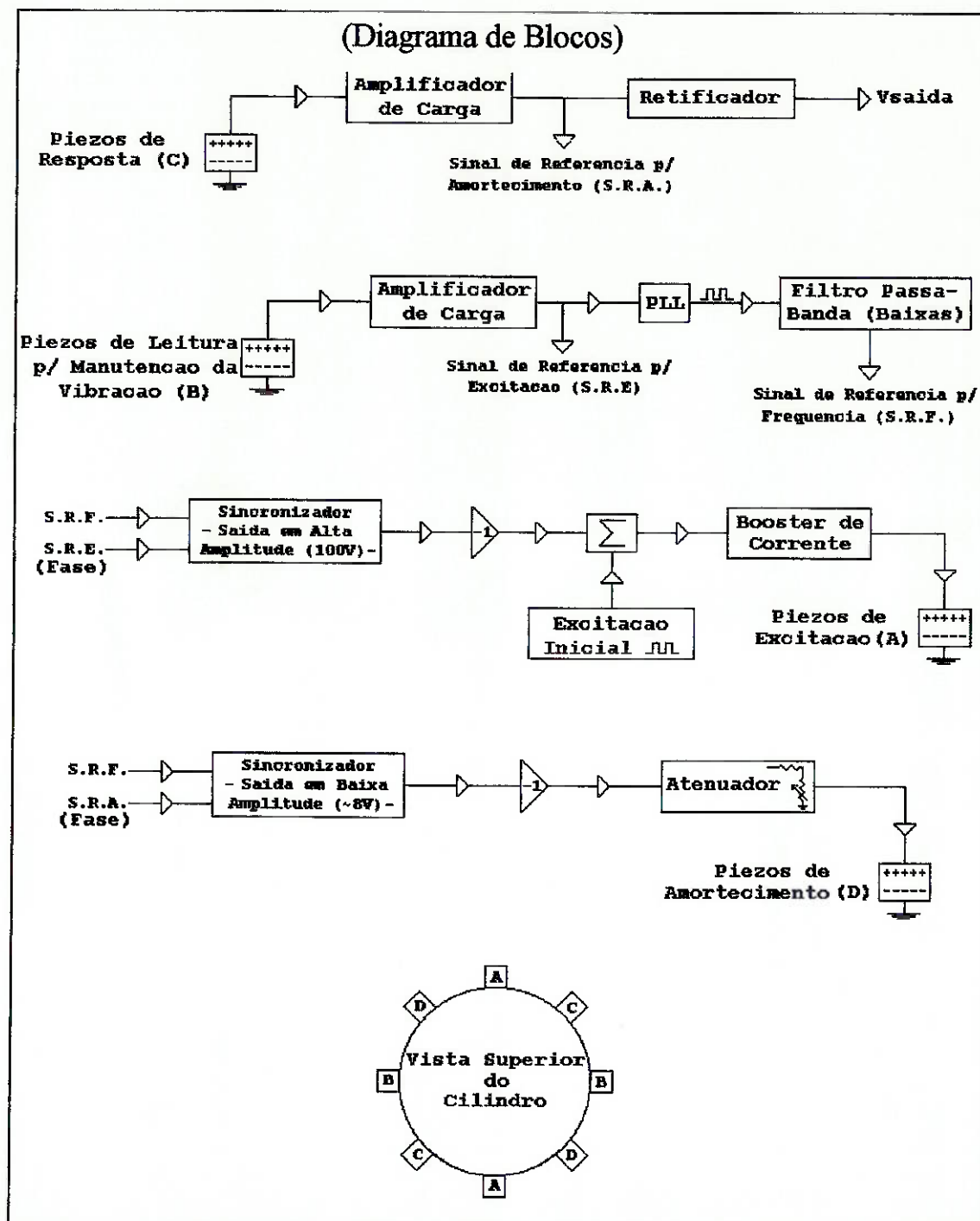


fig. 6.14



### 6.2.1. Sistema de Excitação.

A excitação inicialmente foi feita utilizando-se de um gerador de funções que proporcionava uma onda senoidal de 15 Vpp na frequência de aproximadamente 1970 Hz, frequência correspondente a primeira frequência de ressonância do cilindro.

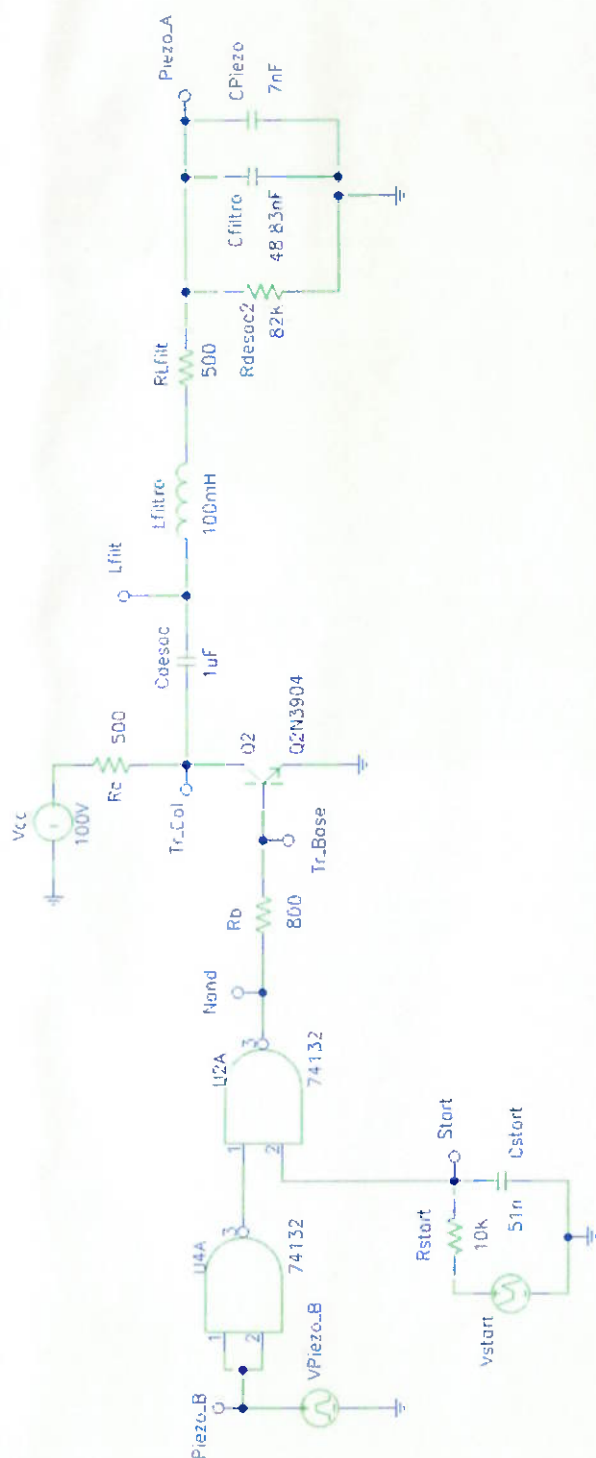


Fig. 6.15 Foto do Gerador de Funções .

### 6.2.2. Circuito de Excitação e Realimentação.

O circuito de excitação desenvolvido amplifica o sinal emitido pelo piezolétrico de manutenção da frequência de excitação filtrando a frequência de 2 kHz ( frequência de ressonância ) para utiliza-lo na excitação.

O dimensionamento dos componentes do filtro foi determinado por esta frequência de 2 kHz o que podemos observar pela simulação em AC do filtro de excitação.



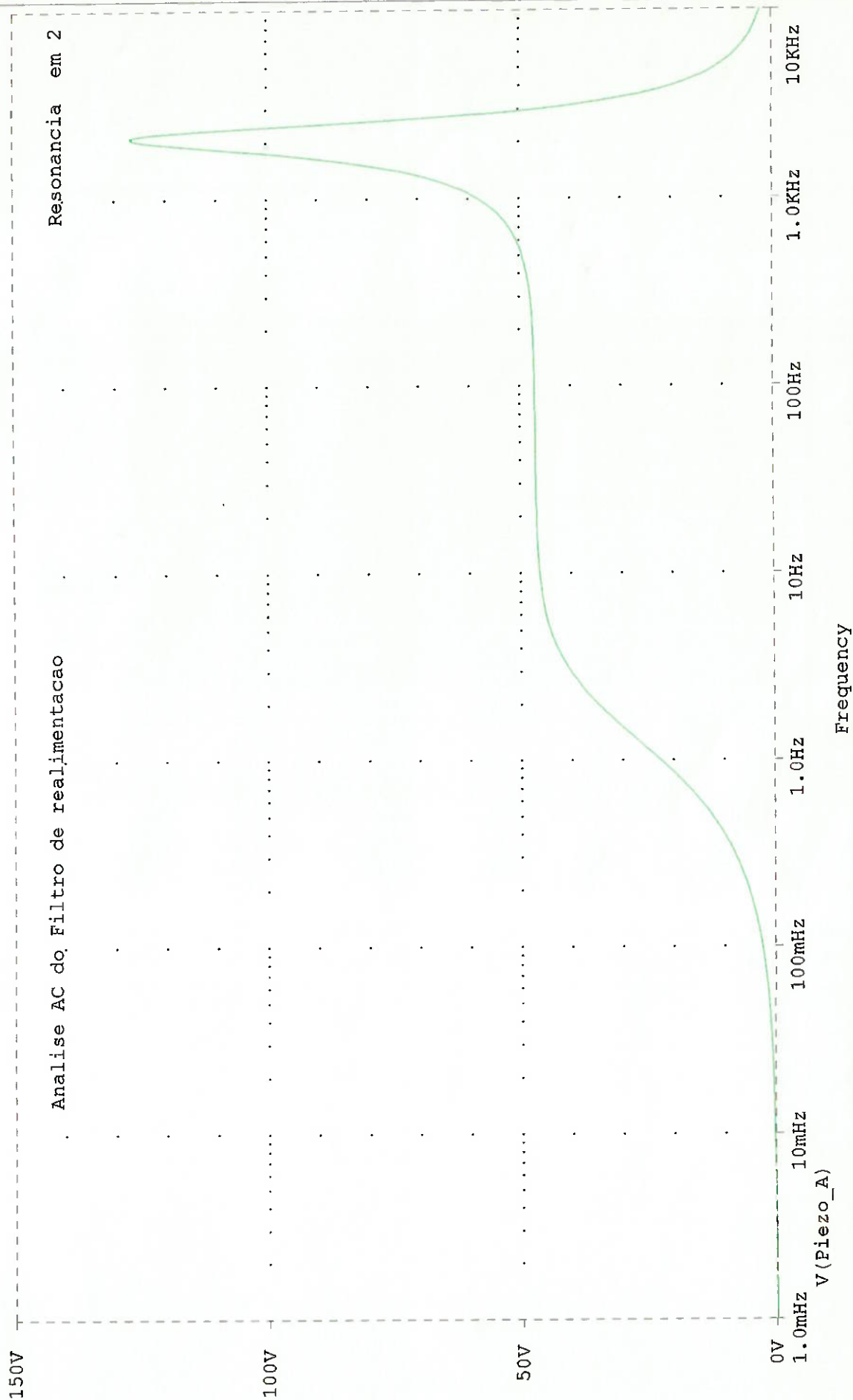
Fabio Coelho      Vibratory Rate Gyro  
Circuito de Feedback  
July 25, 1996      Page 1 of 1

\* C:\MSIM60\MARIO\SCH\FILTRO.SCH

Temperature: 27.0

Date/Time run: 03/07/97 12:16:22

(A) C:\MSIM60\MARIO\SCH\FILTRO.DAT



Date: March 07, 1997

Page 1

Time: 12:20:47



### 6.2.3. Sistema de Leitura

O sistema de leitura consta do circuito de amplificação e retificação implementado e de um osciloscópio que foi o instrumento utilizado para realizar a análise dos sinais de saída.

O osciloscópio foi utilizado tanto para analisar o sinal amplificado como os sinais diretamente fornecidos pelo piezoelétrico portanto analisamos sinais em torno de  $20\mu\text{V}$  à  $20\text{V}$ .

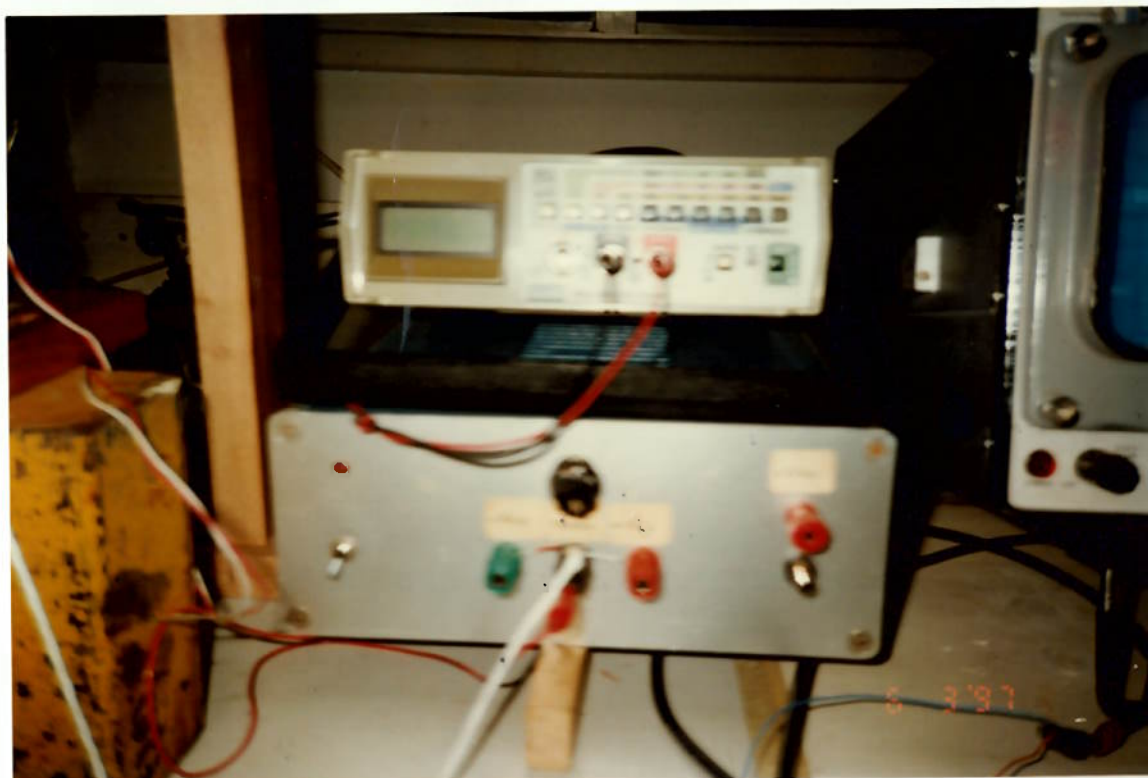


Fig . 6.18 Foto do Osciloscópio utilizado.

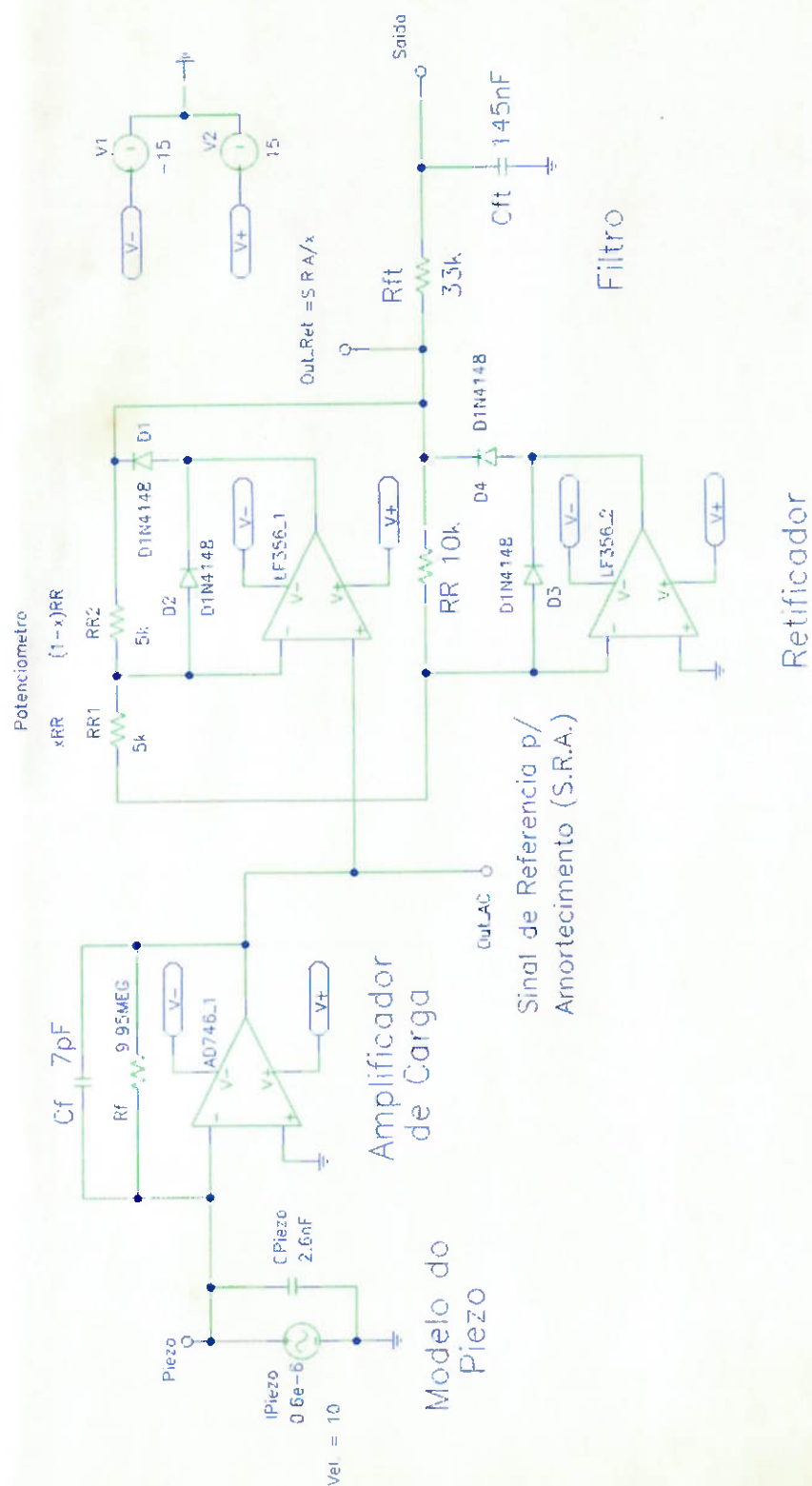
#### **6.2.4. Circuito de Resposta com Retificador.**

O dimensionamento do circuito de resposta levou em conta a corrente de entrada fornecida pelo piezoelétrico de leitura e a tensão de saída que será lido pelos instrumentos.

Como será apresentado pelo circuito de Resposta com Retificador é necessário a utilização de uma fonte com Vcc em torno de 15V apresentado a seguir :



**Fig 6.19** Foto da Fonte e do multímetro utilizado.

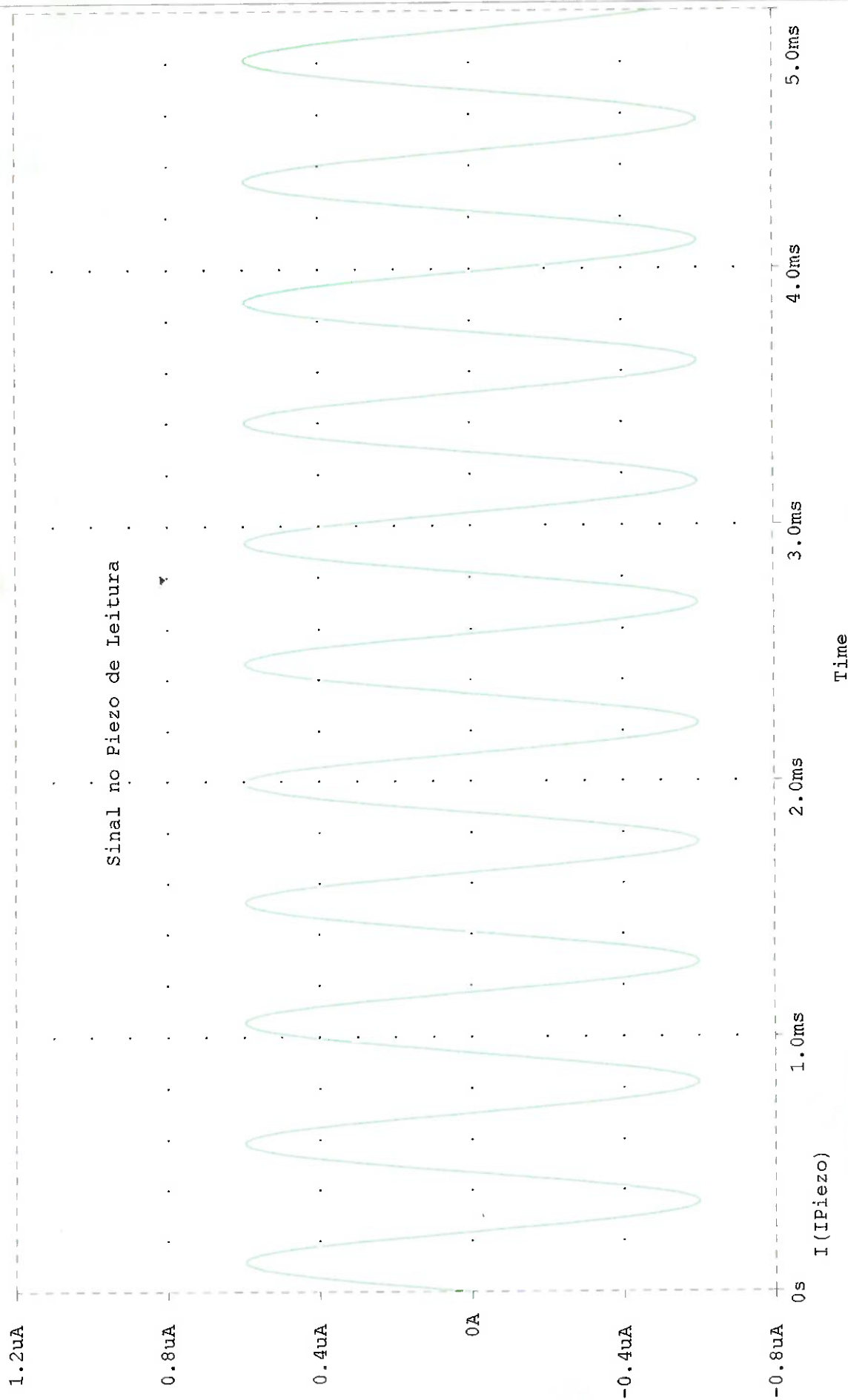


\* C:\MSIM60\MARIO\SCH\RESPCARG.SCH

Date/Time run: 03/07/97 12:00:31

Temperature: 27.0

(A) C:\MSIM60\MARIO\SCH\RESPCARG.DAT

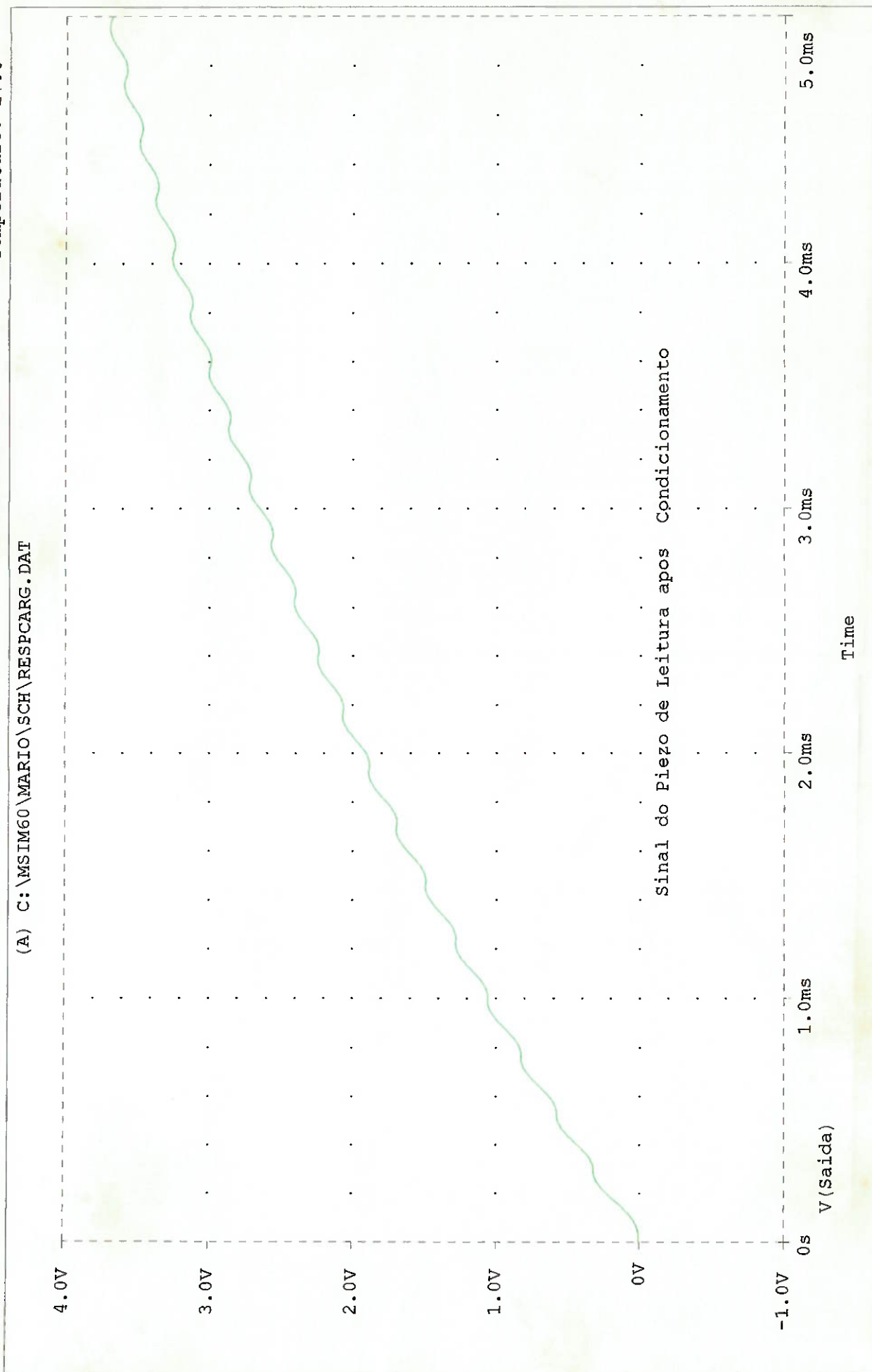


\* C:\MSIM60\MARIO\SCH\RESPCARG.SCH

Date/Time run: 03/07/97 12:00:31

Temperature: 27.0

(A) C:\MSIM60\MARIO\SCH\RESPCARG.DAT



Date: March 07, 1997

Page 1

Time: 12:05:15



**6.2.5. Outros Instrumentos Utilizados.**

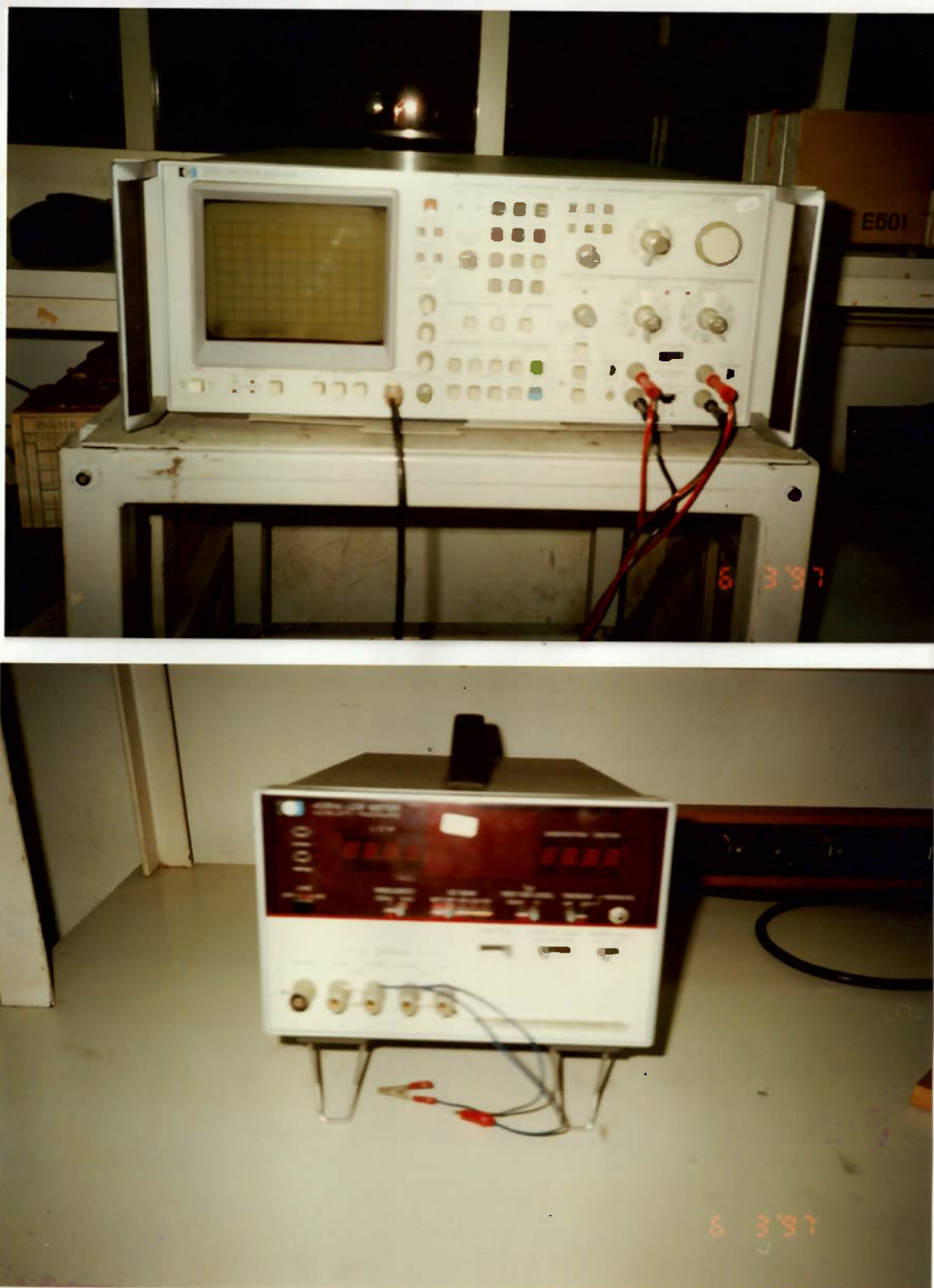


Fig. 6.23 Foto do Analisador de Espectro e do Medidor de RLC



### 6.2.6. Especificação dos Componentes de Alimentação do Motor.

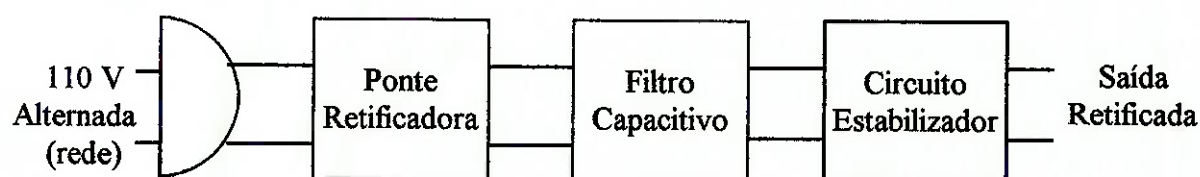
O circuito de alimentação é um elemento indispensável, sua função básica é fornecer a tensão de alimentação para o motor e eventualmente para a alimentação contínuo do sistema elétrico do Vibratory Rate Gyro.

Os circuitos de alimentação desempenham um certo número de funções fundamentais. De acordo com as necessidades, pode-se acrescentar a elas outras funções secundárias. As operações que o circuito de alimentação sempre realiza são:

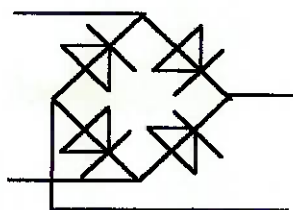
- Proteção contra sobretensões e curto -circuitos;
- Transformação da tensão de entrada, fornecida pela rede elétrica, na tensão necessária para a alimentação do circuito;
- Retificação da tensão alternada;
- Filtragem ou nivelamento da corrente retificada.

Pode-se acrescentar ainda outras três funções do circuito de alimentação. Com elas pode-se chegar a uma tensão e a uma corrente contínua capazes de satisfazer as características desejadas. Essas três funções adicionais são:

- Filtragem adicional;
- Estabilização da tensão;
- Autoproteção contra eventuais sobrecargas.



### 6.2.7. Ponte Retificadora.



**6.2.8. Filtro Capacitivo.**

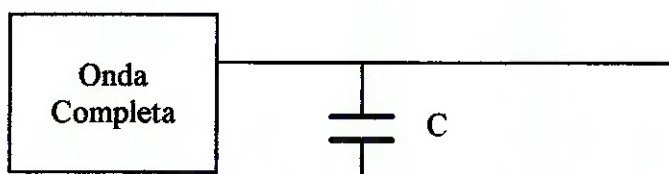
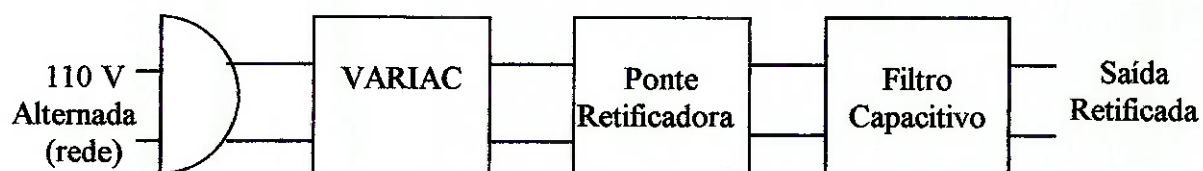
$$V_{ccl} = V_{lp} - \frac{\Delta V}{2}$$

$$I_{ccl} = \frac{V_{ccl}}{R_l}$$

$$\Delta V = V_{lp} - V_{lp} \cdot \cos(\theta f)$$

$$\tau = \frac{\theta f \cdot 1}{360 \cdot 60}$$

$$C = I_{ccl} \cdot \frac{(TR - \tau)}{\Delta V}$$

**6.2.9. Esquema do Sistema de Alimentação do Motor.**

VARIAC - Aparelho para variação de tensão alternada.

**6.2.10. Sistema de alimentação do motor implementado.**

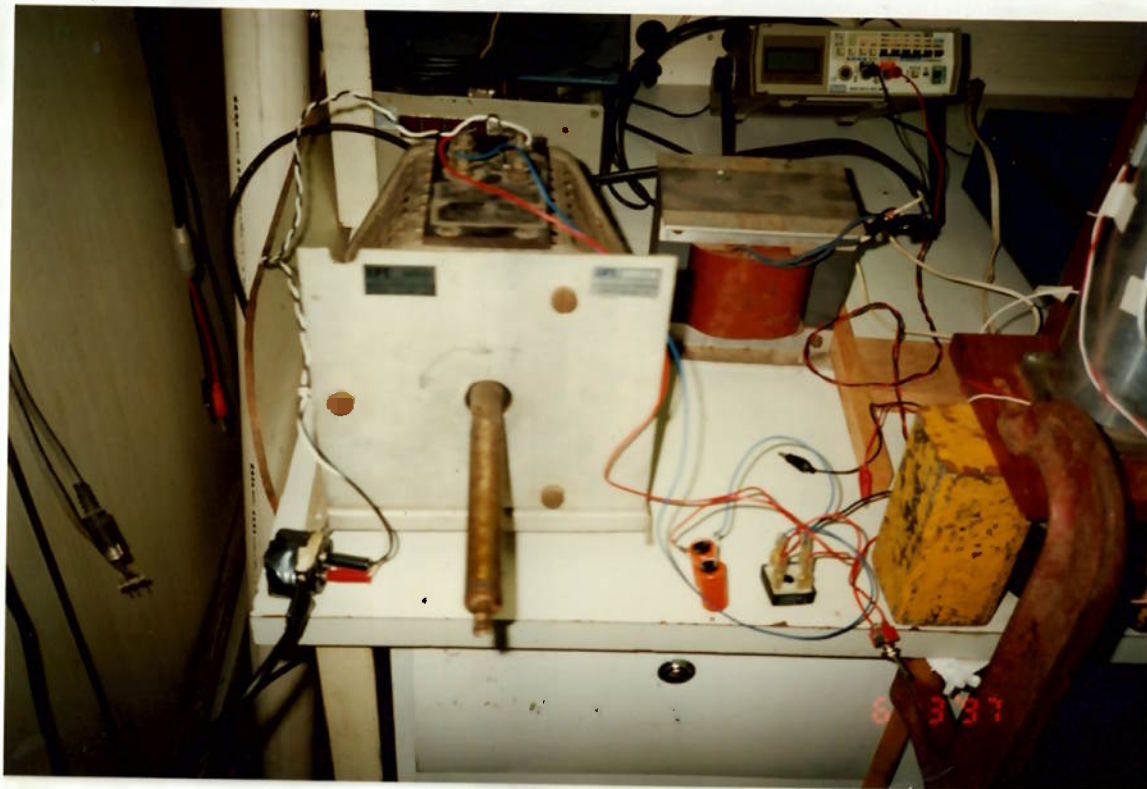


fig. 6.24 Foto do Sistema de Alimentação do Motor.

- VARIAC  
Entrada : 115 V - Saída : 0 - 150 V
- Transformador 220V - 110V.
- Ponte Retificadora : Semikron SK 14 / 02
- Capacitor : 2 capacitores de 47  $\mu$ F e 250 V em paralelo.

## 7. DISCUSSÃO

Os resultados apresentados apresentam uma certa consistência, confirmando as hipóteses feitas para o modelamento, na análise de frequência determinou-se a frequência natural em torno de 7,5 rad/s o que equivale as frequências do 5º modo (6,5 rad/s) e 7º modo (7,0 rad/s) de vibrar do cilindro engastado em um só ponto ( o mais próximo do anel livre ) que apresentam o mesmo modo de vibrar do 1º modo do anel.

Podemos constatar que há uma influência na frequência de ressonância sobre o cilindro engastado (  $\omega = 11,3$  rad/s ) mas o mesmo não influencia no modo de vibrar do cilindro que para pequenas amplitudes de oscilação pode ser representado pela parte livre do cilindro.

Constatou-se a existência de dois modos de vibrar para uma mesma frequência defasados de 45° determinando que para obtermos o modo de vibrar desejado este deve ser excitado.

A análise com o Algor foi necessária, e a partir deste podemos dimensionar o circuito elétrico para a faixa de 2 khz, outra vantagem é que podemos simular outros cilindros que satisfaçam outras condições, como a de alterar a frequência do primeiro modo de vibrar para uma determinada frequência desejada, por exemplo 30 khz fora faixa sonora.

A realização do teste de impacto realizados com o Tektronix 2622 - Personal Fourier Analyse obtendo a frequência de ressonância de 2.13 khz, confirmam os resultados obtidos no Algor. Utilizando o software Star Strucuture determinamos experimentalmente o grau de amortecimento de 0,25 . O grau de amortecimento baixo determina a necessidade da utilização de um amortecimento ativo proporcionado pelos piezoelétricos D para melhorarmos o fator de qualidade do sistema Q.

Determinado as constantes dinâmicas do cilindro iniciou-se a especificação dos circuitos elétricos apresentados através da simulação realizada no Pspice onde podemos analisar a saída a uma determinada entrada, além da análise de frequência que confirma o critério de projeto que é de maximizar a saída na região da frequência de ressonância.

Feita a montagem podemos constatar os parâmetros dinâmicos diretamente pelo circuito de leitura através do analisador de espectro e pelo sinal obtido no osciloscópio, onde se confirmou as frequências de ressonância mas verificando a existência de uma oscilação à  $45^\circ$  que deveria ser um nó no primeiro modo de vibrar, apesar de muito inferior a oscilação mantida a  $0^\circ$  e à  $90^\circ$ .

Experimentalmente também se constatou a existência de ruídos da rede (60hz) e ruídos sonoros. Os ruídos da rede foram consideravelmente reduzidos utilizando-se de fio blindados, no entanto observou-se que os ruídos sonoros eram característicos do cilindro adotado sendo necessário ou o isolamento sonoro ou sua alteração para viabilizar o projeto, visto que este trabalha exatamente na faixa sonora que vai de 20hz a 20 khz.

A análise da saída pode ser observada pela variação do sinal que ainda deve ser demodulado para obtermos a saída referente a velocidade angular, mas já podemos dizer que é necessária o amortecimento ativo para tornar o projeto viável em termos de tempo de resposta visto que no momento não atende as especificações de projeto.



## 9. BIBLIOGRAFIA.

- [1] SPYRAKOS, Constantine . **Finite element modeling in engineering practice: includes examples with Algor.** Morgantown West . Virginia University Press, 1994
- [2] BATHE, K.J. **Structural analysis program for static and dynamic response of linear systems.** Berkeley, University of California, 1974.
- [3] PONGE-FERREIRA, W.J.A. **Métodos de ensaio e análise de caracteísiticas dinâmicas e velocidades críticas em impelidores de ventiladores centrífugos excitados aerodinamicamente.** São Paulo, 1994 48p. Monografia. EPUSP/PMC.
- [4] JASTRZEBSHI. **The Nature and Properties of Engineering Materials.** Second Edition , Ed. Wiley.
- [5] LANGDON, R.M., Ph.D . **The Vibrating Cylinder Gyro.** The Marconi Review, Fourth Quarter, 1982, pags 231-249.
- [6] TIMOSHENKO, S.P. **Theory of Plates and Shells.** Second Edition, Mc Graw- Hill.

## 8. CONCLUSÃO.

Para concluir apresento a montagem na sua fase atual , além de todas as análises realizadas confirmando a importância de se realizar a sucessão de fases de projeto para o desenvolvimento de um dispositivo tecnológico.

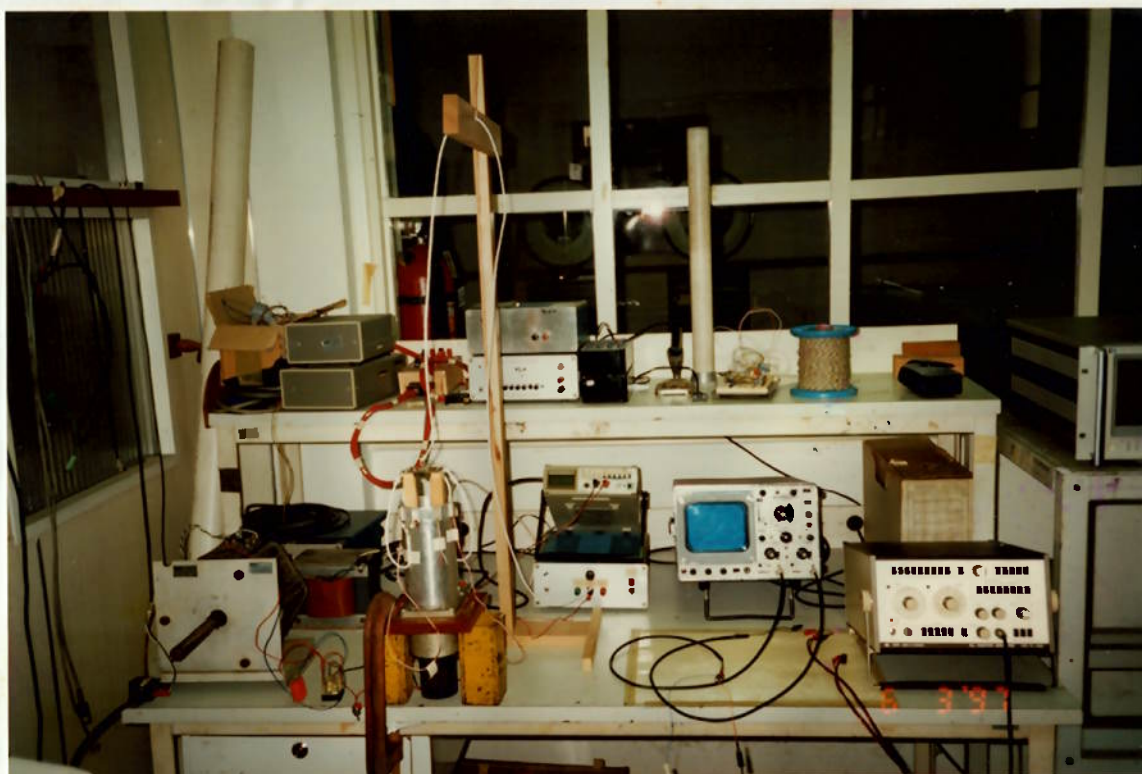


fig 8.25 Montagem do Vibratory Rate Gyro.

Este protótipo conceito vem confirmar os conceitos envolvidos mas esbarra numa grande barreira que foi a constatação da presença de ruídos de origem sonora, que deve ser sanado em outro concepção de cilindro limitando este projeto a aquisição de dados para um futuro aproveitamento.

As dificuldades enfrentadas na obtenção de dados, aquisição de materiais, na eletrônica desenvolvida necessária para tornar o projeto viável, torna este projeto uma grande desafio necessária em nosso desenvolvimento.