

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL
DA TESE DEFENDIDA POR VICENTE LOPES JR

E APROVADA PELA
COMISSÃO JULGADORA EM 06, 07, 1993

VJL

ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO

Análise Dinâmica de Prensas de Máquinas de Papel

por Vicente Lopes Júnior

orientador Prof. Dr. Ing. Hans Ingo Weber

Dissertação submetida à Faculdade de
Engenharia Mecânica da Universidade
Estadual de Campinas, para preenchi-
mento dos pré-requisitos parciais pa-
ra obtenção do Título de Doutor em
Ciências.

julho de 1993

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

Tese de: Doutorado

Título da Tese: "Análise Dinâmica de Prensas de Máquinas
de Papel"

Autor: VICENTE LOPES JUNIOR

Orientador: Prof.Dr. Hans Ingo Weber

Aprovado por



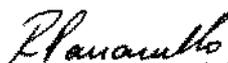
Prof.Dr. Hans Ingo Weber, Presidente



Prof.Dr. Arthur Palmeira Ripper Neto



Prof.Dr. Francisco Paulo Lepore Neto



Prof.Dr. Renato Pavanello



Prof.Dr. Loir Afonso Moreira

Campinas, 06 de Julho de 1993

Agradecimentos

Ao professor Hans Ingo Weber pelo interesse, orientação e estímulo.

Aos professores Robson Pederiva e Miltom Dias Júnior pela grande ajuda nas medidas experimentais e valiosas sugestões.

Ao professor Luis Roberto Xavier pelos ensaios com a MTS.

Ao amigo Waldemar Scudeller Júnior pela grande ajuda em geral.

Aos amigos Mauro Jorge Atalla, Carlos A. Guido, Luis E.R. Cordeiro, Marcos de Moraes, Leopoldo Takamoto e aos profs. João Antonio Pereira, Janito Vaqueiro Ferreira e Marco Lúcio Bitencourt pelas sugestões em geral.

Ao CT pela realização dos ensaios e ao Eng. e amigo Gerald Kazumi.

As secretárias do DPM Luzia, Silvana e Claudete pela ajuda e amizade.

Em especial gostaria de agradecer os amigos Tiago, Ferreira, Maurício, José Luis, Luis Moreli, Eli e Armando Arruda pelo empenho e boa vontade que sempre demonstraram.

As fábricas Klabin, Ripasa e Champion pela possibilidade de realização das medidas experimentais.

Aos engenheiros de manutenção Márcio Pinouski e Lirman da Klabin, Marcos Mantello e Marcos Pelluzo da Ripasa e Nelson José de Oliveira e Marcos Miguel Arcuri da Champion.

A BTR-Brasil pelos revestimentos do cilindro e aos engs. Sérgio R. P. Fioretti e Carlos Machado pelas valiosas sugestões e discussões sobre a indústria de papel no Brasil.

A todo pessoal do DPM pelo apoio.

A UNESP Ilha Solteira pela possibilidade da realização deste trabalho.

Aos meus pais Vicente e Joana
e a Marilene, Camila e Luana.

Conteúdo

CONTEÚDO	i
LISTA DE FIGURAS	iii
RESUMO	vii
ABSTRACT	viii
SIMBOLOGIA	ix
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Princípios Básicos de Prensagem	6
2 CONTATO ENTRE OS CILINDROS	11
2.1 Introdução	11
2.2 Força normal e tangencial no contato	16
2.3 Efeito das Corrugações	20
2.4 Medidas Experimentais no Laboratório	24
2.4.1 Cálculo das Propriedades do Revestimento	25
2.4.2 Verificação das propriedades do contato	32
3 MODELAGEM DA ESTRUTURA DA PRENSA	37
3.1 Cálculo das matrizes de massa e rigidez para um elemento de cilindro	37

3.2	Cálculo das matrizes de rigidez e amortecimento dos mancais e do revestimento	43
3.3	Forças Atuantes no elemento	45
3.4	Solução da Equação do Movimento	48
3.4.1	Solução da Equação de Equilíbrio Estático	48
3.4.2	Cálculo dos Autovalores e Autovetores	48
3.4.3	Integração Numérica	50
4	VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO	52
4.1	Introdução	52
4.2	Medidas Experimentais na Fábrica de Papel	59
4.3	Medidas Experimentais na Prensa 4	60
4.4	Medidas Experimentais nas Prensas 1, 2 e 3	69
4.5	Avaliação dos modelos adotados	78
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS	80
5.1	Introdução	80
5.2	Análise da resposta no domínio do tempo	94
5.3	Análise de sensibilidade	100
5.4	Análise da Sensibilidade dos autovalores	103
5.5	Análise da sensibilidade dos autovetores	104
5.6	Sensibilidade da resposta em frequência	110
6	CONCLUSÃO	114
	BIBLIOGRAFIA	117

Lista de Figuras

1.1	Tempo de manutenção com a implantação do sistema de monitoramento. . .	3
1.2	Desenho esquemático da seção das prensas de uma máquina de papel. . . .	4
1.3	Desenho esquemático de uma fábrica de papel.	5
1.4	Desenho esquemático de uma prensa com Nip ampliado.	6
1.5	Prensa Lisa com feltro não saturado.	7
1.6	Prensa Lisa com feltro saturado.	7
1.7	Prensa Furada com rolo de sucção.	7
1.8	Deflexão de 2 cilindros com curvatura.	8
1.9	Formas de impressão do nip.	9
2.1	Relação entre m e o diâmetro do cilindro [8]	12
2.2	Distribuição da tensão normal na superfície de contato; comparação dos resultados obtidos experimentalmente, numericamente e com a teoria de Hertz.	14
2.3	Região de contato de 2 cilindros.	16
2.4	Deformação localizada do cilindro.	19
2.5	Variação da largura do contato em função da corrugação.	21
2.6	Modelo de Kalker para representar o contato.	22
2.7	Área de contato dividida em faixas paralelas à veloc. perif. de rolamento. .	22
2.8	Desenho esquemático do modelo construído.	24
2.9	Tensão e deformação com defasagem γ	28

2.10	Curvas típicas de histerese para materiais viscoelásticos.	31
2.11	Variação da força de contato a 600 rpm.	35
2.12	Sinal AC da força de contato a 600 rpm.	36
3.1	Sistema de coordenadas do elemento cilindro.	38
3.2	Desenho esquemático da 3ª prensa	43
4.1	Desenho esquemático do ensaio realizado.	53
4.2	Freqüências de corpo rígido do cilindro.	54
4.3	Função de resposta em freqüência obtida experimentalmente.	54
4.4	Freqüência de corpo rígido (1.9 Hz).	55
4.5	Freqüência de corpo rígido (3.17 Hz).	55
4.6	Freqüência natural do cilindro (505.07 Hz).	56
4.7	Freqüência natural do cilindro (695.51 Hz).	56
4.8	Freqüência natural do cilindro (990.71 Hz).	57
4.9	Freqüência natural do cilindro (1208 Hz).	57
4.10	Freqüência natural do cilindro (1453 Hz).	58
4.11	Desenho esquemático da seção de prensas da máquina 2.	59
4.12	Medida na direção horizontal do cilindro 4.30.	61
4.13	Medida na direção axial do cilindro 4.30.	62
4.14	Medida na direção horizontal do cilindro 4.31.	63
4.15	Medida na direção vertical do cilindro 4.31.	64
4.16	Medida na direção axial do cilindro 4.31.	65
4.17	Freqüência natural da prensa 4 (30.82 Hz).	66
4.18	Freqüência natural da prensa 4 (31.00 Hz).	66
4.19	Freqüência natural da prensa 4 (47.64 Hz).	67
4.20	Freqüência natural da prensa 4 (52.98 Hz).	67
4.21	Freqüência natural da prensa 4 (94.11 Hz).	68

4.22	Frequência natural da prensa 4 (104.46 Hz).	68
4.23	Medida na direção horizontal do cilindro 4.27.	69
4.24	Medida na direção vertical do cilindro 3.4.	70
4.25	Medida na direção axial do cilindro 3.4.	70
4.26	Medida na direção horizontal do cilindro 4.29.	71
4.27	Medida na direção vertical do cilindro 4.28.	71
4.28	Modo de vibração para a frequência de 32.81 Hz.	72
4.29	Modo de vibração para a frequência de 36.20 Hz.	72
4.30	Modo de vibração para a frequência de 47.39 Hz.	73
4.31	Modo de vibração para a frequência de 62.07 Hz.	73
4.32	Modo de vibração para a frequência de 66.23 Hz.	74
4.33	Modo de vibração para a frequência de 86.56 Hz.	74
4.34	Modo de vibração para a frequência de 88.73 Hz.	75
4.35	Modo de vibração para a frequência de 98.22 Hz.	75
4.36	Modo de vibração para a frequência de 113.37 Hz.	76
4.37	Modo de vibração para a frequência de 119.58 Hz.	76
4.38	Modo de vibração para a frequência de 124.50 Hz.	77
4.39	Modo de vibração para a frequência de 149.93 Hz.	77
5.1	Velocidade vertical do cilindro superior - 1 média.	82
5.2	Espectro do sinal anterior [Hz].	83
5.3	Velocidade vertical do cilindro superior - 200 médias.	84
5.4	Espectro do sinal anterior [Hz].	85
5.5	Velocidade horizontal do cilindro superior - 1 média.	86
5.6	Espectro do sinal anterior [Hz].	87
5.7	Velocidade horizontal do cilindro superior - 100 médias.	88
5.8	Espectro do sinal anterior [Hz].	89
5.9	Velocidade vertical do cilindro granito - 1 média.	90

5.10	Espectro do sinal anterior [Hz].	91
5.11	Velocidade vertical do cilindro granito - 45 médias.	92
5.12	Espectro do sinal anterior [Hz].	93
5.13	Desenho esquemático da 4ª prensa - Ripasa.	95
5.14	Força devida à compressão inicial e ao desbalanceamento.	96
5.15	Deslocamento devido à compressão inicial e ao de desbalanceamento.	96
5.16	Força devida à compressão inicial e às corrugações.	97
5.17	Deslocamento devido à compressão inicial e às corrugações.	97
5.18	Força devida à compressão inicial, desbalanceamento e corrugações	98
5.19	Deslocamento devido à compressão inicial, desbalanceamento e corrugações	99
5.20	Aceleração devida à compressão inicial, desbalanceamento e corrugações	99
5.21	Aceleração na direção vertical do cilindro 4.31.	100
5.22	Varição de ω_1 e ω_2 em relação à constante de rigidez do revestimento.	104
5.23	Varição de ω_3 e ω_4 em relação à constante de rigidez do revestimento.	105
5.24	Varição de $\{\phi_1\}$ em relação à constante de rigidez.	108
5.25	Varição de $\{\phi_2\}$ em relação à constante de rigidez.	108
5.26	Varição de $\{\phi_3\}$ em relação à constante de rigidez.	109
5.27	Varição de $\{\phi_4\}$ em relação à constante de rigidez.	109
5.28	Sensibilidade da resposta em função da variação de k_r	112
5.29	Sensibilidade da resposta com amortecimento.	112

RESUMO

Em qualquer processo de operação contínua, o tempo parado para manutenção tem um custo muito elevado. A situação altamente competitiva das fábricas de papel fez com que estas indústrias passassem a adotar modernas técnicas de manutenção preditiva. Estas técnicas podem identificar a maioria das falhas dos equipamentos rotativos, ainda em sua fase inicial e assim evitar situações que poderiam causar danos elevados para as fábricas.

A identificação de falhas pode ser feita através do uso de monitoramento da condição das máquinas. Uma maneira conveniente de implantar tal metodologia envolve o conhecimento do modelo matemático da estrutura. Com isto a relação causa/efeito poderia ser estabelecida para as medidas monitoradas. Geralmente para a determinação do modelo matemático, algumas hipóteses devem ser feitas para representar interações locais, como por exemplo o contato entre cilindros em prensas de máquinas de papel, que incluem a lâmina de celulose e um feltro além do próprio revestimento.

A ação do contato entre cilindros em máquinas de papel, envolve o problema do contato entre dois corpos em rotação. Geralmente o contato é realizado entre um cilindro de aço ou de granito pressionado em outro cilindro de aço ou ferro fundido revestido de borracha. Em máquinas de papel este sistema é utilizado para retirar água da lâmina de celulose e também modificar algumas de suas propriedades.

As hipóteses adotadas no modelamento podem introduzir incertezas nas propriedades modais e nas respostas previstas para algum tipo de excitação conhecida. Neste trabalho foi adotado um modelo de seção de prensas de máquinas de papel com elementos de mola e amortecedor para representar o contato entre cilindros e os suportes da estrutura. Para a validação do modelo foram realizadas medidas experimentais nas fábricas de papel e em um modelo construído no laboratório. Apresenta-se também uma análise de sensibilidade para avaliarmos a influência da variação dos parâmetros nas propriedades dinâmicas deste sistema.

ABSTRACT

In any continuously operating process, down-time for maintenance is a costly overhead. The tighter competitive situation of the pulp and paper market leads many mills to adapt modern predictive maintenance techniques. Such techniques will identify most incipient rotating-equipment faults before they develop into a dangerous situation.

The identification of equipment faults can be done through the use of machine condition monitoring techniques; the most convenient way to implement them is to know the mathematical model of the structure: only in this case the real cause/effect relations can be established for any point of measurement. The model usually requires several assumptions to represent local interactions, such as the contact between the cylinders, in papermaking process, which include the sheet, the felt and the rubber cover.

The nip action in cylindrical rolls in the papermaking process involves the contact between two bodies in rolling motion. This problem comprises a steel or granite roll pressed against a rubber-like layer bonded to a roll core made of steel. In the papermaking process, cylindrical rolls are used in the dewatering stages, as well as for specific treatments of the paper web to modify its properties as a material.

These assumptions introduce uncertainties in the calculated modal characteristic and predicted structural responses. To validate the model, tests were made in a laboratory model of a press and an actual press section of a paper machine. The contact between the cylinders and the supports were represented by spring and damping constants and a sensitivity analysis was made to determine the influence of the contact parameters on the dynamic properties of the system.

SIMBOLOGIA

a = metade da largura da área de contato

A = área da seção transversal do cilindro

A_c = área de atuação da carga

A_1, A_2 = constantes que representam a amplitude e o decaimento das corrugações (eq. 2.16)

b = metade da largura do comprimento da área de contato

c = metade do comprimento da região de aderência

C_L = coeficiente de deslizamento

C_R = constante de amortecimento viscoso do revestimento

C_H = constante de amortecimento viscoso do revestimento na direção horizontal

C_V = constante de amortecimento viscoso do revestimento na direção vertical

$[C_T]$ = matriz de amortecimento total

d = metade do comprimento da região de deslizamento

d_1, d_2 = diâmetro dos cilindros 1 e 2

D = energia dissipativa total

e = espessura do revestimento de borracha

E = módulo de elasticidade

E_a = módulo de elasticidade aparente da borracha

E^* = módulo complexo (dinâmico) do material viscoelástico

f = fator de escorregamento (eq. 2.10)

$\{F\}$ = vetor força total

F_0 = força de compressão inicial nos cilindros

$\{F_D\}$ = vetor força devido ao desbalanceamento

F_N = força normal por unidade de comprimento do cilindro

F_T = força tangencial por unidade de comprimento do cilindro

G = módulo de cisalhamento

$[G_T]$ = matriz giroscópica total

G_b = módulo de cisalhamento da borracha

h = altura inicial da borracha (eq. 2.25)

H_R = coeficiente de amortecimento hysterético do revestimento

I = momento de inércia da seção transversal do cilindro

K_f = rigidez do contato por unidade de área, segundo a teoria de Kalker (eq. 2.19)

L_e = comprimento do elemento

K_R = constante de rigidez do revestimento

K_H = constante de rigidez do suporte na direção horizontal

K_V = constante de rigidez do suporte na direção vertical

$[K_T]$ = matriz de rigidez total

m = expoente função do diâmetro do cilindro (eq. 2.1)

$[M_R]$ = matriz de massa de rotação do elemento

$[M_T]$ = matriz de massa de translação do elemento

M_x = momento em torno do eixo z , devido às corrugações

N_e = número de elementos de cilindro

N_R = número de elementos discretos representando o revestimento do cilindro no contato

P_c = força de compressão (eq. 2.25)

p_l, q_l = excentricidade do centro de massa do lado esquerdo do elemento

p_r, q_r = excentricidade do centro de massa do lado direito do elemento

r_1, r_2 = raio dos cilindros 1 e 2

T = energia cinética total

u_1, \dots, u_8 = graus de liberdade do elemento

V = energia potencial total

V_p = velocidade periférica do cilindro

V_s = translação da seção s na direção do eixo x

W_s = translação da seção s na direção do eixo z

x = eixo na direção radial do contato

y = eixo na direção longitudinal do contato

z = eixo na direção transversal do contato

ε = deformação específica

δ = deflexão da borracha à compressão (eq. 2.25)

Δt = intervalo de tempo usado no método de integração numérica

ω = rotação do cilindro

ω_0 = velocidade angular elástica (de "creep")

ω_n = frequência natural

ω_{cr} = frequência das corrugações

σ = tensão normal no contato

σ^* = amplitude de tensão complexa

ϕ_i = funções de forma

ψ_i = funções de forma

Φ_c = efeito do cisalhamento (eq.3.11)

Θ = rotação da seção s em torno do eixo z

Γ = rotação da seção s em torno do eixo x

ν = coeficiente de Poisson

μ = coeficiente de atrito

ρ = massa específica

λ = período da corrugação

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

Em qualquer processo de operação contínua, o tempo de parada para manutenção representa geralmente um custo muito elevado. Particularmente em máquinas de papel, a parada para troca do feltro da seção da prensa é muito freqüente (em média a cada 2 meses), com menor freqüência a troca (ou re-usinagem) do revestimento de borracha dos cilindros e também a re-usinagem do cilindro de granito e além destas, há as paradas não programadas causadas por quebras ocasionais de equipamentos.

O custo do tempo parado que além da manutenção envolve a diminuição da produtividade, representa uma parcela considerável no preço do produto final.

Procurando um acréscimo de produtividade as indústrias de papel geralmente aumentam a velocidade de suas máquinas para valores acima dos quais foram projetadas. Este aumento de velocidade torna estas paradas mais freqüentes pois se intensificam os problemas de vibração, tornando o custo da manutenção ainda mais elevado.

Para resolver os problemas procedentes deste aumento da velocidade e por conseguinte aumentar a eficiência destas máquinas e diminuir o custo da manutenção, pode-se adotar um programa de manutenção adequado. No Brasil, ainda hoje, a maioria das fábricas de papel continuam com seus métodos de manutenção convencionais.

O método de Rodar até a Ruptura é particularmente inadequado para as fábricas de papel, as quais apresentam um processo de fabricação contínua. As quebras ocorrem aleatoriamente e portanto consomem um longo tempo para o reparo, mesmo se as peças sobressalentes estiverem disponíveis, o que acarreta grande lista de peças sobressalentes

para atender a vasta diversidade de falhas potenciais.

O método de Manutenção Preventiva Baseada no Tempo, onde os mancais são trocados, os rotores balanceados, os eixos alinhados, etc, deveria reduzir as quebras aleatórias a um mínimo. No entanto, em muitos casos, neste tipo de metodologia, tem se verificado que a interferência para manutenção em algumas máquinas tem diminuído sua confiabilidade. Este tipo de manutenção tem sido anti-econômica em fábricas de papel, porque existem muitos elementos de máquinas que são combinados e portanto o custo de uma parada regular é muito alto, além do grande estoque necessário de peças sobressalentes.

Um dos métodos mais eficientes de manutenção preditiva é a Baseada no Monitoramento da Condição. A grande maioria das falhas dos equipamentos rotativos, podem ser identificadas ainda em seu estágio inicial, através da alteração do sinal de vibração da máquina. Depois da identificação da falha, em uma certa região da máquina, medidas mais frequentes devem ser feitas para avaliar a tendência do desgaste e descobrir a origem desta falha para que se possa determinar a urgência da ação corretiva, programando portanto as paradas adequadamente em função da produção.

Vários trabalhos mostram a maneira como foi implantado este tipo de Manutenção por Monitoramento da Condição em fábricas de papel no exterior. A Bruel & Kjaer [1] apresenta um gráfico, o qual é reproduzido na figura 1.1, no qual pode-se ver o tempo parado para manutenção de 2 máquinas de papel em Ontário - Canadá, antes e depois de implantado o sistema de Manutenção Preventiva por Monitoramento da Condição.

Procurando implantar este tipo de Manutenção Preditiva, uma fábrica de papel brasileira, Klabin - Paraná, estimulou o Departamento de Projeto Mecânico - FEM - UNICAMP, para atuar academicamente no suporte técnico deste programa. É neste contexto que surge este trabalho, com a finalidade de se modelar uma das partes da máquina mais importantes deste processo, a seção de prensas e, verificar a influência de alguns parâmetros nas características dinâmicas da máquina. Devido a problemas de reestruturação interna, este trabalho com as indústrias Klabin não teve o andamento desejado. Assim, sua continuidade só foi possível graças à cooperação havida com a Ripasa (Limeira - SP), a Champion Papel e Celulose (Mogi-Guaçu - SP) e a BTR - Brasil (Sumaré - SP).

Todos os trabalhos disponíveis na literatura, aos quais tivemos acesso, apenas relatam a maneira como foi implantado o sistema de manutenção e alguns casos de quebras que foram evitados em função deste sistema de manutenção preditiva.

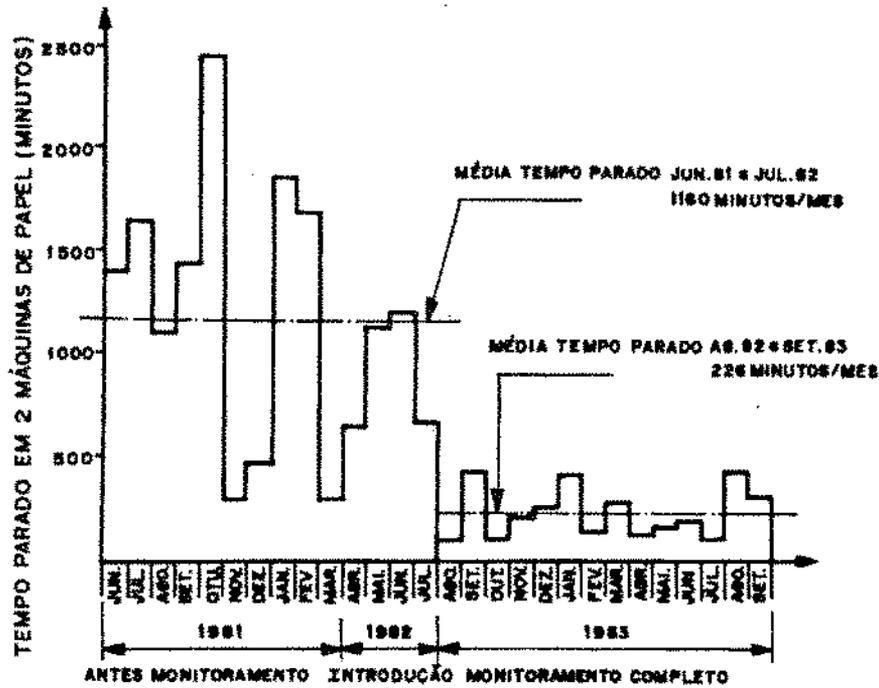


Figura 1.1: Tempo de manutenção com a implantação do sistema de monitoramento.

Paralelamente a este programa de manutenção preditiva é conveniente se conhecer as características próprias da máquina e quais os parâmetros que as influenciam, a fim de orientar as modificações estruturais para melhorar suas propriedades dinâmicas. Assim se justifica a necessidade de modelos matemáticos confiáveis e adequados da estrutura real.

Mesmo diante desta necessidade, ainda são poucos os trabalhos de pesquisa desenvolvidos e algumas questões ainda não foram respondidas, por exemplo, como o contato entre os cilindros, o qual envolve além da lâmina de papel, um tecido de feltro e o revestimento de borracha dos cilindros, influencia as propriedades dinâmicas do sistema e se há variação destas propriedades em função do tempo de uso. Outra questão ainda não respondida é se a lâmina de papel causa um acoplamento significativo entre as sucessivas prensagens, figura 1.2.

Uma das maiores fontes de vibração na seção das prensas são as corrugações nos feltros e nos revestimentos de borracha dos cilindros. Rubenis [2] faz uma análise das causas e prevenções destas corrugações e conclui que as causas ainda não são identificadas claramente e sugere um esticador no comprimento do feltro para evitar a periodização destas irregularidades.

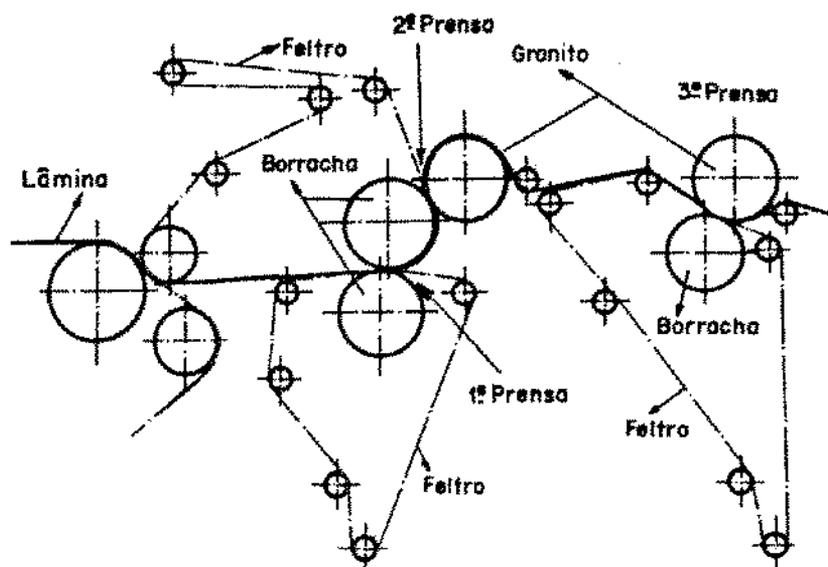


Figura 1.2: Desenho esquemático da seção das prensas de uma máquina de papel.

Outra fonte de vibração na seção das prensas é o cilindro de granito, o qual varia seu módulo de elasticidade em função da carga inicial aplicada e sofre um processo de ovalização em função do tempo de uso. Alguns estudos tem sido feitos com a finalidade de se analisar a possibilidade de substituição destes cilindros por cilindros revestidos com um composto de borracha, Ericsson [3].

Vários trabalhos tem procurado identificar o efeito do feltro na vibração da máquina e na qualidade do papel. No primeiro caso podemos citar o trabalho de Vinicki [4], o qual descreve várias formas de anomalias no feltro e conclui que com uma análise em frequência é possível determinar facilmente as vibrações causadas pelos defeitos no feltro.

No segundo caso McDonald e Pikulik [5] analisam em uma máquina-piloto a influência do feltro na qualidade do papel e verificam que a superfície do papel pressionado contra o cilindro liso apresenta uma menor rugosidade e maior brilho do que o lado pressionado contra o feltro na última prensa.

Na figura 1.3 é mostrado um desenho esquemático de uma fábrica de papel. Alguns construtores de máquinas de papel tem procurado entender o mecanismo de prensagem para que se possa remover uma maior quantidade de água na seção de prensas e assim melhorar a qualidade do papel, reduzir o uso de vapor e diminuir o tamanho da seção de secadores. Justus e Cronim [6], da Beloit Corporation, apresentam um sistema, como

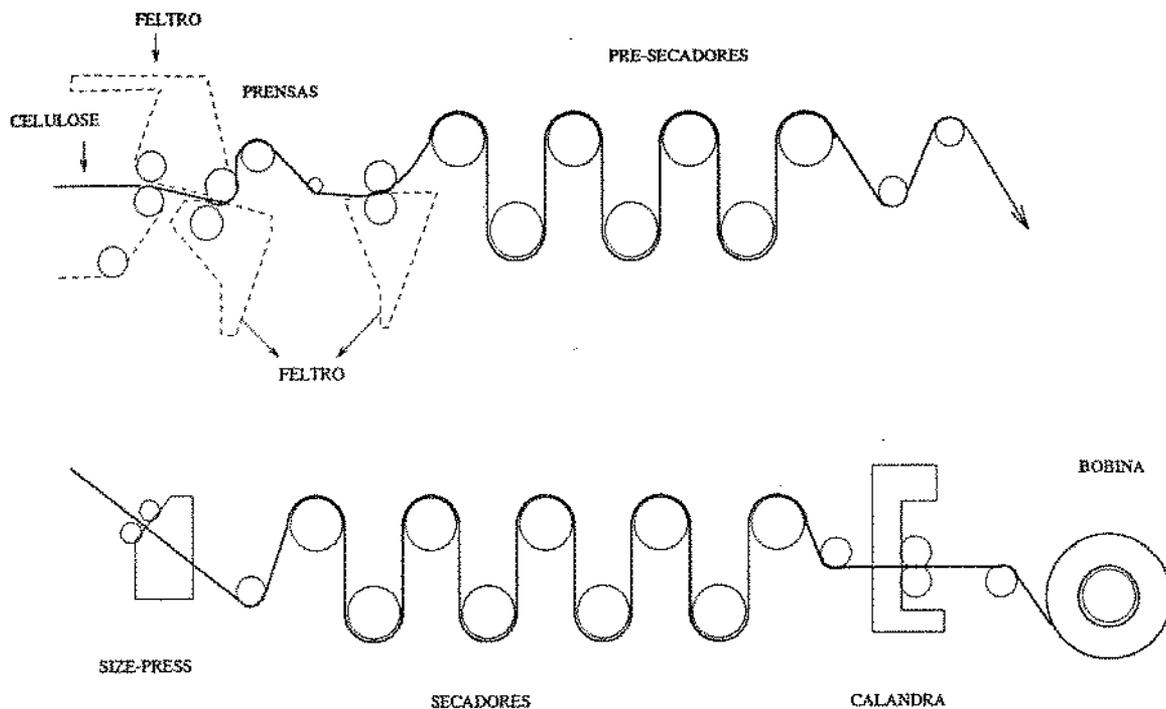


Figura 1.3: Desenho esquemático de uma fábrica de papel.

mostrado na figura 1.4, onde o Nip, área de contato entre os cilindros, é aumentado de 7 vezes em relação ao sistema com 2 cilindros e a distribuição de pressão normal é aproximadamente constante em toda a largura do contato.

Este tipo de mecanismo é usado na fábrica da Klabin - Paraná em sua máquina mais moderna, no entanto, alguns problemas ainda não foram solucionados, como por exemplo o desgaste sofrido pela manta de borracha, a qual encontra-se entre a sapata e o feltro. Esta manta de borracha é impermeável e lubrificada com óleo para criar um mancal de escorregamento entre a sapata e o lado interno da manta e, permitir que a força seja aplicada ao feltro e à lâmina de papel contra o cilindro oposto. Este desgaste acentuado faz com que as trocas dos feltros e da própria manta de borracha sejam mais frequentes do que a recomendada pelo fabricante.

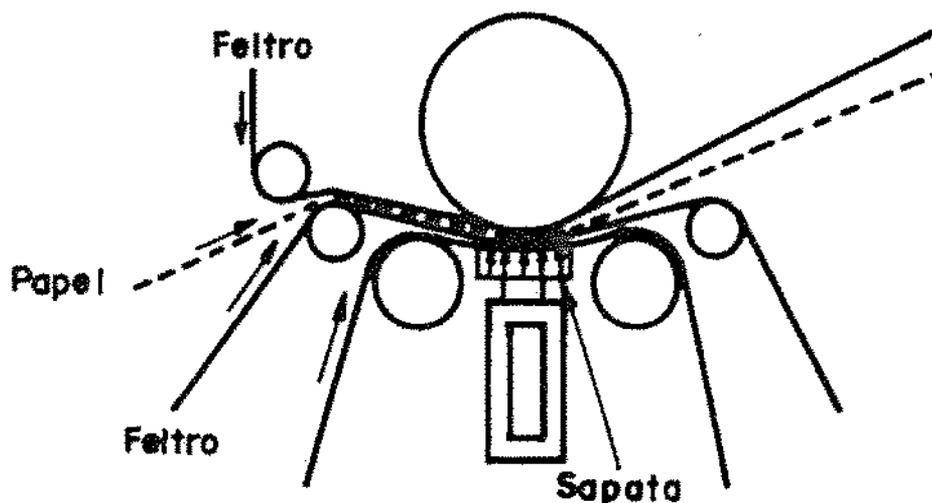


Figura 1.4: Desenho esquemático de uma prensa com Nip ampliado.

1.1 Princípios Básicos de Prensagem

Antes de descrevermos as forças de contato entre os cilindros, vamos rever alguns princípios básicos para as prensas de uma máquina de papel. Há uma larga variedade de projetos de prensas em operação nas fábricas, cada qual apropriada ao tipo e qualidade do papel requerido.

Basicamente há 2 maneiras para remover a água da folha de papel: a Prensa Lisa (Plain Press) e a Prensa Furada (Vented Press). Na Prensa Lisa, mostrada na figura 1.5, com o feltro não saturado, o objetivo é transferir a água da folha de papel para o feltro.

Se a água não é retirada adequadamente do feltro antes de seu retorno à área de contato, este torna-se saturado e o fluxo de água no nip é como mostrado na figura 1.6.

A figura 1.7 mostra esquematicamente uma Prensa Furada. Neste tipo de prensa existe um sistema de vácuo no interior do cilindro para succionar a água da lâmina de celulose, através do feltro, para os furos do rolo de sucção. Outra forma de Prensa Furada utiliza o rolo ranhurado, o qual apresenta um volume vazio suficiente para receber a água retirada do feltro e da folha de papel.

A uniformidade da folha de papel é o resultado de diversos fatores. Entre estes fatores podem ser citados a uniformidade da pasta de celulose empregada, a uniformidade

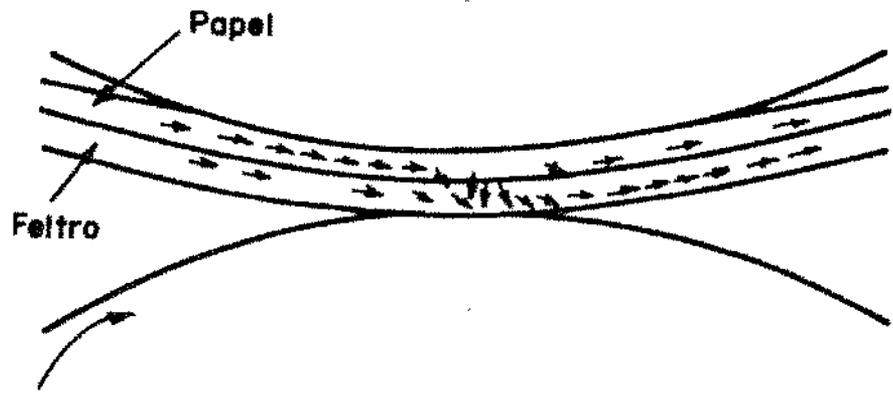


Figura 1.5: Prensa Lisa com feltro não saturado.

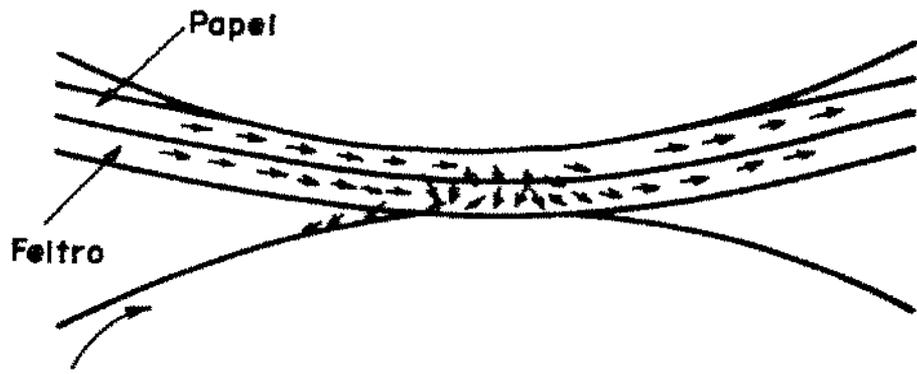


Figura 1.6: Prensa Lisa com feltro saturado.

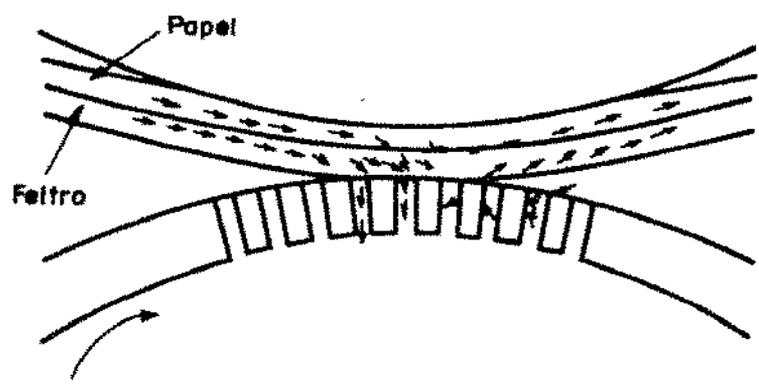


Figura 1.7: Prensa Furada com rolo de sucção.

do feltro e do revestimento dos cilindros envolvidos no processo de prensagem e consequentemente a uniformidade da pressão no nip por todo o comprimento dos cilindros.

Devido ao fato da força inicialmente aplicada para manter os cilindros em compressão atuar nos mancais, os cilindros devem ser feitos com uma certa curvatura para garantir que a pressão no nip seja constante.

Para calcularmos a curvatura adequada, os cilindros das prensas de máquinas de papel podem ser considerados como vigas carregadas nas extremidades (mancais), as quais defletem devido à carga no nip e ao peso próprio do cilindro. Para o rolo de sucção deve ser adicionada a carga devida ao vácuo, no interior do cilindro, à carga do nip e ao peso próprio. A figura 1.8 mostra esquematicamente e de uma forma acentuada, 2 cilindros com curvatura, antes e depois da aplicação da carga.

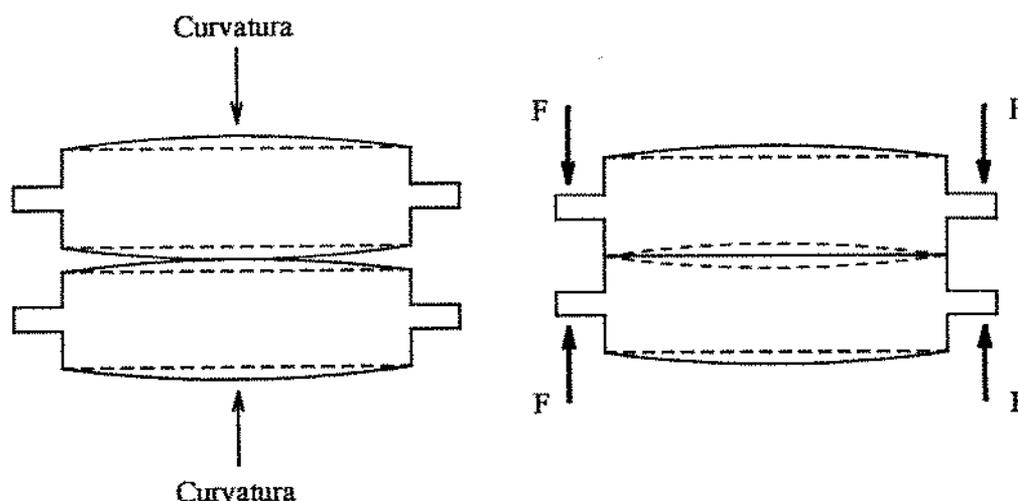


Figura 1.8: Deflexão de 2 cilindros com curvatura.

Quando mais que 2 rolos são incluídos em uma prensa, o cálculo da curvatura torna-se mais difícil, no entanto, segue-se a mesma metodologia de cálculo. A forma exata da curvatura do cilindro é difícil de ser usinada e na prática costuma-se obter uma boa aproximação usando para cada metade da deflexão uma curva em coseno de 70° a 90° .

Geralmente na seção de prensagem existe uma prensa que apresenta um cilindro com diâmetro constante. A curvatura deste cilindro é controlada por uma combinação entre uma sapata e um pistão hidráulico, que atua na superfície interna do cilindro e aplica uma força distribuída uniformemente sob a área de contato. Este tipo de prensa apresenta como maior vantagem a sua versatilidade, pois torna possível um ajuste nas

características do nip (pressão e largura de contato) com a máquina em operação.

Devido às várias hipóteses usadas para o cálculo da curvatura dos cilindros, é importante que se faça a impressão do nip real para comparar com o calculado. A impressão do nip estático pode ser feita através da colocação de um material adequado (por exemplo: Sto-Foil, Nip Impression System da Stone - Woodward Co., ou papel carbono sobre folhas brancas) entre os cilindros. A figura 1.9 ilustra várias impressões de nip, onde \underline{b} é a metade do comprimento do nip e \underline{a} é a metade da largura.

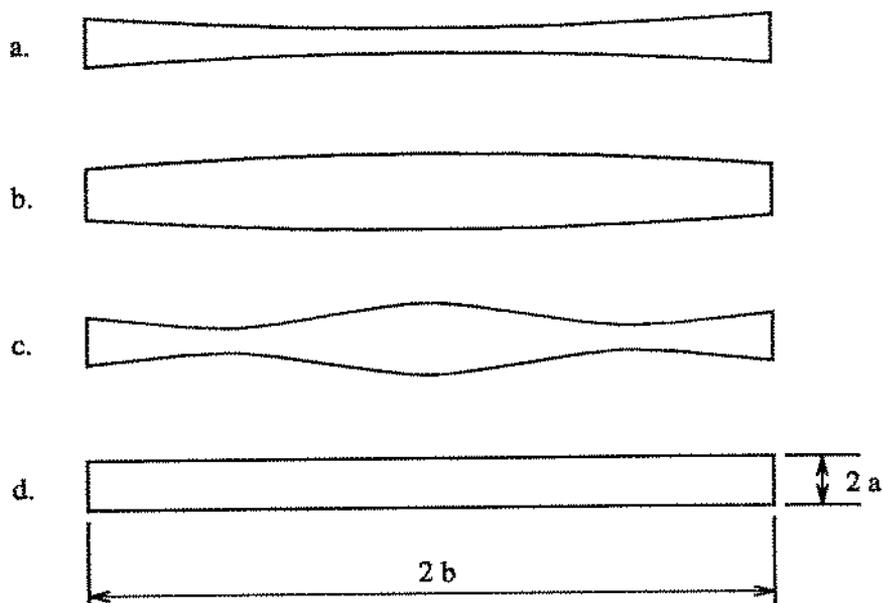


Figura 1.9: Formas de impressão do nip.

A figura 1.9a apresenta uma impressão de nip típica de um cilindro com curvatura deficiente, enquanto na figura 1.9b o cilindro apresenta uma curvatura em excesso, na figura 1.9c o cilindro apresenta uma curvatura errada e na figura 1.9d um cilindro com curvatura adequada.

No capítulo 2 são determinadas as forças de contato entre os cilindros. Para o cálculo destas forças foram usadas várias hipóteses, portanto é feita a seguir, no capítulo 5, uma análise de sensibilidade para determinarmos qual a influência destas forças nas propriedades dinâmicas das prensas e assim uma posterior avaliação da necessidade de calcularmos estas forças corretamente.

No capítulo 3 é apresentado o modelamento matemático para a estrutura da prensa e no capítulo 4 são mostradas algumas medidas experimentais. Estas medidas experimentais foram obtidas no laboratório e nas fábricas de papel da Klabin, Ripasa e Champion Papel e Celulose. Para uma melhor interpretação e avaliação destas medidas foi implantado um programa computacional, denominado de APREMP, no qual pode-se calcular os autovalores, autovetores e a resposta dinâmica do sistema devida a vários tipos de excitação. Estes resultados foram também comparados com um programa comercial, programa ANSYS [7].

Capítulo 2

CONTATO ENTRE OS CILINDROS

2.1 Introdução

Investigações analíticas do fenômeno do contato entre duas superfícies em rolamento tem sido publicadas extensivamente desde a teoria clássica de Hertz, definindo a área de contato de 2 corpos elásticos sob pressão. Este tipo de fenômeno é encontrado em tração de veículos, seção das prensas de máquinas de papel, indústria textil, laminação, transmissão por contato, etc. Em máquinas de papel os cilindros são pressionados para retirar água da lâmina de celulose e também melhorar as propriedades da folha de papel.

O contato entre os cilindros da seção da prensa de máquinas de papel não tem sido bem estudado devido às dificuldades encontradas para se avaliar o comportamento das variáveis envolvidas. Além da lâmina de papel e do feltro, que estão presentes na região de contato, outras variáveis também exercem grande influência em seu comportamento e, por conseguinte, no comportamento dinâmico deste conjunto.

A largura da área de contato nos cilindros da prensa de uma máquina de papel, assim como a pressão no contato são fatores determinantes para a remoção de água da lâmina de papel. Schmidlin [8], apresenta uma fórmula para determinar a largura da área de contato de uma prensa que consiste de um cilindro revestido de borracha e o outro de metal. Esta fórmula foi obtida através de testes experimentais realizados durante 5 anos e ainda é utilizada até hoje e relaciona a largura do contato com a carga aplicada, a espessura do revestimento de borracha, os diâmetros dos cilindros e a dureza do revestimento. Esta fórmula foi dada originalmente no sistema inglês de medidas. O fator 158 foi usado aqui

para fazer a conversão para o sistema internacional de medidas.

$$2a = \left(\frac{158 F_N e d_1 d_2}{E(d_1 + d_2)} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (2.1)$$

onde:

$2a$ = largura do contato [m]

F_N = carga por unidade de comprimento do cilindro [$\frac{N}{m}$]

d_1, d_2 = diâmetro dos cilindros [m]

e = espessura do revestimento [m]

E = módulo de elasticidade do revestimento [$\frac{N}{m^2}$]

m = expoente função do diâmetro do cilindro

Os valores do coeficiente m , foram verificados experimentalmente, [8], em máquinas reais e estão mostrados na figura 2.1.

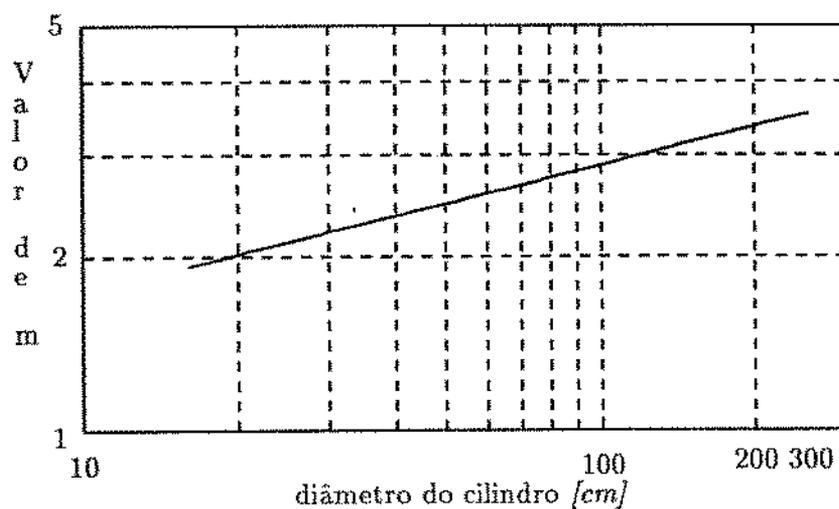


Figura 2.1: Relação entre m e o diâmetro do cilindro [8]

Entre os parâmetros que mais afetam o contato, podem ser citados:

- Revestimento do cilindro

- Dureza

- Espessura da borracha

- Composição

- Cilindro

- Diâmetro de cada cilindro

- Espessura maciça ou furada

- Variáveis de operação

- Força que pressiona os cilindros no contato

- Velocidade de operação

- Temperatura do revestimento

- Material no contato

A grande dependência das propriedades dinâmicas da borracha em função da composição, temperatura e frequência de operação é o maior problema a ser investigado, antes que o contato possa ser formulado adequadamente. A espessura do revestimento também influencia o comportamento do contato mudando sua rigidez efetiva, ou módulo de elasticidade da borracha, pois um revestimento com uma espessura menor de um mesmo composto reage como se fosse um material mais duro.

A característica do material que passa pelo contato também pode exercer grande influência. McNamee [9] comparou a distribuição de pressão em uma prensa operando com e sem feltro, a uma temperatura de $30^{\circ}C$, para um revestimento de 30 *P&J* de dureza e carga de 70 kN/m e constatou diferentes propriedades do contato (largura e pressão), comparando as duas situações.

Vários trabalhos descrevem o problema do contato entre um cilindro de aço revestido por borracha e outro de aço. Spengos [10] desenvolveu um extenso trabalho experimental, no qual analisa a distribuição de pressão radial, cisalhamento, deslocamento vertical, forças normal e tangencial na área de contato, para uma larga faixa de cargas aplicadas, espessura do revestimento de borracha e em diferentes velocidades dos cilindros. Este trabalho serve

de referência para vários outros que se seguiram e procuraram descrever este problema analítica e numericamente.

Batra [11] resolve este problema numericamente, através do método de elementos finitos, considerando as não linearidades geométricas e do material. Neste estudo considera-se apenas um quarto do revestimento de borracha, representado no primeiro quadrante e, assume-se que os nós ao longo do eixo vertical são livres e os nós ao longo do eixo horizontal apresentam apenas translação na direção horizontal. Os nós que estão em contato com o cilindro estão restringidos. A figura 2.2 reproduz os resultados obtidos por estes dois trabalhos e se acrescenta a solução devida à teoria de Hertz, onde:

$$\frac{\sigma(x)}{\sigma_{max}} = \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2} \quad (2.2)$$

sendo σ a tensão normal no contato e x o eixo na direção transversal onde ocorre o contato.

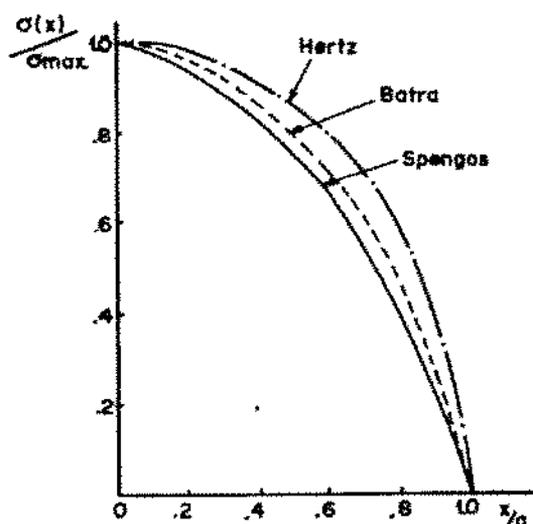


Figura 2.2: Distribuição da tensão normal na superfície de contato; comparação dos resultados obtidos experimentalmente, numericamente e com a teoria de Hertz.

Outro trabalho completo que descreve analiticamente o problema do contato entre um cilindro rígido pressionado em uma camada de borracha conectada rigidamente a uma base plana, foi desenvolvido por Meijers [12]. Neste artigo é assumido que o comprimento da área de contato, $2b$, medido na direção longitudinal do cilindro, é grande em comparação com a largura do contato, $2a$, e portanto aplica as equações do estado plano de deformação

e determina as equações que descrevem a solução (carga total por unidade de comprimento, distribuição de pressão e deslocamento vertical no contato) quando a razão da metade da largura do contato, a , pela espessura da borracha, e , é pequena e também uma formulação modificada para quando a/e for grande.

No sistema de prensa analisado apenas um cilindro é acionado. Devido às oscilações da estrutura e à não uniformidade do material que passa pelo contato, o movimento relativo entre os cilindros deixa de ser rolamento puro e passa a ter componentes de deslizamento. As forças de contato provocam deformações nos cilindros, as quais provocam além da força normal o surgimento de forças tangenciais, que são chamadas de forças elásticas ou forças de "creep".

Um dos estudos de maior importância e aceito universalmente, que descreve o fenômeno de deslizamento, foi realizado por Kalker [13]. Kalker define as forças elásticas como sendo o produto do coeficiente de "creep" pela velocidade periférica relativa entre os cilindros, normalizado pela velocidade periférica do cilindro motor.

Os coeficientes de "creep", utilizados por Kalker, dependem da força normal a que estão submetidos, do módulo de elasticidade do material e da elipse que delimita o contato. A magnitude destes coeficientes, encontrados experimentalmente, principalmente no campo ferroviário, mostram que as condições da superfície de contato, exercem grande influência.

Um dos trabalhos que utiliza a teoria de Kalker para análise das forças no contato de 2 cilindros, sendo um revestido de borracha, foi desenvolvido por Engl [14]. Este trabalho analisa o desgaste de 2 anéis em contato, os quais se localizam nas extremidades de 2 cilindros de uma máquina de impressão offset. Para que se possa determinar as forças normal e tangencial no contato, algumas hipóteses devem ser feitas:

- A região de contato divide-se em duas: região de aderência e de deslizamento;
- Na região de aderência não há nenhum movimento relativo entre as partículas em contato, e existe uma linha que representa a divisão do contato;
- Na região de deslizamento é válida a lei de atrito de Coulomb;
- A distribuição da tensão normal e da tensão de cisalhamento é calculada segundo a teoria de Hertz;

- As propriedades dos materiais que estão em contato obedecem a lei de elasticidade linear.

2.2 Força normal e tangencial no contato

Para o contato de 2 cilindros em rotação, o contato pode ser dividido em 2 regiões, conforme a figura 2.3.

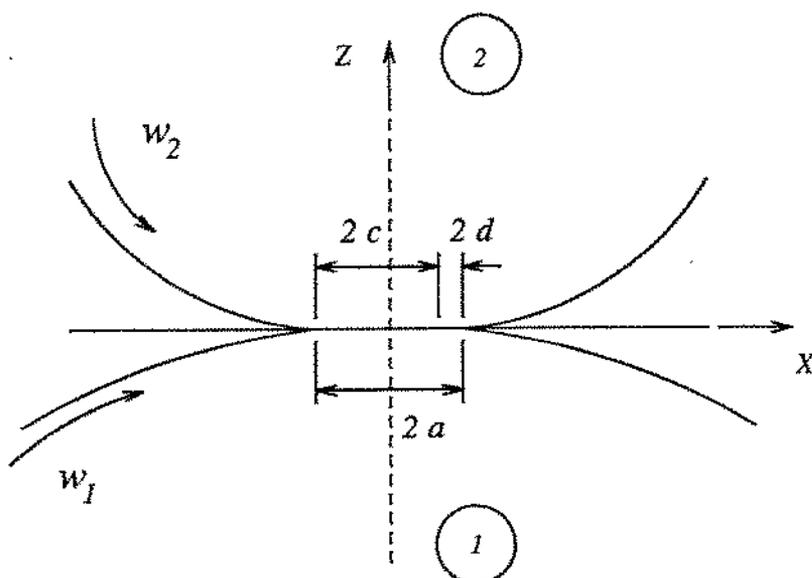


Figura 2.3: Região de contato de 2 cilindros.

onde $2c$ é a região de aderência, $2d$ é a região de deslizamento, w_1 é a velocidade angular do cilindro motor e w_2 a velocidade angular do cilindro movido.

A distribuição de tensão normal na largura da região de contato é dada por:

$$\sigma(x) = \frac{1}{2} k_c \sqrt{a^2 - x^2}, \text{ para } -a \leq x \leq a \quad (2.3)$$

sendo

$$k_c = \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{1}{k_1 + k_2} \quad (2.4)$$

$$a = \sqrt{\frac{2F_N d_1 d_2 (k_1 + k_2)}{\pi (d_1 + d_2)}} \quad (2.5)$$

$$k_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \quad (2.6)$$

$$k_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (2.7)$$

onde r_1 e r_2 são os raios dos cilindros, E é o módulo de elasticidade, ν o coeficiente de Poisson e a é a metade da largura do contato.

Pode-se obter a carga por unidade de comprimento F_N , integrando-se a tensão através da região de contato.

$$F_N = \int_{-a}^a \sigma(x) d(x) \quad (2.8)$$

Substituindo-se a equação 2.3 temos,

$$F_N = \frac{1}{2} k_c \int_{-a}^a \sqrt{a^2 - x^2} d(x) \quad (2.9)$$

$$F_N = \frac{1}{4} k_c \pi a^2 \quad (2.10)$$

Pode-se calcular a força tangencial na região de contato, integrando-se a tensão de cisalhamento através da região de aderência e da região de deslizamento, estas fórmulas estão apresentadas em [14], ou definindo-se um valor de escorregamento, f , que é dado pela relação entre as forças tangencial e normal e apresenta a seguinte forma,

$$f = \frac{F_T}{F_N} = \mu \left(1 - \left(\frac{c}{a} \right)^2 \right) \quad (2.11)$$

onde μ é o coeficiente de atrito de Coulomb. Portanto a força tangencial por unidade de comprimento, F_T é dada por,

$$F_T = \mu \frac{\pi a^2}{4} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \frac{1}{k_1 + k_2} \left(1 - \left(\frac{c}{a} \right)^2 \right) \quad (2.12)$$

Para determinarmos a força tangencial, segundo a equação 2.12, precisamos determinar a região de aderência, $2c$. Um dos melhores trabalhos sobre o contato de 2 cilindros com propriedades elásticas diferentes e em rolamento, foi realizado por Bentall e Johnson, [15].

A teoria de contato elástico de Hertz assume que as superfícies não apresentam atrito e então não transmitem força tangencial na superfície de contato. Esta teoria portanto, não pode ser aplicada para o contato de cilindros elásticos em rotação, a não ser que os cilindros girem livremente e as propriedades dos materiais tenham as mesmas constantes elásticas.

No trabalho citado anteriormente, [15], a região de deslizamento é determinada através de um método numérico com um procedimento iterativo e assume-se válida a lei de atrito de Coulomb. O cálculo é realizado para 3 casos: rolamento livre, quando um dos cilindros esta sendo freado e quando um dos cilindros esta sendo acionado. Por este trabalho, podemos notar que as forças normal e tangencial na superfície de contato são funções das constantes elásticas e do coeficiente de atrito.

Para o caso de contato de um cilindro de borracha, se considerado como incompressível ($\nu = 0.5$) e um cilindro de aço, a região de deslizamento será muito pequena quando comparada com a largura de contato, $2a$, devido ao fato do módulo de elasticidade da borracha ser bem menor. Portanto a força tangencial pode ser desprezada e a tensão normal pode ser calculada de acordo com a teoria de Hertz.

Uma outra maneira de calcularmos a força tangencial, F_T , sem o cálculo da tensão de cisalhamento e portanto, c , é mostrado a seguir, onde se calcula primeiramente o fator de escorregamento, f e a seguir utiliza-se a primeira parte da equação 2.11.

Se os cilindros são pressionados, aparecerá uma deformação localizada ao longo do comprimento, próximo a linha de centro dos cilindros. Devido a esta deformação os pontos B_1 e B_2 , da figura 2.4, sofrerão um deslocamento radial ξ_1 e ξ_2 respectivamente.

Quando os pontos B_1 e B_2 estão na região de aderência, não há deslocamento relativo, e a velocidade periférica é a soma da componente devida à variação do raio e da componente devida à rotação,

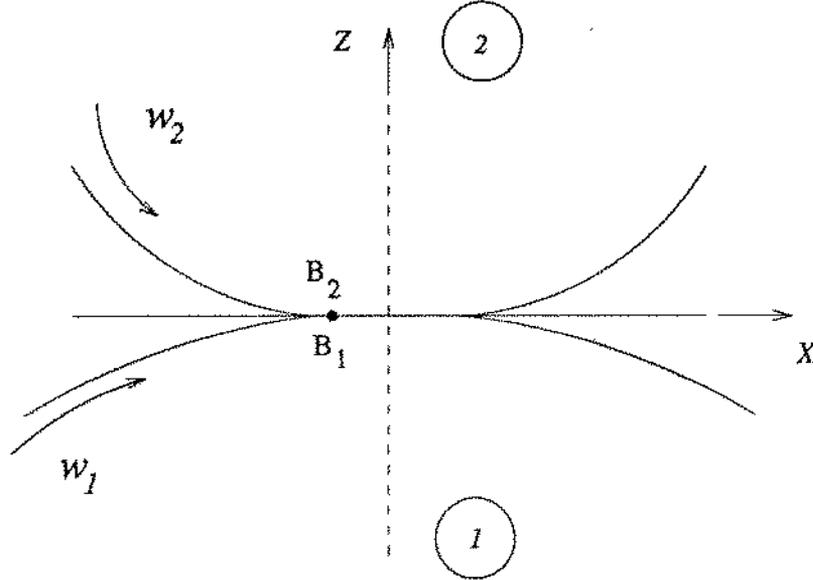


Figura 2.4: Deformação localizada do cilindro.

$$r_1 w_1 + \frac{d \xi_1}{dt} = r_2 w_2 + \frac{d \xi_2}{dt} \quad (2.13)$$

Com a definição de que o coeficiente de deslizamento, C_L , é dado pela diferença das velocidades periféricas dos cilindros dividido pela velocidade periférica do cilindro motor.

$$C_L = \frac{r_1 w_1 - r_2 w_2}{r_1 w_1} \quad (2.14)$$

e com este mesmo coeficiente, dado por [14], como

$$C_L = \mu a \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right) \left(1 - \sqrt{1 - \frac{f}{\mu}} \right) \quad (2.15)$$

chegamos a:

$$f = \frac{(r_1 w_1 - r_2 w_2) r_2}{a(r_1 + r_2) w_1} \left(2 - \frac{(r_1 w_1 - r_2 w_2) r_2}{\mu a(r_1 + r_2) w_1} \right) \quad (2.16)$$

2.3 Efeito das Corrugações

Como discutido anteriormente, com o tempo de uso poderão ocorrer corrugações (irregularidades) no revestimento do cilindro, no cilindro de granito ou no feltro, as quais podem ser originadas por vários fatores, como por exemplo: defeito de fabricação do próprio revestimento, defeito do feltro ou operação fora de especificação. Com o tempo estas corrugações vão se desenvolvendo e podem atingir estágios, nos quais causam níveis de vibração acima do permitido para que o papel continue com a qualidade requerida, ou até ocasione a ruptura da lâmina de papel.

Como resultado destas corrugações haverá uma mudança cíclica da área de contato dos cilindros. Além das forças determinadas anteriormente, surge também um momento elástico (de "creep") rotacional, o qual tem origem na variação da força de contato normal (e portanto na área de contato).

A determinação analítica deste momento elástico rotacional, foi feita por Newland [16], para o contato roda - trilho de veículos ferroviários, usando a teoria de Kalker, descrita no campo da dinâmica automotiva.

Na figura 2.5 é mostrada a seção transversal do cilindro com corrugações e a variação na largura do contato em função do tempo. Esta irregularidade no revestimento causa uma flutuação na força normal de contato e portanto uma variação cíclica em função do tempo t , na largura do contato, que será representada por:

$$a(t) = a_0 + A_1 e^{-B_1 t} \sin(w_{cr} t) \quad (2.17)$$

onde a_0 é a metade da largura do contato considerando o cilindro sem corrugações, A_1 , B_1 e w_{cr} são constantes que representam a amplitude, o decaimento e a frequência das corrugações respectivamente. Um modelamento de uma seção de prensas de máquina de papel considerando este tipo de excitação foi apresentado por Lopes Jr. e Weber [17].

A frequência w_{cr} é relacionada a distância de um período da corrugação, λ , e a velocidade periférica do cilindro, V_p , pela equação,

$$w_{cr} = 2 \pi \frac{V_p}{\lambda} \quad (2.18)$$

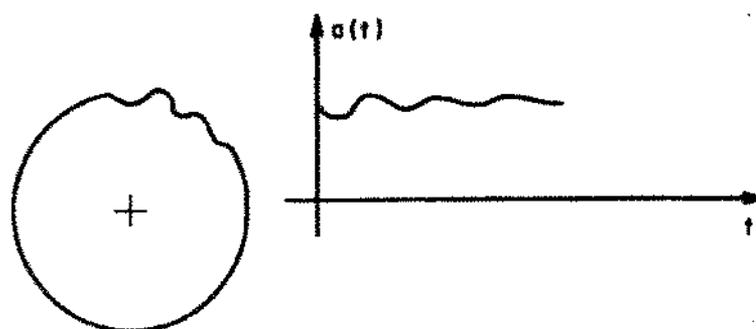


Figura 2.5: Variação da largura do contato em função da corrugação.

Parker, [18] construiu um dispositivo capaz de medir o período e o número de corrugações de um cilindro. No entanto, quando a máquina está em operação, a pergunta que se faz ao analista de vibrações ou à pessoa encarregada da manutenção, é qual a causa das vibrações. Para o nosso sistema em análise, esta é uma questão difícil de responder devido ao grande número de partes rotativas envolvidas no processo. Uma das maneiras de se identificar se há corrugações e qual sua influência na resposta dinâmica do sistema é fazer uma média síncrona do sinal.

Para fazermos a média síncrona do sinal no tempo, devemos colocar um disparador ("trigger") no elemento a ser analisado (cilindro ou feltro). Enquanto são feitas as médias, qualquer sinal que não seja síncrono aparecerá como ruído e terá seu efeito diminuído quanto maior for o número de médias realizadas. Com este sinal no tempo e o seu espectro, é possível sabermos qual a influência exata do elemento analisado na resposta total e também se há corrugações e em que número estas ocorrem.

De acordo com a teoria simplificada de Kalker, o contato é considerado como sendo uma sequência de fios radiais com uma rigidez K_f , por unidade de área e os fios sempre atigem o início do contato em seu estado indeformado, figura 2.6.

A área de contato é considerada através de faixas elementares de largura dy , mostradas na figura 2.7. Assume-se a velocidade periférica do cilindro, V_p , como constante e que há uma velocidade angular elástica (de "creep"), ω_0 . Como resultado, a faixa elementar de espessura dy terá uma velocidade de creep radial constante, $\omega_0 y$ e uma velocidade angular de creep constante, ω_0 .

O momento total, no centro da área de contato, em torno do eixo z é dado por:

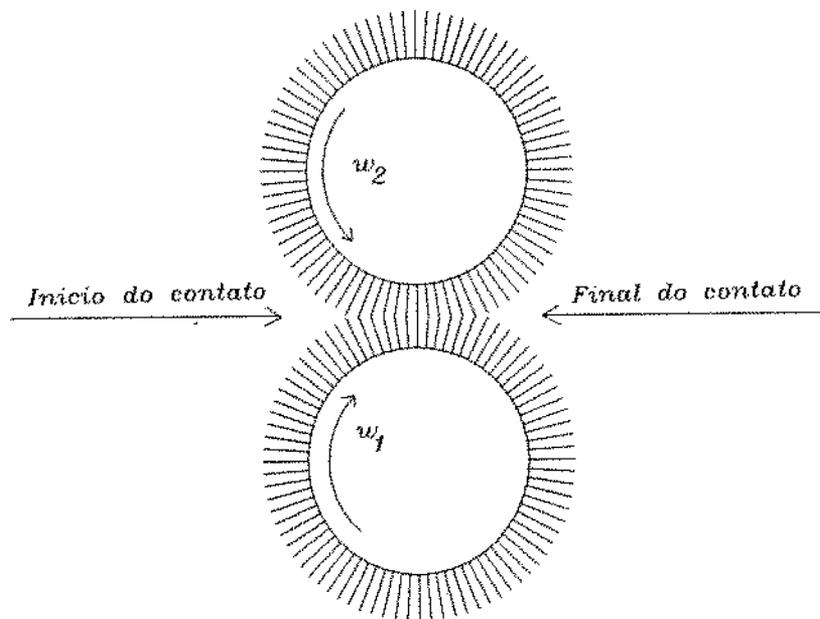


Figura 2.6: Modelo de Kalker para representar o contato.

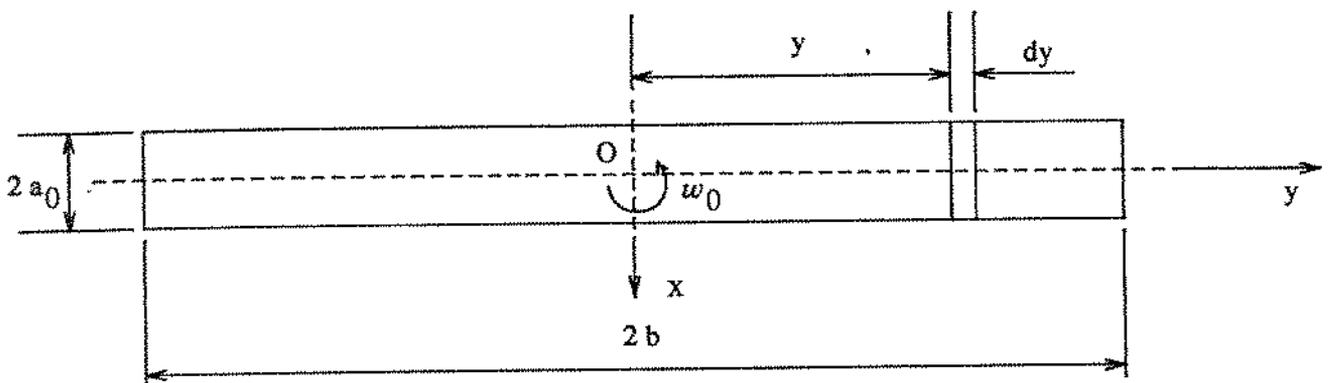


Figura 2.7: Área de contato dividida em faixas paralelas à veloc. perif. de rolamento.

$$M_z = \int_{-b}^b (y dF_x + dM_z^1) \quad (2.19)$$

onde, dF_x é a força de creep radial e dM_z^1 é o momento para cada faixa elementar. As equações para dF_x e dM_z^1 estão dados em [16] e temos portanto,

$$M_z = \frac{4}{3} K_f \frac{w_0}{V_p} a_0^2 b^3 + 4 K_f A_1 \frac{w_0}{V_p} a_0^3 b (A(\theta) \sin \phi + B(\theta) \cos \phi) \quad (2.20)$$

sendo:

$$A(\theta) = \frac{1}{3} \left(\frac{b}{a_0} \right)^2 \left(\cos \theta + \frac{\sin \theta}{\theta} \right) \quad (2.21)$$

$$B(\theta) = \frac{1}{3} \left(\frac{b}{a_0} \right)^2 \sin \theta + \frac{1}{\theta^2} (\sin \theta - \theta \cos \theta) \quad (2.22)$$

com,

$$\theta = \frac{\omega_{cr} a_0}{V_p} \quad (2.23)$$

$$\phi = \omega_{cr} t - \theta \quad (2.24)$$

A equação 2.20 representa portanto o momento total devido às corrugações, o qual é formado por um termo constante e uma parte que varia harmonicamente. Uma maneira provável de surgirem corrugações, é quando há uma fonte de excitação aleatória na prensa. Esta excitação pode causar elevados níveis de vibração em sua frequência natural, ω_n , as quais por sua vez podem causar deformação ou desgaste e por conseguinte o surgimento de corrugações, as quais terão o período dado por:

$$\lambda = 2 \pi \frac{V_p}{\omega_n} \quad (2.25)$$

Uma maneira de se diminuir o efeito das corrugações causadas por este tipo de mecanismo, seria a mudança da velocidade em que é fabricado o papel. Isto causaria uma mudança no período da corrugação, λ e também nos pontos de amplitude máxima.

2.4 Medidas Experimentais no Laboratório

Foi construído no laboratório do Departamento de Projeto Mecânico da FEM - UNICAMP, um modelo de prensa com 2 cilindros, para que se pudesse avaliar o comportamento de algumas variáveis envolvidas no processo de presagem. Optou-se pela construção deste modelo em laboratório devido às dificuldades de avaliação de algumas medidas experimentais na fábrica de papel. No entanto, mesmo após a construção deste modelo de prensa simplificado, continuou-se fazendo medidas nas fábricas, paralelamente ao trabalho em desenvolvimento no laboratório.

A figura 2.8 mostra um desenho esquemático do modelo construído e os equipamentos usados para as medições. A descrição dos equipamentos está dada abaixo.

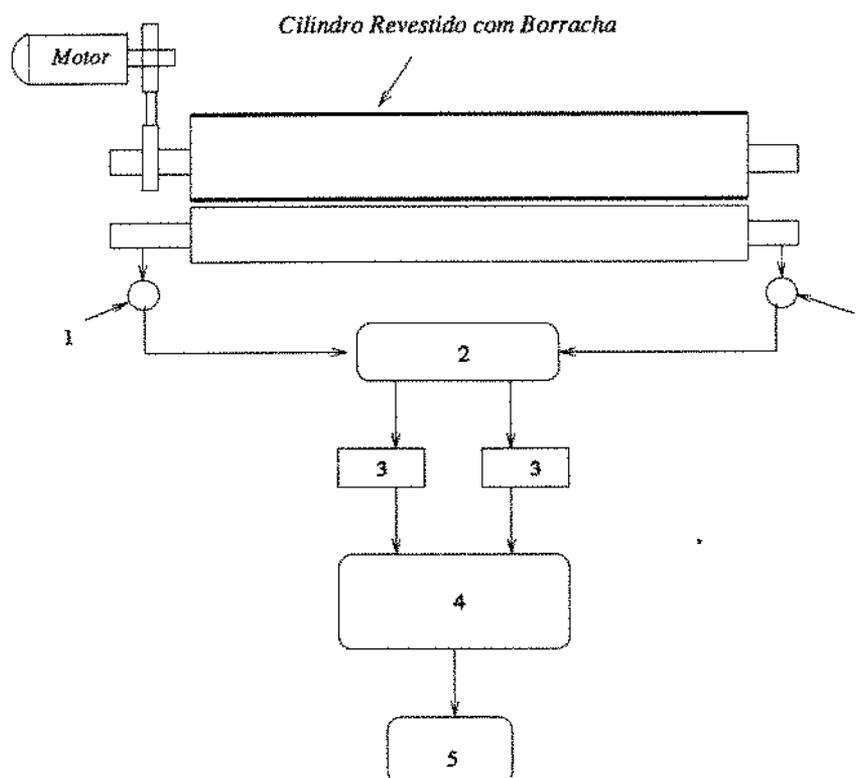


Figura 2.8: Desenho esquemático do modelo construído.

- 1. Célula de carga - capac. 1000 lbf - BLH - Eletronic
- 2. Ponte de Wheatstone 4 canais - Philips - PR 9330
- 3. Filtro duplo variável- tipo VBF/8 - KEMO

- 4. Analisador de sinais - Scientific-Atlanta - SD380Z
- 5. Plotter HP - 7470 A

Os deslocamentos (sensores de deslocamento, Dornier) e acelerações (sensores de aceleração, Brüel & Kjaer) foram medidos nos mancais e nas posições intermediárias dos cilindros nas direções vertical e horizontal.

Os revestimentos dos cilindros foram gentilmente feitos pela BTR-Brasil, usando as mesmas propriedades que para as máquinas reais.

Os ensaios foram repetidos para 2 tipos de revestimento. Um revestimento de dureza 32 P&J (aproximadamente 90 Shore A) e outro com 6 P&J (este valor esta fora da escala de dureza Shore A). Como a dureza era o único dado disponível destes compostos, foi realizado inicialmente um ensaio para determinarmos o amortecimento, a rigidez e o módulo de elasticidade destes compostos e também verificarmos a influência da espessura e da frequência de excitação nestas propriedades. Estes ensaios foram realizados no laboratório do Departamento de Projeto Mecânico em uma máquina de pulsos hidráulicos de fabricação MTS e também no Centro de Tecnologia, CT, da UNICAMP, o qual possui uma máquina similar, porém de outro fabricante, SCHENK.

2.4.1 Cálculo das Propriedades do Revestimento

Elastômeros são usados com frequência como controladores de vibrações e ruído acústico e portanto, é importante o conhecimento preciso de suas propriedades.

Segundo Göbel [19] um coxim de borracha, submetido a uma carga de compressão, atua como uma mola proximamente linear quando a compressão é menor do que 20% da altura da borracha e, fornece uma formulação baseada na lei de Hooke para calcular o módulo de elasticidade aparente, E_a , e a rigidez da mola à compressão, k_r . Da lei de Hooke tem-se,

$$\sigma = \epsilon E_a = \frac{\delta}{h} E_a \quad (2.26)$$

ou

$$\sigma = \frac{P_c}{A_c} \quad (2.27)$$

onde δ é a deflexão da borracha, h a altura inicial, P_c é a força de compressão e A_c é a área de atuação da carga. Portanto,

$$P_c = \frac{\delta}{h} A_c E_a \quad (2.28)$$

e a rigidez à compressão da borracha é,

$$k_r = \frac{P_c}{\delta} = \frac{A_c E_a}{h} \quad (2.29)$$

O módulo de elasticidade aparente é dado por:

$$E_a = S_b G_b \quad (2.30)$$

onde S_b é um fator de conversão que é função da área de atuação da carga e da superfície livre e G_b é o módulo de cisalhamento da borracha.

O módulo de elasticidade aparente pode também ser calculado, segundo Sim e Kim [20], para material viscoelástico homogêneo, isotrópico, com temperatura constante e supondo que não há deslizamento na superfície onde esta sendo aplicada a carga, como:

$$E_a = R E \quad (2.31)$$

onde R é dado por

$$R = 1 + \beta_b S_r \quad (2.32)$$

e E é o módulo de elasticidade do material, β_b é uma constante determinada empiricamente e S_r é um fator de forma similar a S_b .

A razão R é relacionada ao coeficiente de Poisson do material e pode ser calculada através de uma análise estática. O coeficiente de Poisson calculado estaticamente pode ser aplicado para casos dinâmicos, pois assume-se que este é real e independente da frequência. Esta aproximação é geralmente aceita para materiais que se comportam como borracha.

Substituindo a equação 2.29 em 2.31 temos,

$$R = \frac{P_c h}{\delta A_c E} \quad (2.33)$$

Na referência [20] é mostrada a relação de R com o coeficiente de Poisson, o qual é um dado de entrada para o programa de elementos finitos, para diferentes valores do fator de forma S_r .

Existem vários métodos para a determinação das propriedades dinâmicas de materiais viscoelásticos, [21] - [25]. Espíndola et all [26], discutem as vantagens de um novo procedimento para a construção de amostras de vigas tipo sanduíches para serem aplicadas ao método de Oberst.

Para analisarmos a resposta de materiais viscoelásticos para a carga atuando por um pequeno intervalo de tempo é mais conveniente usarmos a carga oscilatória do que a estática. Os aparelhos e as técnicas usadas para os 2 métodos são diferentes e os problemas associados com a precisão, sensibilidade e estabilidade da instrumentação são mais difíceis de resolver para o ensaio oscilatório.

A seguir é mostrado o conceito básico para o cálculo das propriedades de materiais viscoelásticos através de cargas oscilatórias. Se a força externa aplicada é dada por:

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (2.34)$$

onde F_0 é a amplitude da força e ω é a frequência de excitação. A resposta permanente apresenta a mesma frequência ω e causa uma variação na deformação que é dada por:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 \cos(\omega t) \quad (2.35)$$

onde ε_0 é a amplitude da deformação. Podemos também expressar a equação 2.35 em notação exponencial usando a parte real de $e^{i\omega t}$, onde $i = \sqrt{-1}$.

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 e^{i\omega t} \quad (2.36)$$

Se o material é linearmente viscoelástico e a entrada é uma deformação oscilatória, a tensão também será oscilatória com a mesma frequência, porém com um ângulo de fase γ , conforme a figura 2.9. Então

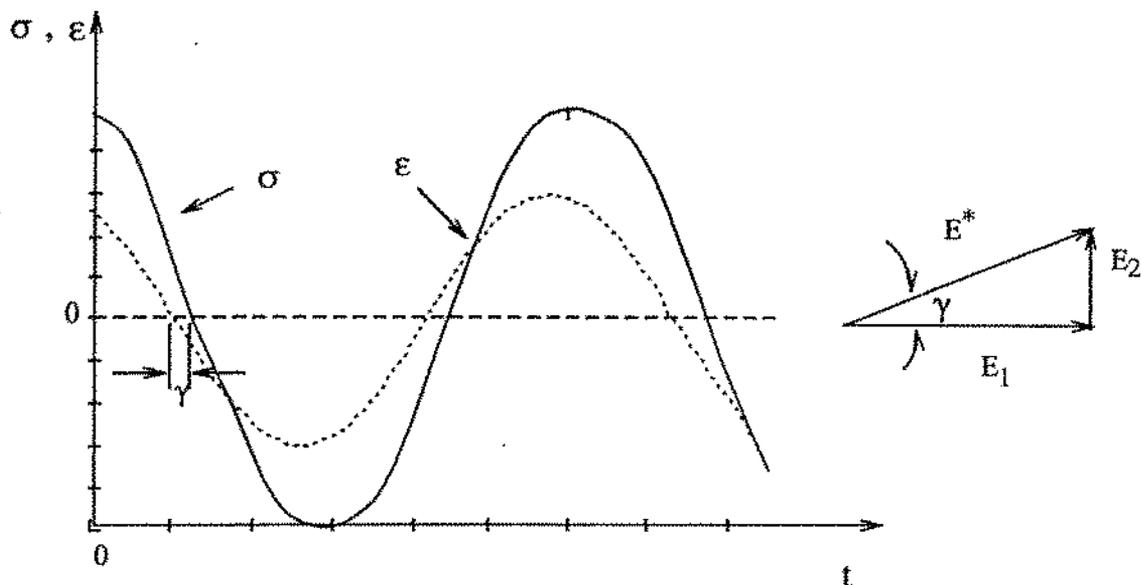


Figura 2.9: Tensão e deformação com defasagem γ .

$$\sigma(t) = \sigma_0 e^{i(\omega t + \gamma)} \quad (2.37)$$

onde σ_0 é a amplitude da tensão. O ângulo de fase γ é geralmente chamado de ângulo de perda e é função do atrito interno do material. Podemos também escrever a equação 2.37 como:

$$\sigma(t) = \sigma^* e^{i\omega t} \quad (2.38)$$

com

$$\sigma^* = \sigma_0 e^{i\gamma} \quad (2.39)$$

onde σ^* é a amplitude de tensão complexa.

Para materiais viscoelásticos a relação entre tensão e deformação, Findley [28], é dada por:

$$p_0 \sigma + p_1 \dot{\sigma} + p_2 \ddot{\sigma} + \dots + p_a \frac{\partial^a \sigma}{\partial t^a} = q_0 \varepsilon + q_1 \dot{\varepsilon} + q_2 \ddot{\varepsilon} + \dots + q_b \frac{\partial^b \varepsilon}{\partial t^b} \quad (2.40)$$

onde $p_0, p_1, p_2 \dots$ e q_0, q_1, q_2, \dots são constantes que dependem do material. Portanto, substituindo as equações 2.36 e 2.38 em 2.40, temos

$$\frac{\sigma^*}{\varepsilon_0} = \frac{q_0 + q_1(i\omega) + q_2(i\omega)^2 + \dots}{p_0 + p_1(i\omega) + p_2(i\omega)^2 + \dots} = E^*(\omega) \quad (2.41)$$

onde E^* é chamado de módulo complexo, ou módulo dinâmico, por causa de sua dependência da frequência ω . No caso apresentado

$$E^* = \frac{\sigma_0 e^{i\gamma}}{\varepsilon_0} = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} (\cos \gamma + i \sin \gamma) = E_1 + i E_2 \quad (2.42)$$

A parte real do módulo complexo está em fase com a deformação e é geralmente chamada de módulo de armazenagem e está associado à energia armazenada durante a deformação periódica, enquanto a parte imaginária é chamada de módulo de perda e está associada à dissipação de energia e sua transformação em calor. O módulo complexo é expresso então em termos de E_1 e E_2 e a relação tensão - deformação tem a forma

$$\sigma = (E_1 + i E_2)\varepsilon \quad (2.43)$$

e como podemos ver pela figura 2.9

$$\tan \gamma = \frac{E_2}{E_1} \quad (2.44)$$

A $\tan \gamma$ é chamada de perda mecânica e é usada geralmente como uma medida da capacidade de amortecimento do material. O valor absoluto do módulo complexo é

$$|E^*| = \sqrt{E_1^2 + E_2^2} = \frac{\sigma_0}{\varepsilon_0} \quad (2.45)$$

Devido ao fato dos cilindros das prensas de máquinas de papel serem pre - comprimidos e, portanto o revestimento de borracha trabalhar quase que somente em compressão, iremos adotar nos capítulos posteriores, quando da análise do modelo matemático, que o revestimento possa ser simulado por uma rigidez e um amortecimento.

Para determinarmos a rigidez e o amortecimento destes compostos de borracha, foi construído um dispositivo de tal maneira que a única deflexão possível quando da aplicação da carga de compressão, fosse a da borracha.

Para os ensaios destes revestimentos foram feitos 2 moldes com o mesmo comprimento e largura da área de contato, 100 mm e 10 mm respectivamente, com espessuras de 10 mm e 20 mm.

Assumindo que o revestimento possa ser caracterizado por uma combinação de uma mola com rigidez k_r e um coeficiente de amortecimento viscoso c_r , a equação de equilíbrio de força é:

$$F = k_r x + c_r \dot{x} \quad (2.46)$$

onde x é o deslocamento harmônico, em função do tempo, do revestimento e pode ser representado por:

$$x = X \sin(\omega t) \quad (2.47)$$

sendo ω a frequência de excitação e X a amplitude do deslocamento.

Substituindo a equação 2.47 em 2.46 temos:

$$F = k_r x \pm c_r \omega \sqrt{X^2 - x^2} \quad (2.48)$$

Para o caso de amortecimento histerético, com coeficiente h_r , a expressão equivalente é:

$$F = (k_r + i h_r) x = k_r x \pm h_r \sqrt{X^2 - x^2} \quad (2.49)$$

Para um sistema com estes dois tipos de amortecimento as equações 2.48 e 2.49 são combinadas e resulta que:

$$F = k_r x \pm (h_r + c_r \omega) \sqrt{X^2 - x^2} \quad (2.50)$$

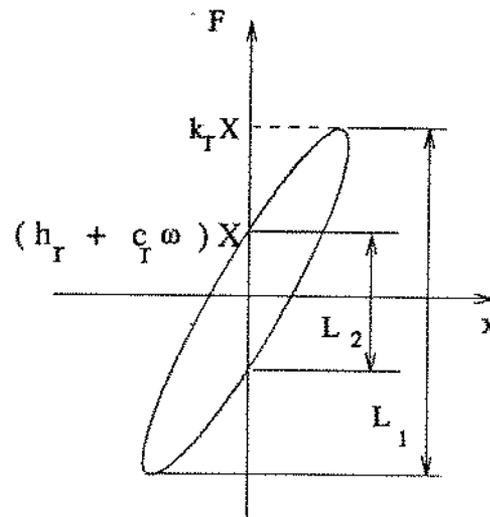


Figura 2.10: Curvas típicas de histerese para materiais viscoelásticos.

Portanto de acordo com a equação 2.50, temos que:

$$F = (h_r + c_r \omega) X \quad \text{para } x = 0 \quad (2.51)$$

$$F = k_r X \quad \text{para } x = X \quad (2.52)$$

A figura 2.10 mostra uma curva típica da carga aplicada e do deslocamento obtido para materiais viscoelásticos. Portanto as propriedades do revestimento, k_r e $(h_r + c_r \omega)$, podem ser obtidas através da curva de histerese como:

$$k_r = \text{inclinação da curva} \quad (2.53)$$

$$\frac{c_r \omega + h_r}{k_r} = \frac{L_2}{L_1} \quad (2.54)$$

onde L_1 e L_2 são obtidos através das curvas de histerese, conforme a figura 2.10. Através destas curvas podemos notar que há variação das propriedades do revestimento em função da frequência de aplicação da carga. A seção a seguir mostra os valores obtidos nos ensaios. Sendo o fator de amortecimento histerético, h_r , calculado com o gráfico de histerese estática.

Carga [N]	Largura [mm]			Contato Hertz [mm]		Schimidlin [mm]
	Extr. dir.	Centro	Extr. esq.	Comp. nip	Largura nip	
1000	**	4.5	**	820	4.55	3.2
2000	6.5	6.0	6.5	1050	5.69	4.0
3000	7.8	5.8	7.8	1060	6.90	4.9
4000	8.5	6.0	8.5	1065	7.99	5.7
5000	9.0	6.9	9.0	1070	8.91	6.3

Tabela 2.1: Largura do contato em função da carga aplicada para o revestimento de 32 P&J.

2.4.2 Verificação das propriedades do contato

Antes de fazermos qualquer medida experimental no modelo, foi feita a impressão de nip para certificar-se qual deveria ser o valor da carga aplicada em função da curvatura. A tabela 2.1 mostra a largura da área de contato nas extremidades e no centro do cilindro, em função da carga para o revestimento de 32 P&J. Nesta mesma tabela é mostrada também a largura do contato, calculada segundo a teoria de Hertz, fórmula 2.5, e segundo Schimidlin, fórmula 2.1. O revestimento foi feito com uma espessura de 6 mm e o fator m foi adotado igual a 2. Uma análise do problema de contato entre um cilindro revestido de borracha e outro de aço, usando esta metodologia, foi apresentada por Lopes Jr. e Weber [27].

Nesta tabela a carga, em [N], representada na 1ª coluna, é a carga aplicada em cada mancal e, medida através de célula de carga, conforme a figura 2.8. O comprimento do revestimento de borracha no cilindro é de 1170 mm, no entanto, nas extremidades do cilindro a curvatura é mais acentuada e, para calcularmos a carga por unidade de comprimento, para ser aplicada na fórmula de Hertz, o comprimento do nip foi medido para cada ensaio.

Para a carga de 1000 N, o comprimento do nip é de apenas 820 mm e, portanto não houve o contato na posição em que estava sendo medida a largura do nip para os outros ensaios.

Para o cálculo da largura de contato, de acordo com a teoria de Hertz, foram usados os seguintes valores:

- diâmetro do cilindro motor - $d_1 = 0.160 \text{ m}$
- diâmetro do cilindro movido - $d_2 = 0.204 \text{ m}$
- módulo de elasticidade do revestimento - $E_1 = 20 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ (para 32 P&J)
- módulo de elasticidade do cilindro - $E_2 = 190 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ (aço inoxidável)
- coeficiente de Poisson - $\nu_1 = 0,5$ (borracha)
- coeficiente de Poisson - $\nu_2 = 0,3$

Para o revestimento de 32 P&J os ensaios foram realizados para uma faixa de frequência variando de 0 a 12 Hz, pois considerou-se que a frequência de trabalho do revestimento seria igual a de rotação do cilindro, a qual estaria abaixo da analisada. Os valores de rigidez estática e coeficiente de amortecimento histerético, calculados com os dados obtidos experimentalmente para o teste estático, foram de $k_r = 2.5 \cdot 10^7 \text{ N/m}$ e $h_r = 6.0 \cdot 10^5 \text{ N/m}$ respectivamente. No entanto, quando fomos repetir os ensaios para o revestimento de 6 P&J, foi-nos alertado pelo fabricante do revestimento, BTR - Brasil, que os ensaios de histerese realizados pela matriz consideravam apenas o tempo em que o revestimento ficava em contato e que estes valores eram obtidos para frequências em torno de 100 Hz.

Na tabela 2.2 apresentamos a largura do contato obtida para este revestimento. Os ensaios foram realizados de uma maneira similar aos anteriores. O revestimento foi feito com uma espessura de 9 mm e o módulo de elasticidade de $31 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$. A fórmula de Schmidlin foi obtida empiricamente e para condições reais de operação de prensas, portanto os valores determinados para a largura de contato do modelo do laboratório são apenas ilustrativos.

A tabela 2.3 mostra as propriedades do revestimento, para o molde com espessura de 10 mm, para uma faixa de frequência de 0 a 90 Hz. Estes resultados foram obtidos no Centro de Tecnologia, CT-UNICAMP, e diferentemente dos ensaios realizados anteriormente, nos quais obtínhamos a curva de histerese, neste são obtidos a amplitude do deslocamento, X e o ângulo de defasagem entre a força e o deslocamento. Estes valores também estão mostrados nesta tabela, juntamente com os valores de rigidez e amortecimento.

Carga [N]	Largura [mm]			Contato Hertz [mm]		Schimidlin [mm]
	Extr. dir.	Centro	Extr. esq.	Comp. nip	Largura nip	
1000	3.0	3.8	3.0	1037	3.26	2.8
2000	4.0	4.0	4.0	1050	4.59	4.0
3000	4.7	4.0	4.7	1051	5.61	4.8
4000	5.0	4.2	5.0	1054	6.48	5.6
5000	6.5	4.5	6.0	1060	7.22	6.2

Tabela 2.2: Largura do contato em função da carga aplicada para o revestimento de 6 P&J.

Frequência [Hz]	$X \cdot 10^{-3}$ [mm]	γ [graus]	$k_r \cdot 10^7$ [N/m]	c_r [N.s/m]
0			3.08	
5	9.4	2.50	5.32	29500
10	9.4	1.85	5.32	8350
15	9.4	1.41	5.32	935
20	9.0	0.76	5.56	450
25	8.8	0.49	5.68	0
30	8.8	-0.29	5.68	0
40	8.8	-1.23	5.68	613
50	8.4	-2.0	5.95	2200
60	8.0	-3.04	6.25	6120
70	8.4	-4.21	5.95	8130
80	8.0	-5.19	6.25	9600
90	8.2	-6.31	6.10	10800

Tabela 2.3: Propriedades do revestimento de 6 P&J em função da frequência.

Os valores de rigidez estática e coeficiente de amortecimento histerético, ($h_r = 2.45 \cdot 10^5 \text{ N/m}$), foram obtidos para o ensaio estático, enquanto os outros valores foram obtidos considerando-se uma força de compressão inicial de 500 N e uma força dinâmica de $\pm 250 \text{ N}$. Estes valores foram obtidos através de leitura direta no visor do analisador e realizados uma única vez. Portanto devem ser entendidos apenas como valores aproximados.

Para verificarmos a variação da força normal na região de contato foi realizado um ensaio dinâmico, com uma força de compressão inicial de 2000 N, em cada mancal. Estes ensaios foram repetidos para a rotação do cilindro motor variando de 200 a 1200 rpm, para verificarmos qual a influência da rotação na variação da força de contato.

A figura 2.11, mostra a força obtida para o ensaio realizado a 600 rpm, para o revestimento de 32 P&J, onde o canal A é o sinal da célula de carga à direita, figura 2.8, e o canal B, da célula de carga à esquerda. As amplitudes estão dadas em Volts, no entanto, em função da calibração da célula de carga temos que 2000 N corresponde a 0.77 Volts, para a escala utilizada.

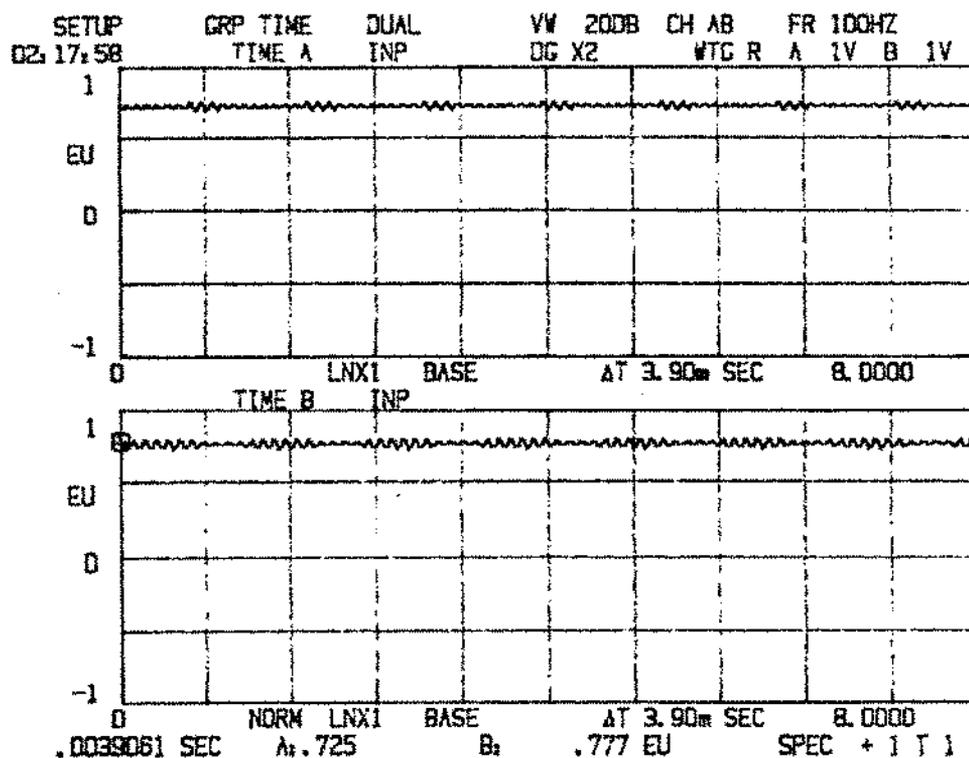


Figura 2.11: Variação da força de contato a 600 rpm.

Devido à dificuldade de visualização da variação da força na figura anterior, é mostrado na figura 2.12, o sinal AC desta força, na qual podemos observar uma modulação da força, com uma amplitude máxima de 130 N, o que representa no gráfico uma variação de 0.05 Volts. Na parte inferior desta figura mostra-se o espectro deste sinal, onde se podem ver as frequências de 9.1 Hz, 10.0 Hz e suas harmônicas. A amplitude em 10 Hz refere-se à frequência de rotação do cilindro motor enquanto 9.06 é a frequência média dos dois cilindros.

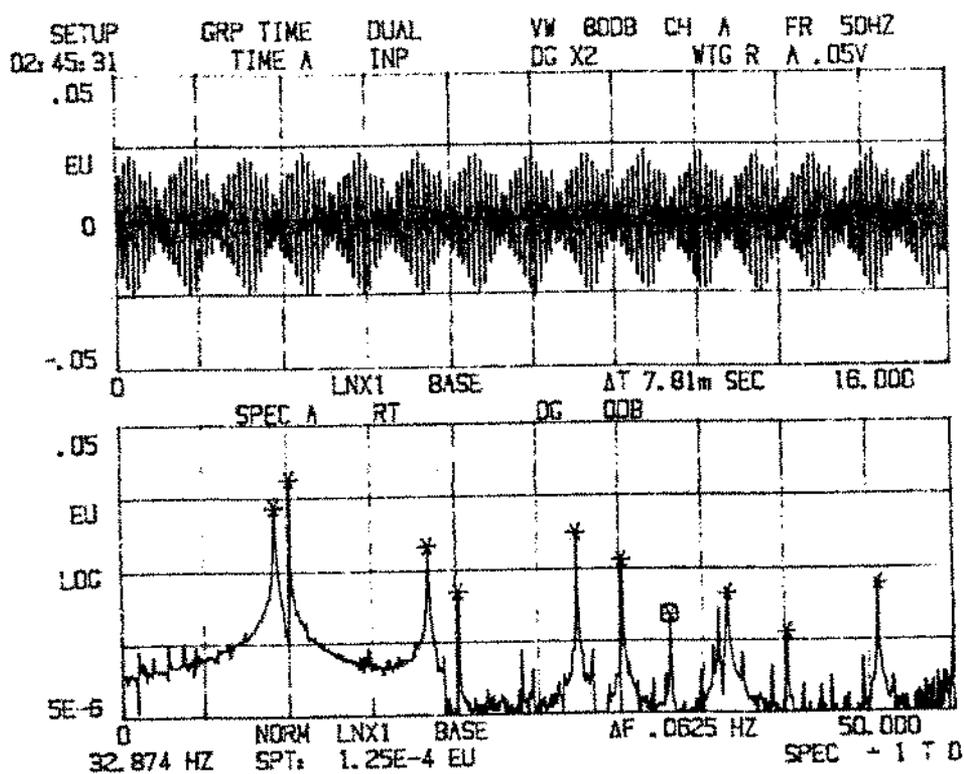


Figura 2.12: Sinal AC da força de contato a 600 rpm.

Capítulo 3

MODELAGEM DA ESTRUTURA DA PRENSA

3.1 Cálculo das matrizes de massa e rigidez para um elemento de cilindro

Como se pode verificar pela figura 1.2 (que é o caso geralmente encontrado), a estrutura da seção de prensas é composta de 3 ou 4 nips. A primeira e segunda prensa são formadas por 3 cilindros que são pressionados por um sistema hidráulico nos mancais do cilindro inferior. O cilindro intermediário (rolo de sucção) é fixo e o cilindro superior (rolo de granito) exerce pressão no rolo de sucção através de seu peso próprio. Nos mancais do cilindro superior existe um sistema de amortecimento para evitar grandes oscilações devido ao fato deste cilindro ser livre na direção vertical.

Para determinar as equações do movimento deste sistema, o cilindro será modelado através de elementos finitos de viga com massa e rigidez distribuídos e incluindo o efeito da inércia de rotação, a deformação de cisalhamento e o efeito giroscópico.

O sistema de coordenadas do elemento é mostrado na figura 3.1 e a formulação é apresentada para o sistema de referência fixo.

O elemento, inicialmente indeformado, é modelado com 8 (oito) graus de liberdade, $(u_1^e, u_2^e, \dots, u_8^e)$: duas translações e duas rotações em cada nó do elemento. A seção transversal do elemento é circular e os diâmetros interno e externo são constantes para cada

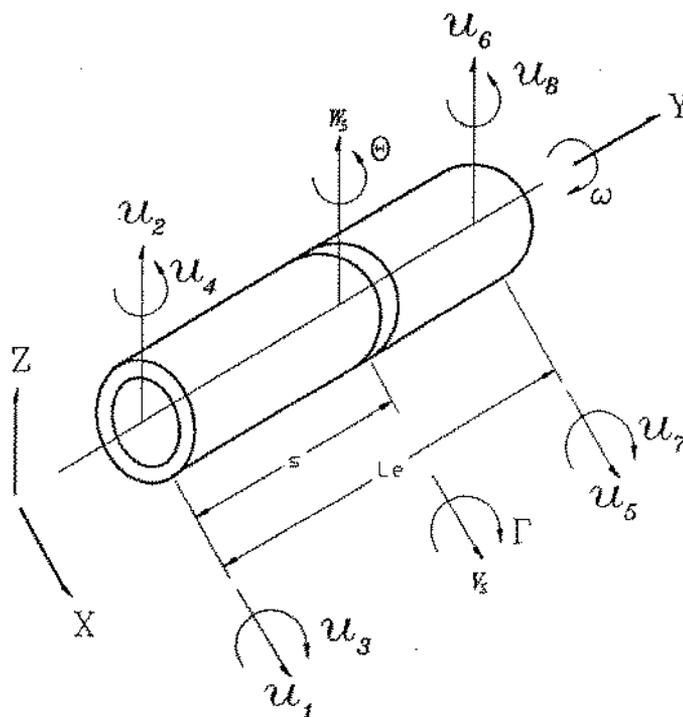


Figura 3.1: Sistema de coordenadas do elemento cilíndro.

elemento.

A seção transversal, localizada a uma distância s da extremidade, em seu estado deformado é definida pelas translações $V_s(s, t)$ e $W_s(s, t)$ nas direções dos eixos x e z respectivamente e rotações $\Gamma(s, t)$ e $\Theta(s, t)$ em torno do eixo x e z respectivamente, as quais são relacionadas com as translações pelas seguintes equações:

$$\Gamma = -\frac{\partial W_s}{\partial s} \quad (3.1)$$

$$\Theta = \frac{\partial V_s}{\partial s} \quad (3.2)$$

O deslocamento de uma seção transversal, localizada a uma distância s , é dado por:

$$\begin{Bmatrix} V_s(s,t) \\ W_s(s,t) \\ \Gamma(s,t) \\ \Theta(s,t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \psi_1 & 0 & 0 & \psi_2 & \psi_3 & 0 & 0 & \psi_4 \\ 0 & \psi_1 & -\psi_2 & 0 & 0 & \psi_3 & -\psi_4 & 0 \\ 0 & -\phi_1 & \phi_2 & 0 & 0 & -\phi_3 & \phi_4 & 0 \\ \phi_1 & 0 & 0 & \phi_2 & \phi_3 & 0 & 0 & -\phi_4 \end{bmatrix} \{ u^e(t) \} \quad (3.3)$$

$$\begin{Bmatrix} V(s,t) \\ W(s,t) \\ \Gamma(s,t) \\ \Theta(s,t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Psi(s) \\ \Phi(s) \end{bmatrix} \{ u^e(t) \} \quad (3.4)$$

sendo

$$[\Psi(s)] = \begin{bmatrix} \psi_1 & 0 & 0 & \psi_2 & \psi_3 & 0 & 0 & \psi_4 \\ 0 & \psi_1 & -\psi_2 & 0 & 0 & \psi_3 & -\psi_4 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

$$[\Phi(s)] = \begin{bmatrix} 0 & -\phi_1 & \phi_2 & 0 & 0 & -\phi_3 & \phi_4 & 0 \\ \phi_1 & 0 & 0 & \phi_2 & \phi_3 & 0 & 0 & -\phi_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_\Gamma(s) \\ \Phi_\Theta(s) \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

e

$$\psi_i(s) = \frac{1}{(1 + \Phi_c)} (\alpha_i(s) + \Phi_c \beta_i(s)) \quad i = 1, \dots, 4 \quad (3.7)$$

sendo que as funções de forma ψ_i , representam o modo do deslocamento estático associado a um deslocamento unitário em uma coordenada da extremidade, com todas as outras coordenadas iguais a zero. As funções $\alpha_i(s)$ são associadas à deformação de flexão do elemento e as funções $\beta_i(s)$ são devidas ao efeito cortante, sendo dadas por Nelson [29] como:

$$\alpha(s) = \begin{bmatrix} 1 - 3\xi^2 + 2\xi^3 \\ L_c(\xi - 2\xi^2 + \xi^3) \\ 3\xi^2 - 2\xi^3 \\ L_c(-\xi^2 + \xi^3) \end{bmatrix}; \quad \beta(s) = \begin{bmatrix} 1 - \xi \\ \frac{L_c}{2}(\xi - \xi^2) \\ \xi \\ \frac{L_c}{2}(-\xi + \xi^2) \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

onde $\xi = s/L_e$ e

$$\phi_i(s) = \frac{1}{1 + \Phi_c} (\gamma_i(s) + \Phi_c \delta_i), \quad i = 1, \dots, 4 \quad (3.9)$$

sendo que as funções de forma $\phi_i(s)$, representam a forma da rotação estática associada com um deslocamento unitário em uma coordenada da extremidade, com todas as outras coordenadas iguais a zero. As funções $\gamma_i(s)$ são associadas à flexão do elemento e as funções $\delta_i(s)$ são devidas ao efeito cortante e são dadas por:

$$\gamma(s) = \begin{bmatrix} \frac{1}{L_e}(-6\xi + 6\xi^2) \\ 1 - 4\xi + 3\xi^2 \\ \frac{1}{L_e}(6\xi - 6\xi^2) \\ -2\xi + 3\xi^2 \end{bmatrix}; \quad \delta(s) = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 - \xi \\ 0 \\ \xi \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

O fator de forma Φ_c representa o efeito do cisalhamento transversal e é dado por Przemieniecki [30] como:

$$\Phi_c = \frac{12EI}{kAGL_e^2} \quad (3.11)$$

onde EI é a rigidez a flexão, A é a área da seção transversal, G o módulo de cisalhamento, L_e o comprimento do elemento e k um fator que depende da forma da seção transversal.

A energia cinética do elemento consiste da energia de translação e rotação e é expressa pela equação,

$$dT^c = \frac{1}{2}\rho A \{\dot{u}^e\}^T [\Psi]^T [\Psi] \{\dot{u}^e\} ds + \frac{1}{2}I_d \{\dot{u}^e\}^T [\Phi]^T [\Phi] \{\dot{u}^e\} ds + \frac{1}{2}\omega^2 I_p ds - \omega I_p \{\dot{u}^e\}^T [\Phi_\Theta]^T [\Phi_\Gamma] \{u^e\} ds \quad (3.12)$$

onde ρ é a massa específica, I_d e I_p são momentos de inércia diametral e polar de massa do elemento por unidade de comprimento.

A energia cinética total do elemento é obtida integrando-se a equação 3.12 sobre o seu comprimento,

$$T^e = \frac{1}{2}\{\dot{u}^e\}^T(M_T^e + M_R^e)\{\dot{u}^e\} + \frac{1}{2}I_p\omega^2 + \omega\{\dot{u}^e\}^T[N^e]\{u^e\} \quad (3.13)$$

onde

$$[M_T^e] = \int_0^{L_e} \rho A [\Psi]^T [\Psi] ds$$

$$[M_R^e] = \int_0^{L_e} I_d [\Phi]^T [\Phi] ds \quad (3.14)$$

$$[N^e] = \int_0^{L_e} I_p [\Phi_\Theta]^T [\Phi_\Gamma] ds$$

A energia potencial do elemento consiste da flexão elástica do elemento e da energia de cisalhamento e é expressa por :

$$dV^e = \frac{1}{2}EI\{u^e\}^T \left[\frac{d^2\Psi}{ds^2} \right]^2 \{u^e\} ds + \frac{1}{2}kAG\{u^e\}^T \left[\frac{d\Psi}{ds} \right]^2 \{u^e\} ds \quad (3.15)$$

A energia potencial total do elemento é obtida integrando-se a equação 3.15 sobre o seu comprimento,

$$V^e = \frac{1}{2}\{u^e\}^T (K_A^e + K_B^e) \{u^e\} \quad (3.16)$$

onde

$$[K_A^e] = \int_0^{L_e} EI \left[\frac{d^2\Psi}{ds^2} \right]^2 ds$$

$$[K_B^e] = \int_0^{L_e} kAG \left[\frac{d\Psi}{ds} \right]^2 ds$$

As equações do movimento para o elemento são determinadas aplicando a equação de Lagrange

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{u}^e} \right) - \frac{\partial T}{\partial u^e} + \frac{\partial V}{\partial u^e} = \{F^e\} \quad (3.17)$$

A equação do movimento para o elemento, em notação matricial, será portanto,

$$([M_T^e] + [M_R^e])\{\ddot{u}^e\} - \omega [G^e]\{\dot{u}^e\} + [K^e]\{u^e\} = \{F^e\} \quad (3.18)$$

com

$$[G^e] = ([N^e] - [N^e]^T) \quad (3.19)$$

$$[K^e] = ([K_A^e] + [K_B^e]^T) \quad (3.20)$$

sendo $[M_T^e]$ e $[M_R^e]$ as matrizes de massa de translação e rotação respectivamente, $[G^e]$ a matriz giroscópica, $[K^e]$ a matriz de rigidez, $\{u^e\}$ o vetor de deslocamento e $\{F^e\}$ o vetor força generalizado que inclui o efeito da massa desbalanceada, a força causada pelas corrugações e outras forças externas que atuam no elemento e será determinado em detalhes em uma seção posterior.

As matrizes da equação 3.18, dadas na referência [29], são simétricas, com exceção da matriz giroscópica $[G^e]$, que é anti-simétrica e são da forma,

$$[M_T^e] = [M_T^e]_0 + \Phi_c [M_T^e]_1 + \Phi_c^2 [M_T^e]_2$$

$$[M_R^e] = [M_R^e]_0 + \Phi_c [M_R^e]_1 + \Phi_c^2 [M_R^e]_2 \quad (3.21)$$

$$[K^e] = [K^e]_0 + \Phi_c [K^e]_1$$

$$[G^e] = [G^e]_0 + \Phi_c [G^e]_1 + \Phi_c^2 [G^e]_2$$

3.2 Cálculo das matrizes de rigidez e amortecimento dos mancais e do revestimento

A figura 3.2 mostra esquematicamente a estrutura da 3ª prensa. Os mancais são representados por elementos discretos com rigidez linear e amortecimento viscoso e o contato entre os cilindros será representado por elementos de mola e amortecedor.

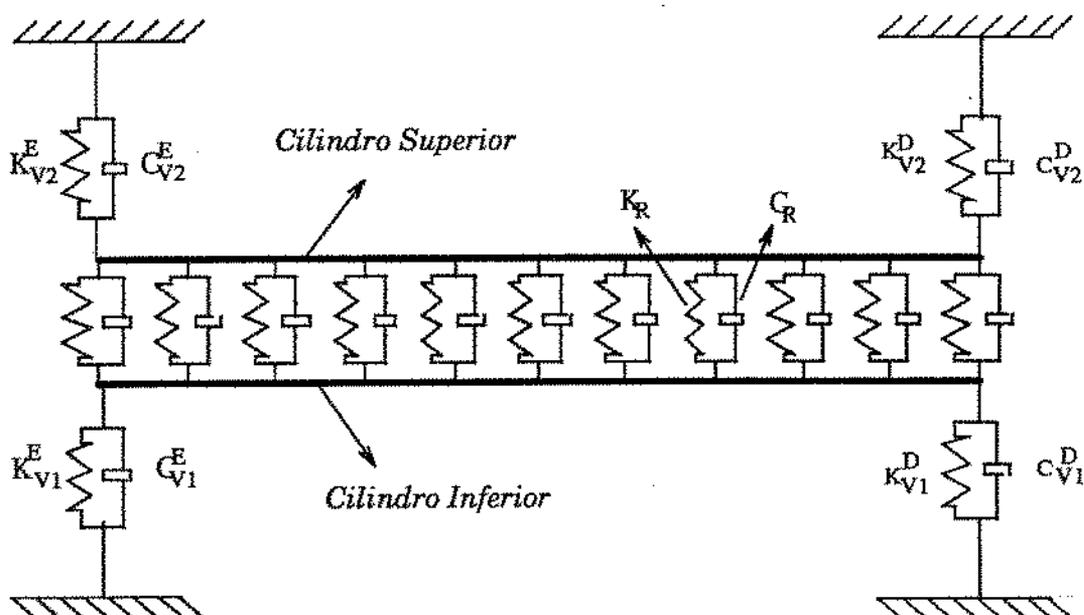


Figura 3.2: Desenho esquemático da 3ª prensa

Na figura acima k_r e c_r representam a rigidez e o amortecimento do contato entre os cilindros, K_V e C_V a rigidez e o amortecimento dos suportes da estrutura na direção vertical, K_H e C_H (omitidos na figura), representam a rigidez e o amortecimento dos suportes da estrutura na direção horizontal, os índices 1 e 2 representam os cilindros inferior e superior respectivamente e os índices E e D representam o lado esquerdo e o direito respectivamente.

Para determinarmos as matrizes de massa, rigidez e amortecimento no sistema global, devemos somar a energia potencial e dissipativa dos suportes da estrutura e do revestimento às equações de energia de todos os elementos de cilindro.

A Energia Cinética Total da estrutura será devida somente aos elementos de cilindro e será dada por :

$$T = \sum_{i=1}^{N_e} T_i^e \quad (3.22)$$

onde N_e é o número de elementos de cilindro.

A rigidez e amortecimento representando o contato entre os cilindros atuam no plano normal ao contato, enquanto a rigidez e amortecimento dos suportes da estrutura atuam no plano vertical e horizontal do sistema de coordenadas global. Portanto a Energia Potencial Total da estrutura é devida aos elementos de cilindros, calculada anteriormente, à rigidez representando o revestimento no contato e aos suportes da estrutura.

$$V = \sum_{i=1}^{N_e} V_i^e + \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{N_R} K_{R_k} (u_k)^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 \left[K_{V_j}^E (u_j^{VE})^2 + K_{V_j}^D (u_j^{VD})^2 + K_{H_j}^E (u_j^{HE})^2 + K_{H_j}^D (u_j^{HD})^2 \right] \quad (3.23)$$

onde N_R é o número de elementos discretos representando o revestimento do cilindro no contato, u_k é o deslocamento relativo dos nós entre os cilindros inferior e superior e u_j é o deslocamento relativo do cilindro em relação ao suporte.

Para calcularmos a Energia Dissipativa Total da estrutura, será considerada apenas a perda de energia nos mancais e no revestimento,

$$D = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^{N_R} C_{R_k} (\dot{u}_k)^2 + \frac{1}{2} \sum_{j=1}^2 \left[C_{V_j}^E (\dot{u}_j^{VE})^2 + C_{V_j}^D (\dot{u}_j^{VD})^2 + C_{H_j}^E (\dot{u}_j^{HE})^2 + C_{H_j}^D (\dot{u}_j^{HD})^2 \right] \quad (3.24)$$

Usando a mesma metodologia que a seção anterior, chegamos à equação final que descreve a estrutura das prensas, em sua forma matricial, como

$$[M_T]\{\ddot{u}\} + ([C_T] - \omega[G_T])\{\dot{u}\} + [K_T]\{u\} = \{F\} \quad (3.25)$$

3.3 Forças Atuantes no elemento

As forças que atuam no elemento são causadas principalmente pelo desbalanceamento, pelas corrugações dos cilindros e do feltro e pela pressão inicial aplicada nos mancais.

Devido ao fato dos cilindros geralmente serem feitos com curvatura, conforme citado anteriormente, variando-se a pressão inicial aplicada, deve-se também variar a curvatura do cilindro e portanto alterar as matrizes de massa e rigidez do elemento. Considerou-se neste trabalho que o diâmetro do elemento permanece constante e a carga inicial a ser aplicada, será distribuída na superfície interna do cilindro por todo o seu comprimento, de uma maneira que garanta que o deslocamento estático da estrutura seja de tal forma que todos os deslocamentos relativos dos nós que contém elementos de mola e amortecedor representando o contato sejam iguais. Este tipo de aplicação de carga inicial que substitui a curvatura dos cilindros foi citada anteriormente, bem como sua principal vantagem.

Para uma seção transversal com excentricidade de massa $p(s)$ e $q(s)$, a força devida ao desbalanceamento, segundo a aproximação de Archer [31] é:

$$\{F_D^e\} = \int_0^{L_e} \rho A \omega^2 [\Psi]^T \left(\begin{Bmatrix} p(s) \\ q(s) \end{Bmatrix} \cos \omega t + \begin{Bmatrix} -q(s) \\ p(s) \end{Bmatrix} \sin \omega t \right) ds \quad (3.26)$$

$$\{F_D^e\} = \rho A \omega^2 (\{F_c^e\} \cos \omega t + \{F_s^e\} \sin \omega t) \quad (3.27)$$

Para o caso de massa desbalanceada distribuída linearmente sobre o elemento, a excentricidade pode ser representada pela relação,

$$p(s) = p_l(1 - \xi) + p_r \xi \quad (3.28)$$

$$q(s) = q_l(1 - \xi) + q_r \xi \quad (3.29)$$

e os vetores F_c^e e F_s^e são,

$$\{F_c^e\} = \{F_c^e\}_0 + \Phi_c \{F_c^e\}_1 \quad (3.30)$$

$$\{F_s^c\} = \{F_s^c\}_0 + \Phi_c \{F_s^c\}_1 \quad (3.31)$$

onde,

$$\{F_c^c\}_0 = \begin{Bmatrix} \frac{7}{20}p_l L_e + \frac{3}{20}p_r L_e \\ \frac{7}{20}q_l L_e + \frac{3}{20}q_r L_e \\ -\frac{1}{20}q_l L_e^2 - \frac{1}{30}q_r L_e^2 \\ \frac{1}{20}p_l L_e^2 + \frac{1}{30}p_r L_e^2 \\ \frac{3}{20}p_l L_e + \frac{7}{20}p_r L_e \\ \frac{3}{20}q_l L_e + \frac{7}{20}q_r L_e \\ \frac{1}{30}q_l L_e^2 + \frac{1}{20}q_r L_e^2 \\ -\frac{1}{30}p_l L_e^2 - \frac{1}{20}p_r L_e^2 \end{Bmatrix}; \quad \{F_c^c\}_1 = \begin{Bmatrix} \frac{1}{3}p_l L_e + \frac{1}{6}p_r L_e \\ \frac{1}{3}q_l L_e + \frac{1}{6}q_r L_e \\ \frac{1}{24}q_l L_e^2 - \frac{1}{24}q_r L_e^2 \\ -\frac{1}{24}p_l L_e^2 + \frac{1}{24}p_r L_e^2 \\ \frac{1}{6}p_l L_e + \frac{1}{3}p_r L_e \\ \frac{1}{6}q_l L_e + \frac{1}{3}q_r L_e \\ -\frac{1}{24}q_l L_e^2 + \frac{1}{24}q_r L_e^2 \\ \frac{1}{24}p_l L_e^2 - \frac{1}{24}p_r L_e^2 \end{Bmatrix} \quad (3.32)$$

$$\{F_s^e\}_0 = \begin{Bmatrix} -\frac{7}{20}q_l L_e - \frac{3}{20}q_r L_e \\ \frac{7}{20}p_l L_e + \frac{3}{20}p_r L_e \\ -\frac{1}{20}p_l L_e^2 - \frac{1}{30}p_r L_e^2 \\ -\frac{1}{20}q_l L_e^2 - \frac{1}{30}q_r L_e^2 \\ -\frac{3}{20}q_l L_e - \frac{7}{20}q_r L_e \\ \frac{3}{20}p_l L_e + \frac{7}{20}p_r L_e \\ \frac{1}{30}p_l L_e^2 + \frac{1}{20}p_r L_e^2 \\ \frac{1}{30}q_l L_e^2 + \frac{1}{20}q_r L_e^2 \end{Bmatrix}; \{F_s^e\}_1 = \begin{Bmatrix} \frac{1}{3}q_l L_e + \frac{1}{6}q_r L_e \\ \frac{1}{3}p_l L_e + \frac{1}{6}p_r L_e \\ \frac{1}{24}p_l L_e^2 - \frac{1}{24}p_r L_e^2 \\ \frac{1}{24}q_l L_e^2 - \frac{1}{24}q_r L_e^2 \\ -\frac{1}{6}q_l L_e + \frac{1}{3}q_r L_e \\ \frac{1}{6}p_l L_e + \frac{1}{3}p_r L_e \\ -\frac{1}{24}p_l L_e^2 + \frac{1}{24}p_r L_e^2 \\ -\frac{1}{24}q_l L_e^2 + \frac{1}{24}q_r L_e^2 \end{Bmatrix} \quad (3.33)$$

e (p_l, q_l) e (p_r, q_r) representam a excentricidade nos lados esquerdo e direito do elemento respectivamente.

As corrugações do cilindro atuam circunferencialmente, conforme a figura 2.5 e a força vertical atuante nos nós é dada por:

$$F_{cr}(t)^i = k_r^i A_1^i e^{-B_1^i t} \sin(\omega_{cr}^i t) \quad (3.34)$$

onde as constantes A_1 , B_1 , k_r e ω_{cr} foram definidas anteriormente e o índice i é o nó onde atua a corrugação.

O vetor força $\{F\}$ da equação 3.25 será portanto a somatória das forças devidas ao desbalanceamento (F_D), às forças surgidas no contato dos cilindros, à força de compressão inicial (F_0 , a qual atua apenas na direção vertical e portanto nos graus de liberdade (GL) u_1 e u_5 de cada elemento) e às forças devidas às corrugações (F_{cr} , que atua na direção vertical, GL u_1 e u_5 e M_x nos GL u_4 e u_8 de cada elemento).

3.4 Solução da Equação do Movimento

A solução da equação do movimento foi dividida basicamente em 3 etapas:

- a. Solução da equação de equilíbrio estático;
- b. Cálculo dos autovalores e autovetores do sistema;
- c. Integração numérica da equação do movimento.

3.4.1 Solução da Equação de Equilíbrio Estático

Em todos os exemplos analisados, inicialmente é resolvido o problema estático para verificar se a compressão inicial é igual em todo o comprimento do cilindro e, garantir assim que a força de compressão adotada produza um nip com as características desejadas.

$$[K_T] \{u\} = \{F_0\} \quad (3.35)$$

Nesta etapa são analisados apenas os deslocamentos na direção normal dos nós que estão na região de contato.

3.4.2 Cálculo dos Autovalores e Autovetores

O cálculo dos autovalores e autovetores do sistema é importante nesta etapa do modelamento matemático para compararmos os resultados obtidos com o modelo adotado aos resultados medidos na fábrica e no modelo construído no laboratório.

Igualando o vetor força da equação 3.25 a zero, é possível converter a equação do movimento de um sistema, que é dada por uma equação diferencial linear de segunda ordem com n variáveis e coeficientes constantes, para uma equação diferencial de primeira ordem com $2n$ variáveis, Meirovitch [32]. Pré-multiplicando-se a equação 3.25 por $[K_T]^{-1}$, de ordem n e resolvendo-se para o vetor de ordem n , $\{u\}$, temos:

$$\{\dot{u}\} = -[K_T]^{-1}[M_T]\{\ddot{u}\} - [K_T]^{-1}([C_T] - \omega[G_T])\{\dot{u}\} \quad (3.36)$$

Adotando-se o vetor de estado

$$\{Z\} = \begin{Bmatrix} \{\dot{u}\} \\ \{u\} \end{Bmatrix} \quad (3.37)$$

com $2n$ variáveis e substituindo-se em 3.36 resulta,

$$\begin{Bmatrix} \{\dot{u}\} \\ \{u\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [0] & [I] \\ -[K_T]^{-1}[M_T] & -[K_T]^{-1}([C_T] - \omega[G_T]) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{u}\} \\ \{\dot{u}\} \end{Bmatrix} \quad (3.38)$$

ou

$$\{Z\} = [A]\{\dot{Z}\} \quad (3.39)$$

onde $[0]$ é a matriz nula, de ordem $n \times n$ e $[I]$ é a matriz identidade, de ordem $n \times n$. A solução para a equação 3.39 é dada por:

$$\{Z\} = [W]e^{\lambda t} \quad (3.40)$$

que substituindo na equação 3.39, encontra a forma padrão da equação para resolução do problema do autovalor

$$\left([A] - \frac{1}{\lambda}[I]\right)\{W\} = \{0\} \quad (3.41)$$

Uma forma alternativa de resolver a equação do movimento é pré-multiplicá-la por $[M_T]^{-1}$. Seguindo-se a mesma metodologia, chegamos a:

$$\left([A]^{-1} - \lambda[I]\right)\{W\} = \{0\} \quad (3.42)$$

que apresenta a mesma solução que a equação anterior.

O algoritmo utilizado para determinar os autovalores será o Método QR e os autovetores são determinados por uma iteração inversa, com a vantagem dos zeros criados pelo Método de Householder. O algoritmo QR e as transformações de similaridades utilizadas na matriz $[A]$, podem ser encontradas em Strang [33] e Martin et al [34].

3.4.3 Integração Numérica

Nos métodos de integração numérica passo a passo, a resposta é calculada para uma série de pequenos intervalos de tempo, Δt . A condição de equilíbrio é estabelecida no início e final de cada intervalo, sendo que a resposta completa é obtida usando a velocidade e o deslocamento determinados no final de um intervalo como condições iniciais para o próximo intervalo.

A operação básica, para a solução destas equações diferenciais simultâneas do movimento, é sua conversão para um sistema de equações algébricas simultâneas, que é acompanhada pela introdução de uma relação entre o deslocamento, velocidade e aceleração, a qual assume-se que é válida para um pequeno intervalo de tempo. Para sistema com muitos graus de liberdade é conveniente adotar a hipótese de variação linear da aceleração, Clough e Penzien [35], levando portanto, a velocidade a ter uma variação quadrática e o deslocamento a uma variação cúbica.

Neste trabalho será utilizado o Método de Integração de Newmark, o qual pode ser entendido como uma extensão do método de aceleração linear. Segundo Newmark [36], as seguintes hipóteses são usadas:

$$\dot{u}_{t+\Delta t} = \dot{u}_t + [(1 - \delta)\ddot{u}_t + \delta \ddot{u}_{t+\Delta t}] \Delta t \quad (3.43)$$

$$u_{t+\Delta t} = u_t + \dot{u}_t \Delta t + \left[\left(\frac{1}{2} - \alpha \right) \ddot{u}_t + \alpha \ddot{u}_{t+\Delta t} \right] \Delta t^2 \quad (3.44)$$

onde α e δ são parâmetros que podem ser determinados para obter precisão e estabilidade na integração. Quando $\delta = 1/2$ e $\alpha = 1/6$ o método reduz-se ao esquema da aceleração linear. Newmark propôs como estável incondicionalmente um método de aceleração média constante, onde $\delta = 1/2$ e $\alpha = 1/4$.

Para a solução das equações do movimento, deve ser considerado o tempo $t + \Delta t$.

$$[M_T]\{\ddot{u}_{t+\Delta t}\} + ([C_T] - \omega[G_T])\{\dot{u}_{t+\Delta t}\} + [K_T]\{u_{t+\Delta t}\} = \{F_{t+\Delta t}\} \quad (3.45)$$

Os vetores $\ddot{u}_{t+\Delta t}$ e $\dot{u}_{t+\Delta t}$ das equações 3.44 e 4.43 são colocados em função da incógnita $u_{t+\Delta t}$ e depois substituídos na equação do movimento. Com o valor do des-

locamento calculado no tempo $t + \Delta t$, volta-se as equações 3.43 e 3.44 e calcula-se as velocidades e acelerações para o tempo $t + \Delta t$. O algoritmo deste método é dado por Bathe e Wilson [37].

As propriedades modais da seção de prensas, calculadas de acordo com o modelo proposto da seção 3.2, serão apresentadas no capítulo 4 juntamente com os dados experimentais das fábricas e os dados do laboratório.

A resposta no domínio do tempo foi usada no programa APREMP para simular vários tipos de excitação e fazermos comparações com os valores obtidos do modelo construído no laboratório, alguns resultados serão apresentados no capítulo 5.

Capítulo 4

VALIDAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

4.1 Introdução

Inicialmente para comprovar o programa computacional e verificar se os cilindros da seção de prensas podem ser representados com elementos de viga, conforme a formulação do capítulo 3, foram realizados alguns testes envolvendo medidas experimentais em cilindros utilizados na seção de prensas de máquinas de papel e nos cilindros que foram utilizados para construir o modelo no laboratório. Para os dois casos foram analisados os cilindros com e sem revestimento. Posteriormente estes cilindros foram modelados no programa ANSYS e no programa APREMP.

Os testes realizados mostraram que a formulação dos cilindros através de elementos de viga, fornece bons resultados para as primeiras frequências naturais. A seguir são mostrados os resultados obtidos para o cilindro de metal usado na construção do modelo. O cilindro foi suspenso por molas de constantes iguais, conforme a figura 4.1 e foi modelado com 11 nós (10 elementos), sendo os discos intermediários substituídos por elementos de massa com inércia de rotação.

Valores dos parâmetros do cilindro.

diâmetro externo do cilindro : $d_e = 0.204$ m

diâmetro interno do cilindro : $d_i = 0.196$ m

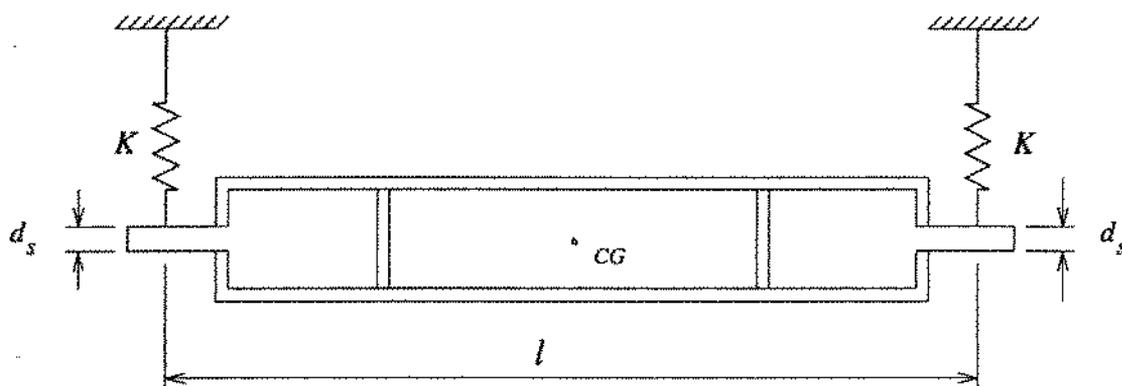


Figura 4.1: Desenho esquemático do ensaio realizado.

diâmetro do suporte dos mancais : $d_s = 0.040$ m

comprimento do cilindro : $l = 1.170$ m

constante de rigidez das molas : $K = 3200$ N/m

módulo de elasticidade do material do cilindro : $E = 190.10^9$ N/m²

densidade do material do cilindro : $\rho = 7750$ kg/m³

peso do cilindro : $P = 450$ N

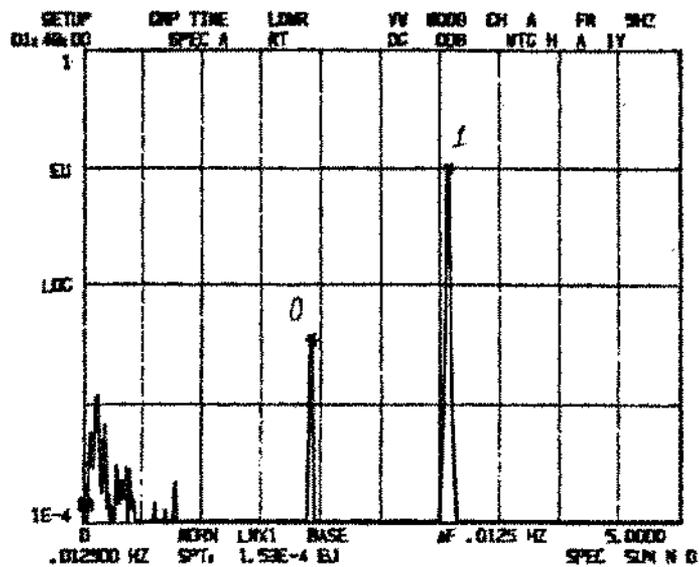
momento de inércia do cilindro : $I_{CG} = 5.36$ kg/m²

A figura 4.2 mostra o espectro deste ensaio obtido para baixa frequência. Estas frequências originárias da suspensão elástica que suporta o cilindro correspondem aos modos de vibrar de corpo rígido e são de 1.9 Hz e 3.2 Hz.

As medidas experimentais foram obtidas utilizando excitação impulsiva, através de um martelo instrumentado com um sensor de força. Foram realizadas várias medidas nas direções horizontal, vertical e axial mudando-se as posições tanto de excitação como a de obtenção da resposta. A figura 4.3 mostra o espectro deste ensaio para a excitação e a resposta medidas na direção vertical e na posição próxima ao centro do cilindro.

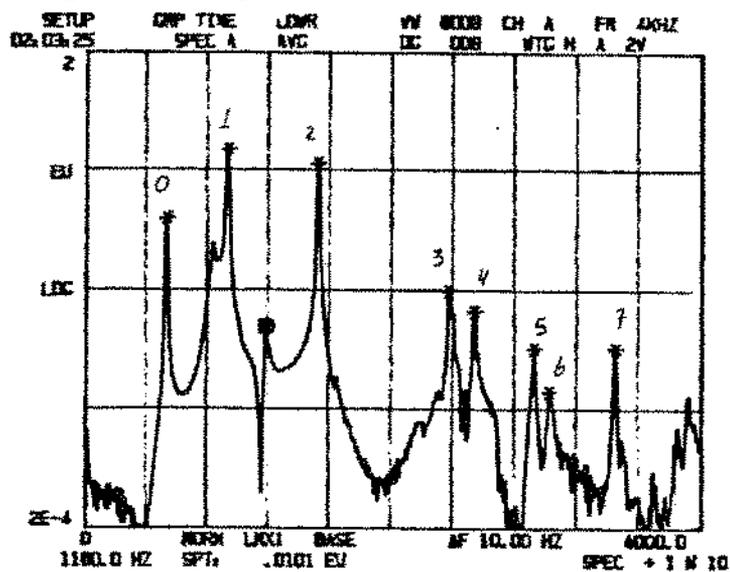
As frequências naturais obtidas com o programa ANSYS foram iguais às obtidas com o programa APREMP e estão mostradas nas figuras 4.4 a 4.10 juntamente com seus modos de vibrar.

A frequência de 695.51 Hz, figura 4.7, representa o modo de vibração na direção perpendicular ao plano de atuação das molas. Esta frequência pode também ser notada



MARK	LIST X	Y
0	1.9124	.00351
1	3.0625	.105

Figura 4.2: Frequências de corpo rígido do cilindro.



MARK	LIST X	Y
0	530.00	.0793
1	690.00	.305
2	1520.0	.238
3	2570.0	.0207
4	2540.0	.0141
5	2920.0	.00578
6	3020.0	.00304
7	3450.0	.00582

Figura 4.3: Função de resposta em frequência obtida experimentalmente.

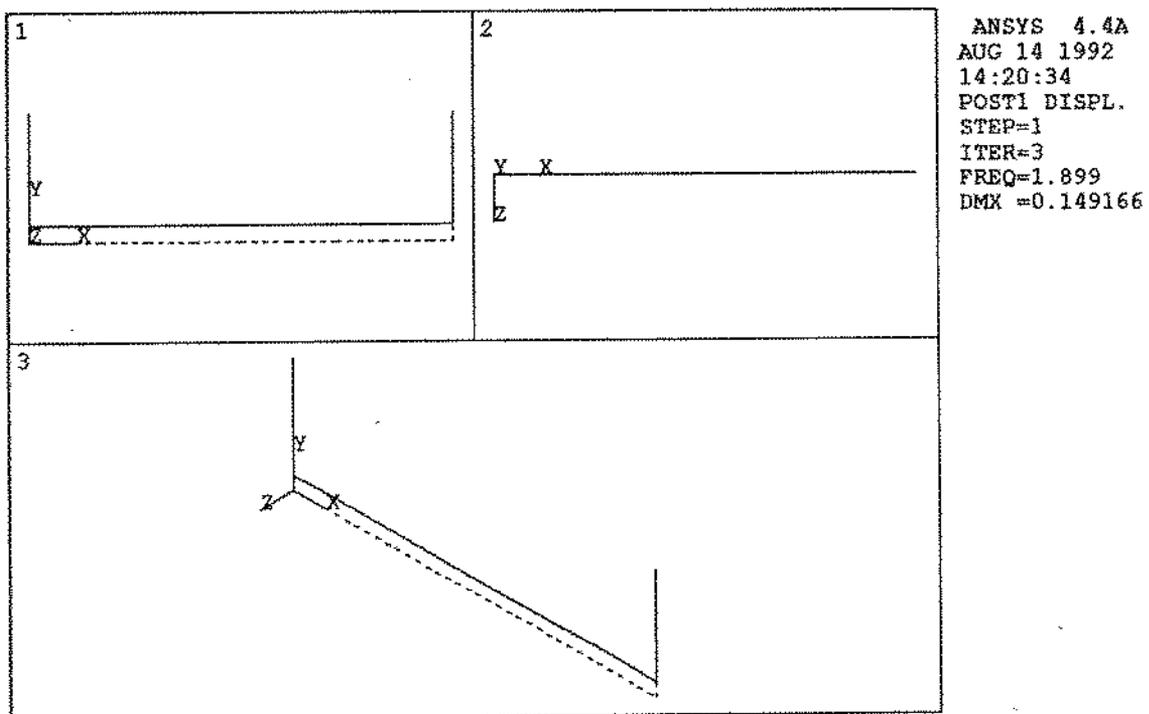


Figura 4.4: Frequência de corpo rígido (1.9 Hz).

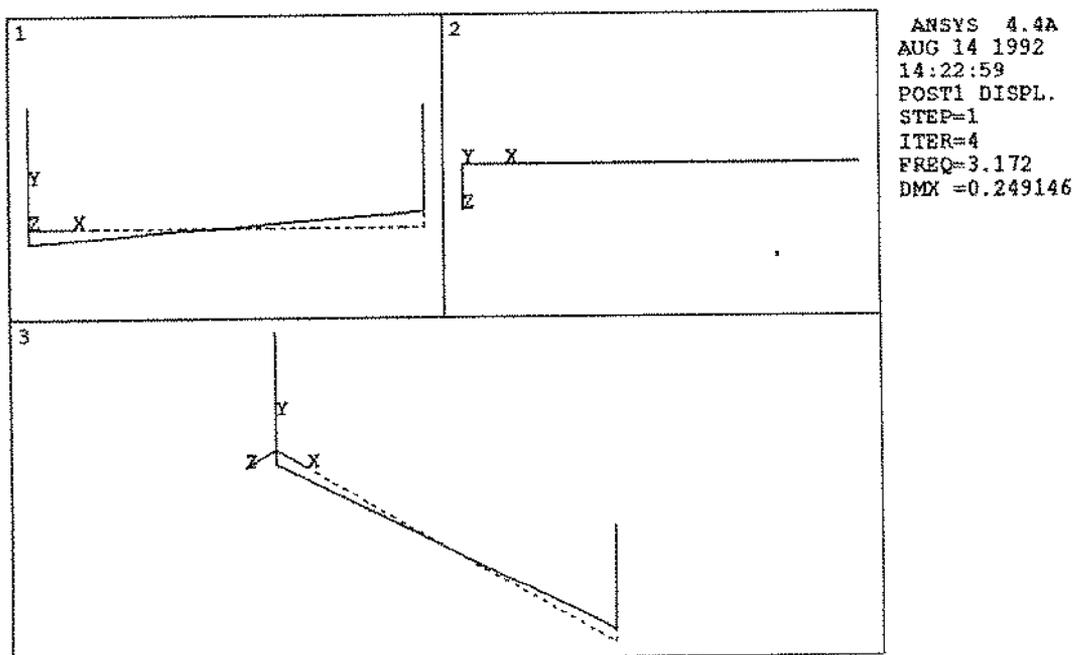


Figura 4.5: Frequência de corpo rígido (3.17 Hz).

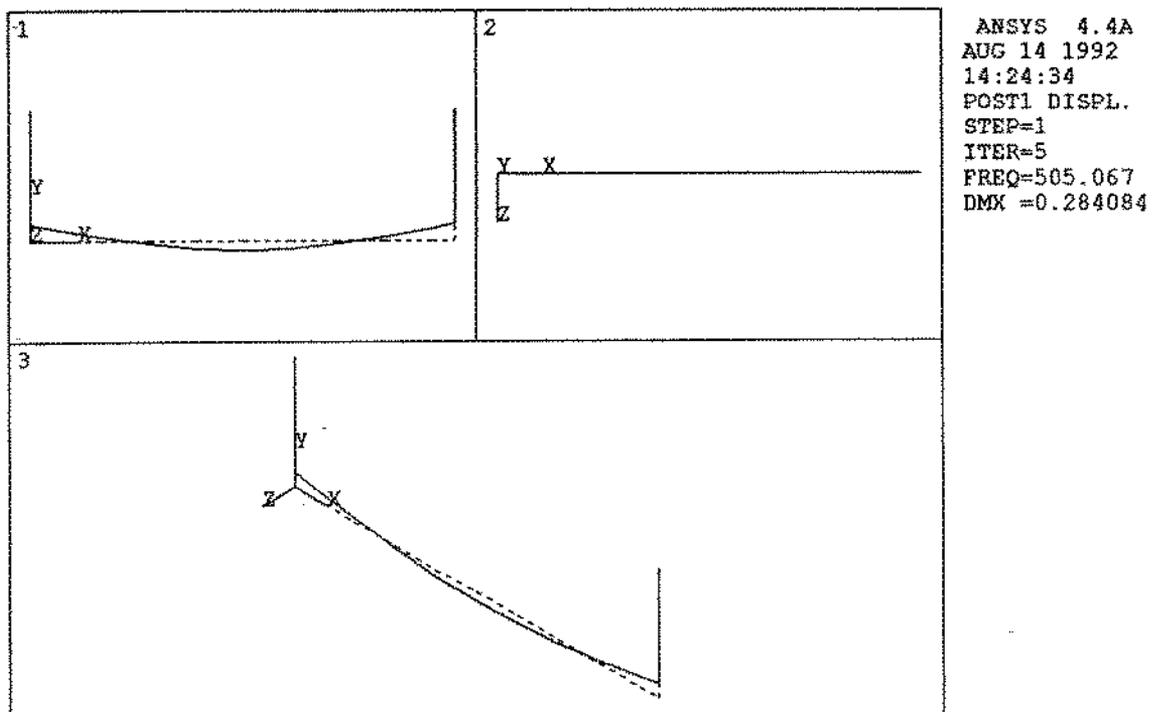


Figura 4.6: Freqüência natural do cilindro (505.07 Hz).

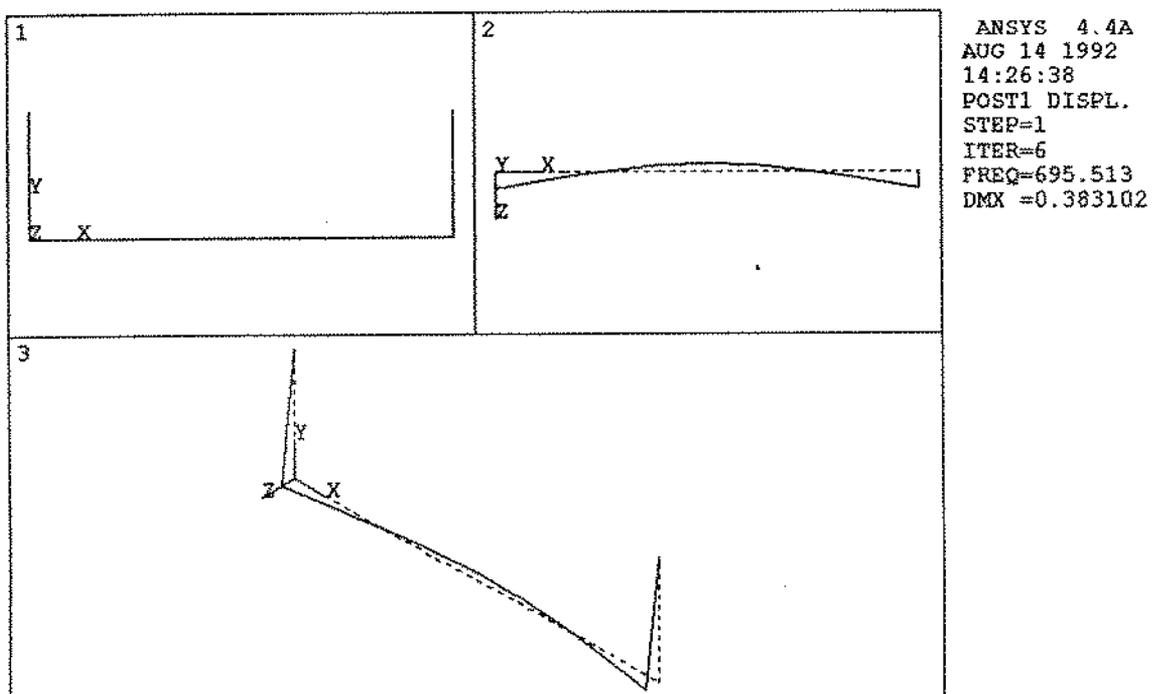


Figura 4.7: Freqüência natural do cilindro (695.51 Hz).

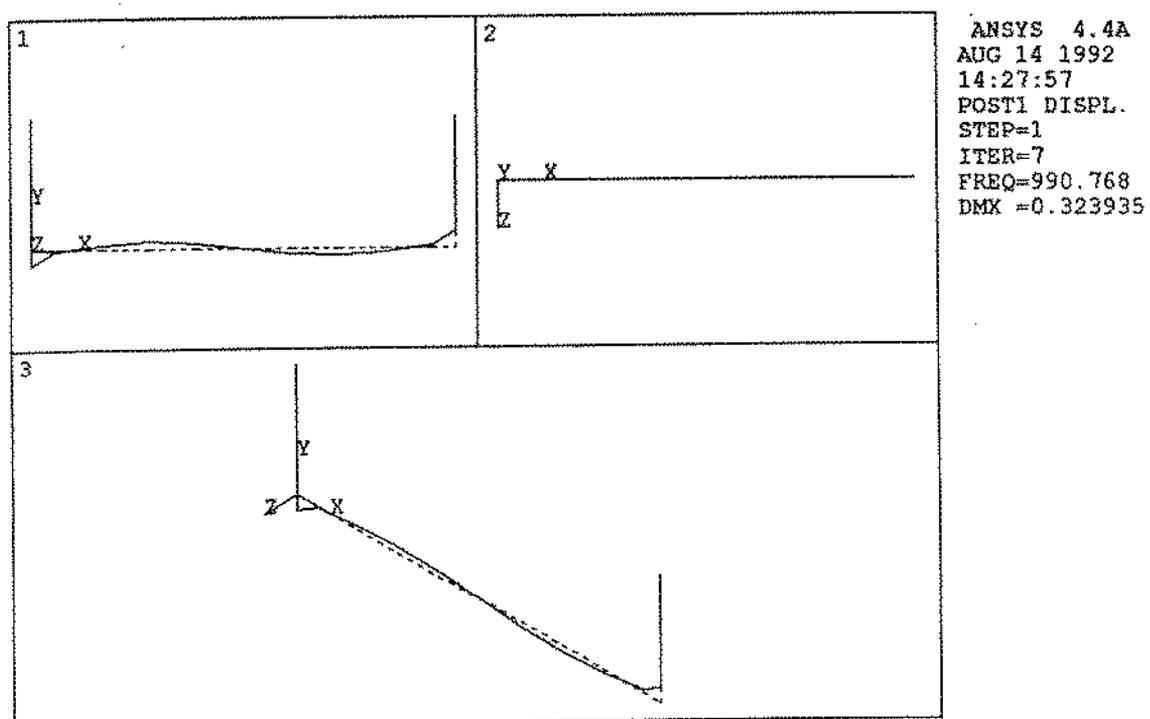


Figura 4.8: Frequência natural do cilindro (990.71 Hz).

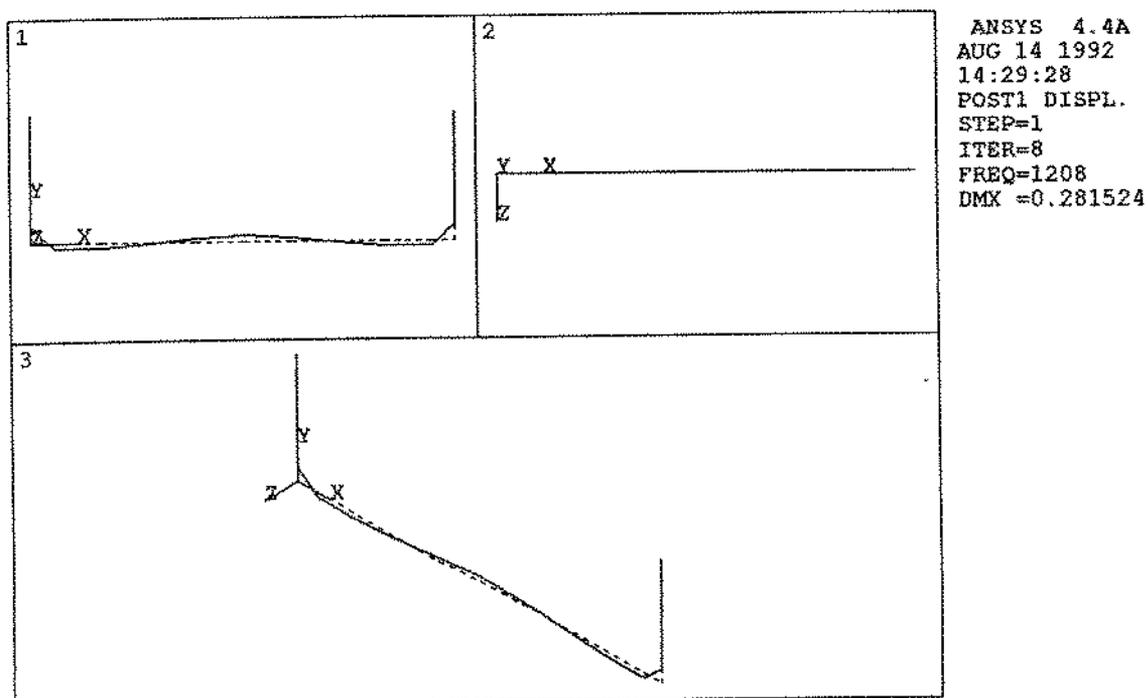


Figura 4.9: Frequência natural do cilindro (1208 Hz).

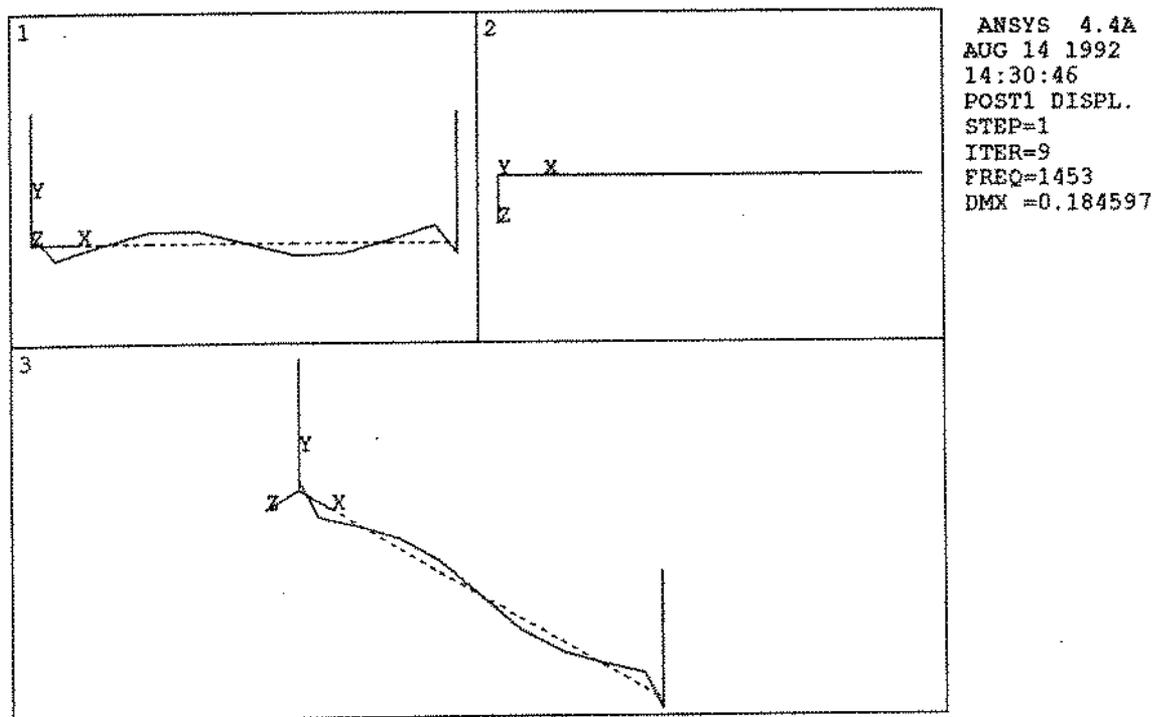


Figura 4.10: Frequência natural do cilindro (1453 Hz).

na figura 4.3, entre os pontos marcados 0 e 1 e foi melhor identificada quando a resposta e excitação foram medidas no plano horizontal. Seu valor é de 830 Hz e é a que apresentou maior diferença entre as obtidas experimentalmente e numericamente e isto se deve ao fato de que os cilindros utilizados para construção do modelo já existiam no laboratório e não foi possível identificar com precisão os discos internos ao cilindro, mostrados na figura 4.1, os quais influem na rigidez. Os valores determinados experimentalmente e através do programa computacional estão dados na tabela 4.1, juntamente com os erros obtidos.

	1a	2a	3a	4a	5a	6a	7a
$w_{calculada}$ [Hz]	1.90	3.17	505.07	695.51	990.77	1208	1453
$w_{experim.}$ [Hz]	1.91	3.06	530.0	830.0	930.0	1180.0	1520
erro [%]	0.5	3.6	4.7	16.2	6.5	2.4	4.4

Tabela 4.1: Erros obtidos entre os valores calculados e experimentais

4.2 Medidas Experimentais na Fábrica de Papel

Foram realizadas medidas experimentais nas fábricas de papel da Klabin - Paraná, Rípassa - Limeira - São Paulo e Champion Papel e Celulose Ltda - Mogi-Guaçu - SP. As medidas realizadas na Klabin foram feitas na máquina 6, construída pela Beloit Industrial Ltda. Estes resultados foram apresentados por Lopes Jr e Weber em 1991 [38]. As medidas realizadas na Champion Papel e Celulose foram feitas na máquina 6, também construída pela Beloit Industrial Ltda. Algumas destas medidas serão mostradas no capítulo 5.

As medidas realizadas na Rípassa foram feitas nas máquinas 1 e 2, construídas pela Voith S/A. Embora os construtores sejam diferentes, a seção de prensas destas máquinas é construída de uma maneira similar, ou seja, as dimensões dos cilindros, a maneira de aplicação da carga no nip, os suportes dos mancais, a parte estrutural e a velocidade de fabricação do papel são bastante parecidas em função do tipo e qualidade do papel requerido.

A seguir constam os resultados obtidos para a seção de prensas da máquina 2 da Rípassa, figura 4.11

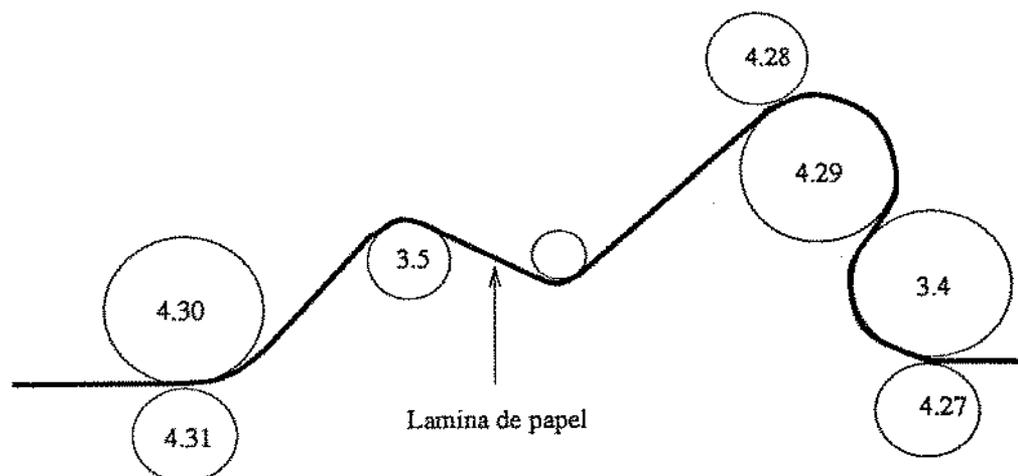


Figura 4.11: Desenho esquemático da seção de prensas da máquina 2.

Os números que identificam os cilindros foram mantidos iguais aos utilizados pela fábrica. A tabela 4.2 fornece as dimensões e as características dos cilindros e também as velocidades periféricas dos cilindros acionados. A função da diferença de velocidade periférica entre os cilindros é para que se garanta o esticamento na lâmina de papel. Nesta

	4.27	3.4	4.29	4.28	4.31	4.30	3.5
material	FoFo	bronze	RRST 37.3	FoFo	FoFo	RRST 37.3	bronze
d_e [mm]	620.0	1150.0	1175.0	620.0	620.0	1175.0	750.4
e_{camisa} [mm]	85.0	64.0	66.0	85.0	85.0	66.0	-
$e_{revest.}$ [mm]	13.1	17.8	20.9	17.7	14.45	10.1	-
revest.	Pol.	Feb.	Dyn.	Pol.	Pol.	Dyn.	-
dureza [P&J]	0-1	10 \pm 3	0-1	0-1	0-1	0-1	-
V_p [m/min]	974.3	974.1	974.1	976.3	994.9	996.0	-
peso [kgf]	17600	25000	22500	17600	17600	22500	8500
L [mm]	6950	7000	7150	6950	6950	7150	6950
$\rho \cdot 10^3$ [kg/m ³]	7.20	8.90	7.81	7.20	7.20	7.81	8.9
E [GPa]	100	105	207	100	100	207	105

Tabela 4.2: Dimensões e características da seção de prensas da máquina 2.

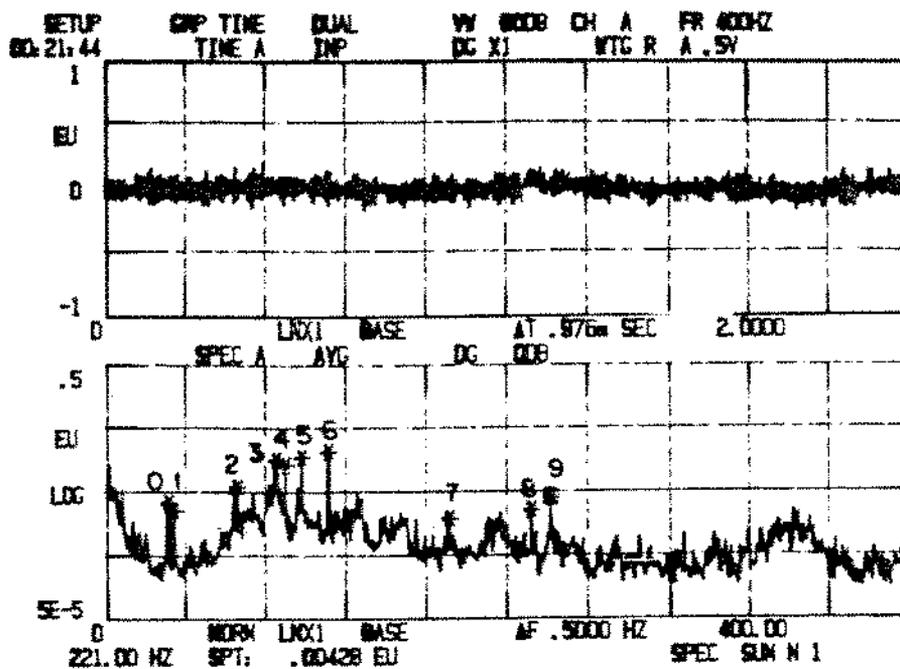
tabela as abreviaturas Pol., Feb. e Dyn. significam polyurethano, febopren e dynarock respectivamente.

As medidas foram realizadas nos mancais de todos os cilindros da seção de prensas, nas direções horizontal, vertical e axial. Estes resultados experimentais serão mostrados nas próximas seções, juntamente com os valores calculados teoricamente.

4.3 Medidas Experimentais na Prensa 4

As figuras 4.12 a 4.16 mostram algumas das medidas obtidas nos cilindros 4.30 e 4.31, os quais formam a 4ª prensa, para as condições de operação de acordo com os dados da tabela 4.2.

A parte superior da figura acima é a aceleração medida no domínio do tempo, TIME A e a parte inferior é o espectro deste sinal, SPEC A. O símbolo FR é a frequência máxima e para todos os gráficos mostrados aqui é de 400 Hz. Os pontos marcados nos gráficos são listados abaixo da figura, sendo X o valor da frequência, em Hz e Y a amplitude correspondente.



MARK	LIST X	Y
0	31.000	.00357
1	34.000	.00258
2	65.000	.00616
3	64.500	.0176
4	68.500	.0136
5	67.500	.0166
6	110.50	.0217
7	171.00	.00196
8	211.50	.00266
9	221.00	.00428

Figura 4.12: Medida na direção horizontal do cilindro 4.30.

Para avaliar as medidas experimentais e procurar identificar as frequências naturais do sistema, foram realizadas simulações nos programas ANSYS e APREMP. As figuras 4.17 a 4.22 mostram os resultados obtidos com o programa ANSYS. Estes resultados foram iguais aos obtidos com o programa APREMP, pois os dois programas utilizam o mesmo

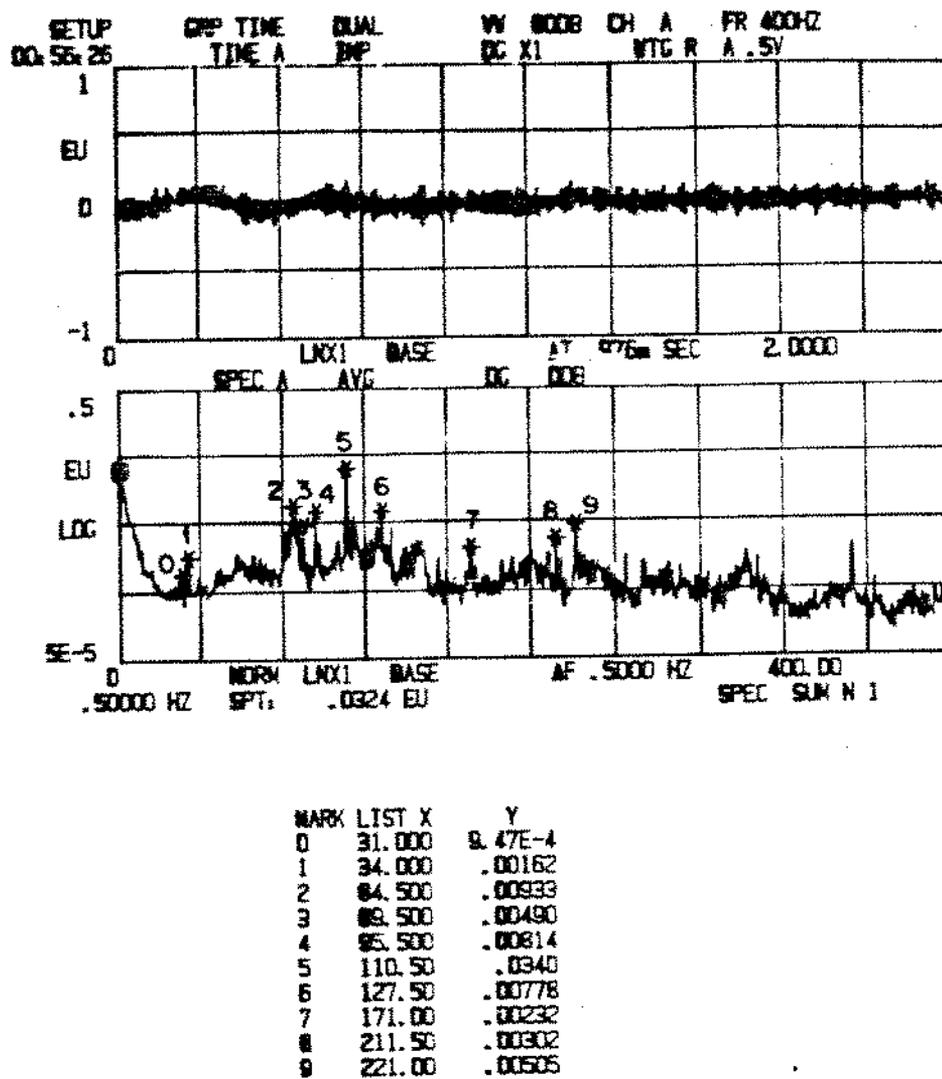
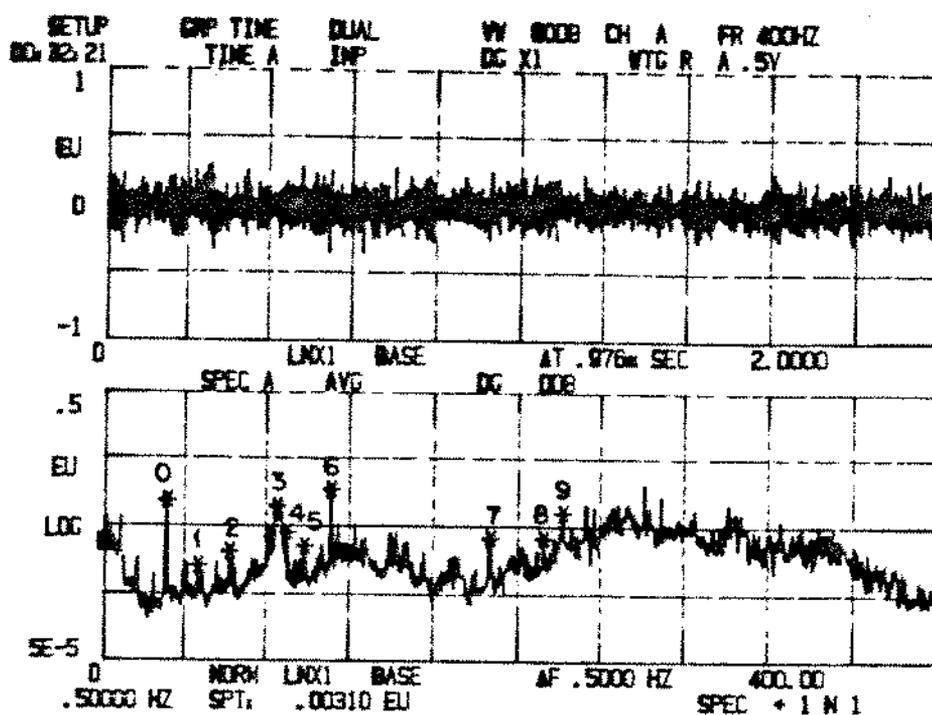


Figura 4.13: Medida na direção axial do cilindro 4.30.

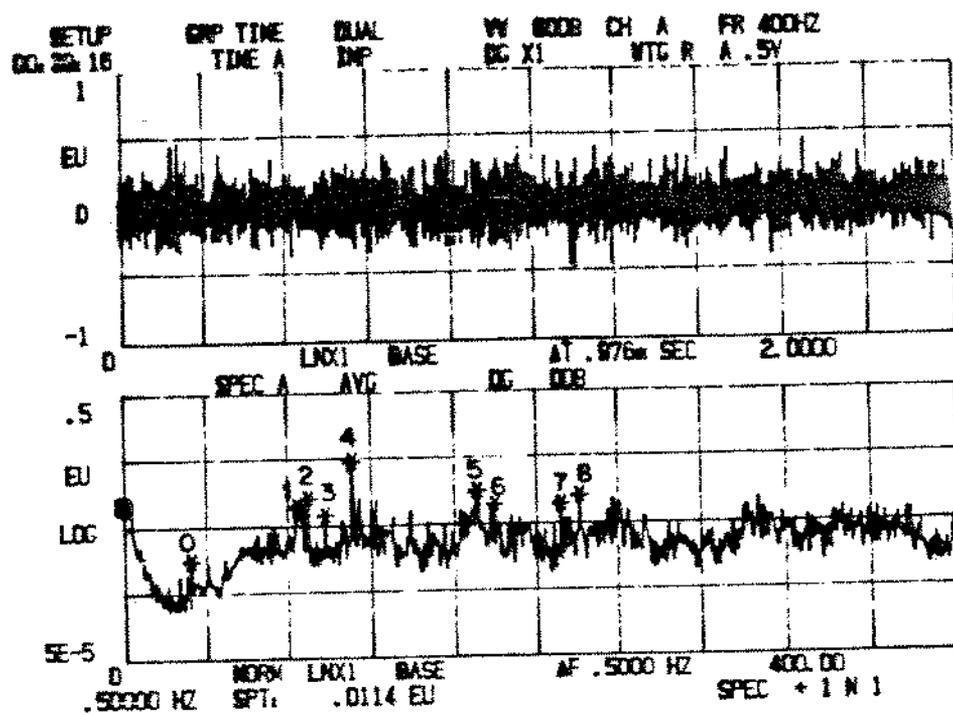
método para o cálculo dos autovalores. O cilindro superior é fixo na estrutura e foi considerado bi-apoiado. A força de compressão é aplicada nos mancais do cilindro inferior e a rigidez do suporte nas direções vertical e horizontal foram adotadas iguais a $5 \cdot 10^7$ N/m e $1 \cdot 10^7$ N/m, respectivamente e a rigidez do revestimento, k_r , igual a $1 \cdot 10^8$ N/m.



MARK	LIST X	Y
0	31.000	.0129
1	46.500	.00140
2	62.000	.00234
3	84.500	.0107
4	89.500	.00435
5	97.500	.00260
6	110.50	.0169
7	186.00	.00350
8	211.50	.00365
9	221.00	.00671

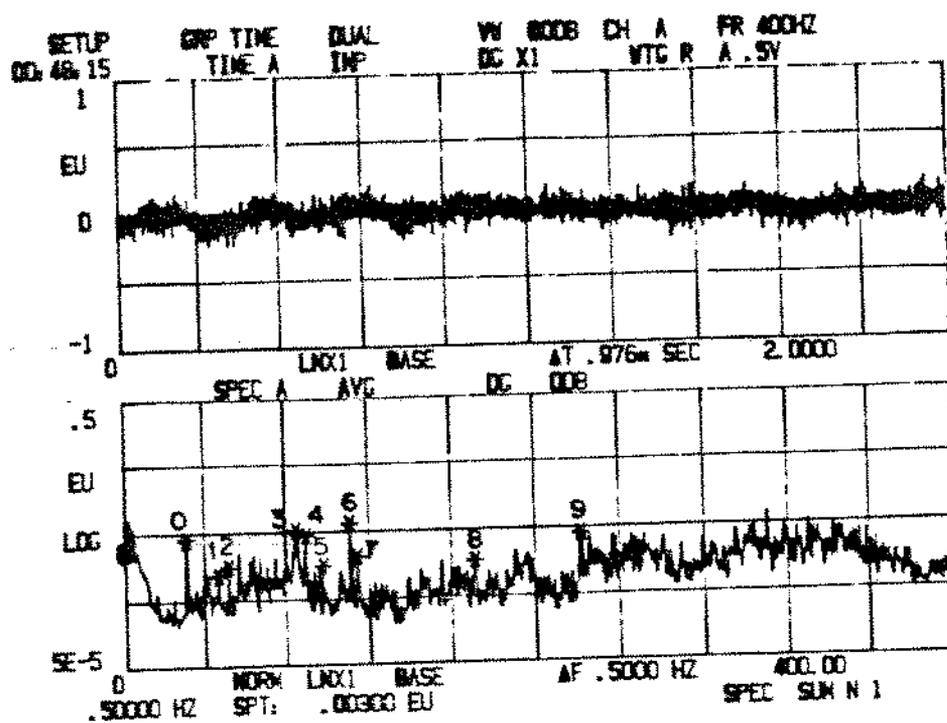
Figura 4.14: Medida na direção horizontal do cilindro 4.31.

A figura 5.13 mostra um desenho esquemático deste sistema. Foram acrescentadas massas de 2500 kg nos nós 1, 2, 14 e 15 e 2430 kg nos nós 16, 17, 29 e 30 para representar as massas dos suportes e obter o peso dos cilindros de acordo com a tabela 4.2.



MARK	LIST X	Y
0	32.500	.00174
1	64.500	.0100
2	69.500	.0139
3	97.500	.00822
4	110.50	.0511
5	170.50	.0163
6	179.00	.0105
7	211.50	.0102
8	221.00	.0141

Figura 4.15: Medida na direção vertical do cilindro 4.31.



MARK	LIST X	Y
0	31.000	.00434
1	46.500	.00133
2	51.500	.00171
3	64.500	.00586
4	89.500	.00513
5	97.500	.00167
6	110.50	.00746
7	114.00	.00234
8	170.50	.00194
9	221.00	.00419

Figura 4.16: Medida na direção axial do cilindro 4.31.

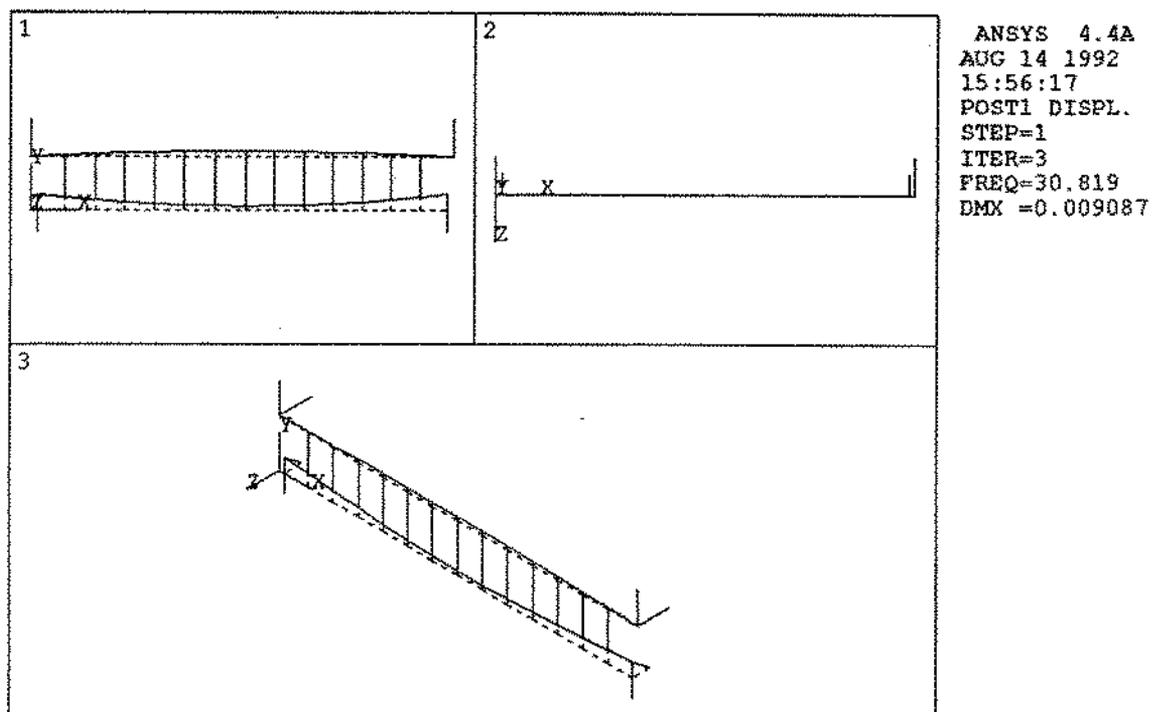


Figura 4.17: Frequência natural da prensa 4 (30.82 Hz).

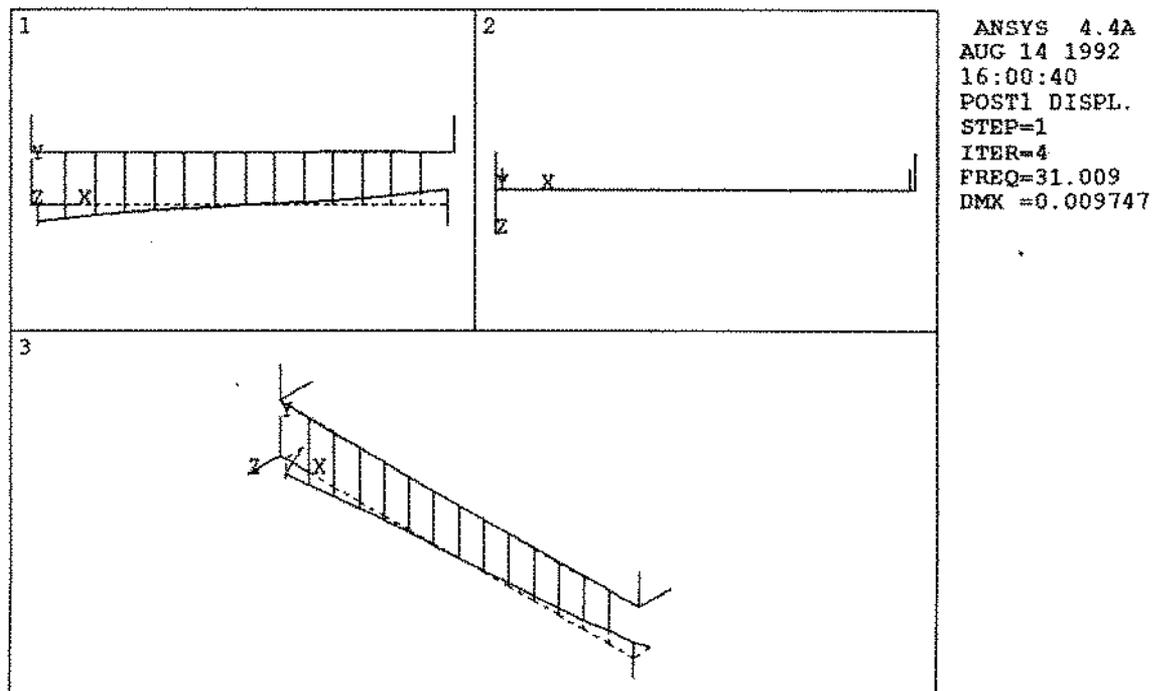


Figura 4.18: Frequência natural da prensa 4 (31.00 Hz).

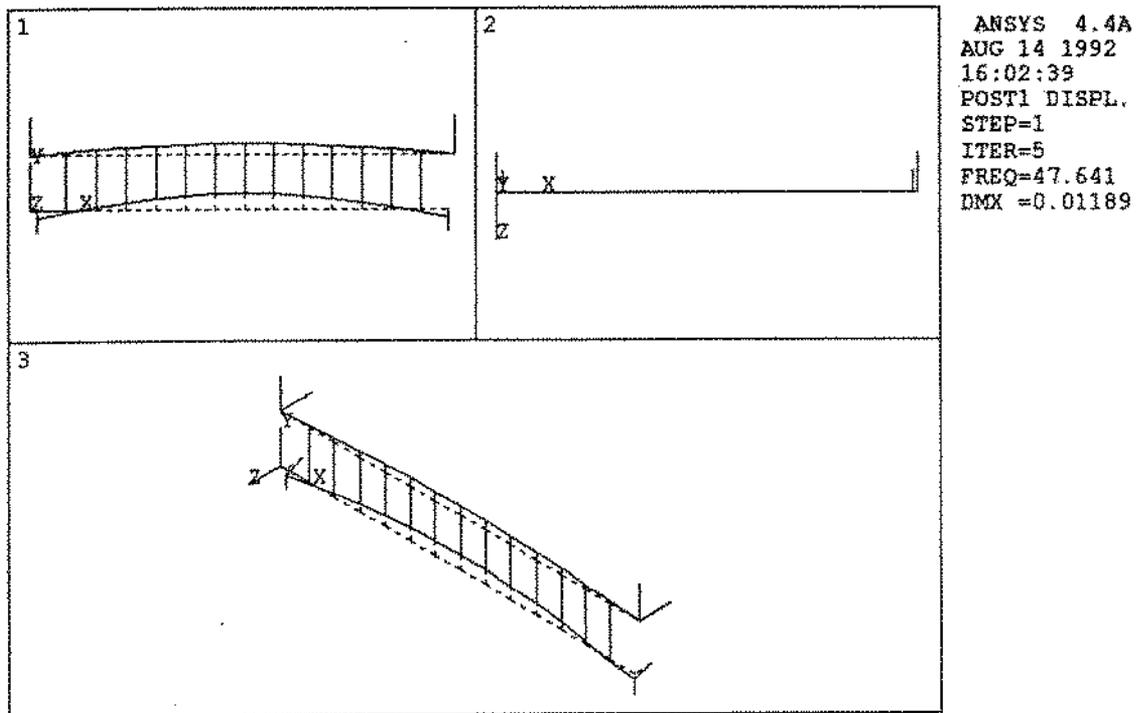


Figura 4.19: Frequência natural da prensa 4 (47.64 Hz).

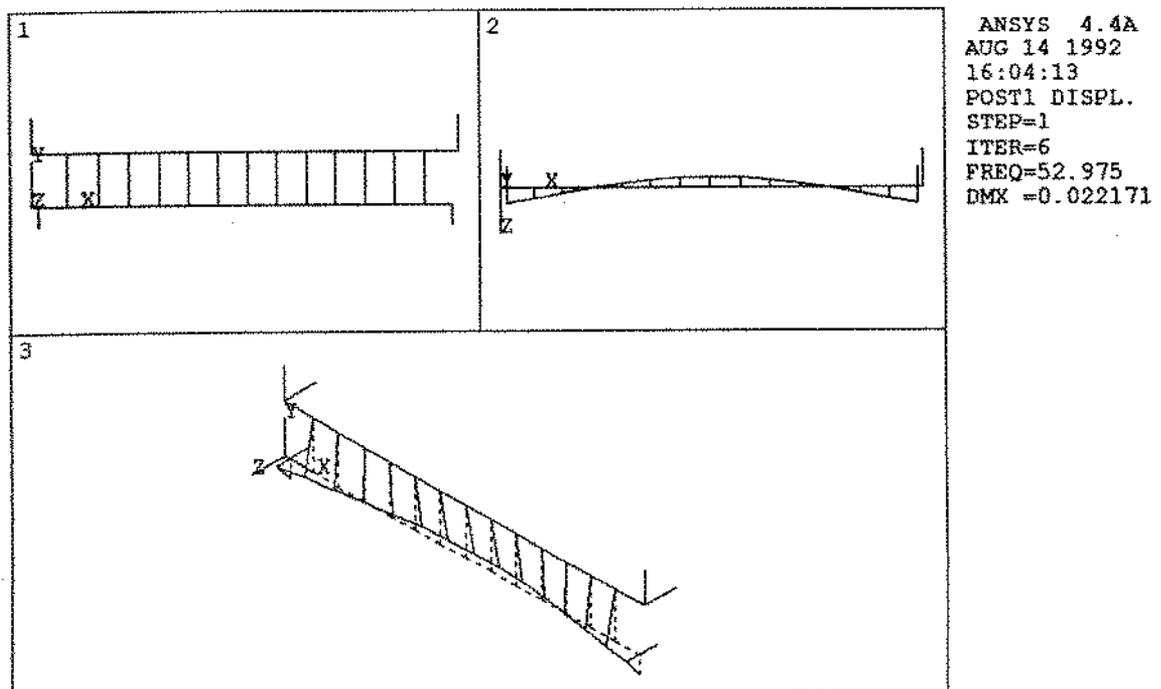


Figura 4.20: Frequência natural da prensa 4 (52.98 Hz).

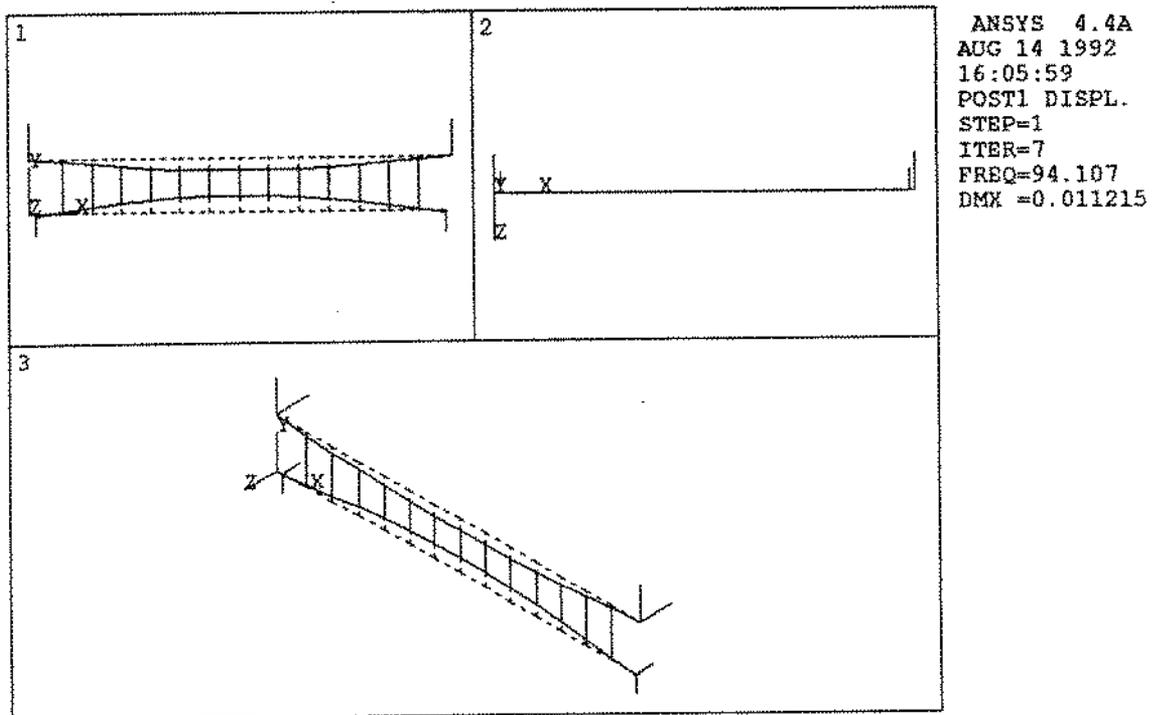


Figura 4.21: Freqüência natural da prensa 4 (94.11 Hz).

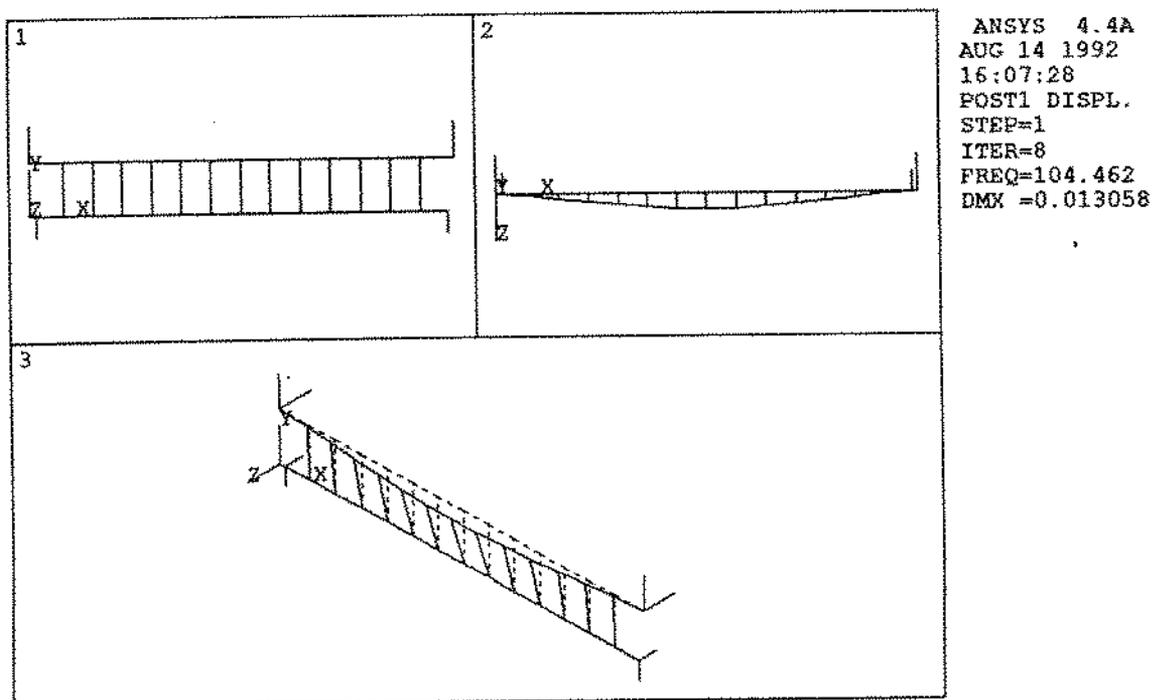


Figura 4.22: Freqüência natural da prensa 4 (104.46 Hz).

4.4 Medidas Experimentais nas Prensas 1, 2 e 3

As figuras 4.23 a 4.27 mostram algumas medidas obtidas nas prensas 1, 2 e 3 para as condições de operação de acordo com os dados da tabela 4.2. Estas prensas são formadas pelo contato entre os cilindros 4.27 e 3.4, 3.4 e 4.29 e 4.29 e 4.28 respectivamente.

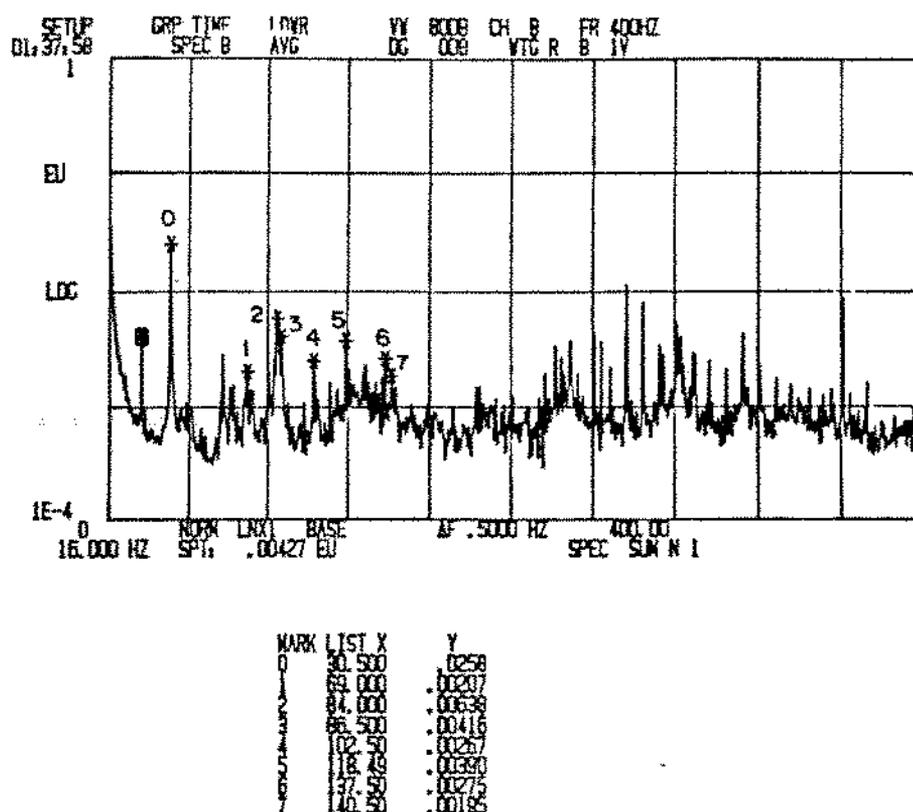


Figura 4.23: Medida na direção horizontal do cilindro 4.27.

Posteriormente foi feito o mesmo procedimento que na seção anterior e as figuras 4.28 a 4.39 mostram as frequências calculadas para as prensas 1, 2 e 3. O modelo adotado para os cilindros, assim como as constantes de rigidez dos suportes e do revestimento foram iguais ao exemplo simulado para a prensa 4.

Os resultados apresentados para as prensas 1, 2, 3 e 4 foram realizados quando esta máquina era nova (6 meses de uso) e ainda estava operando abaixo de sua velocidade de projeto. Nesta época foi feito um esforço para que se fizesse outras medidas para

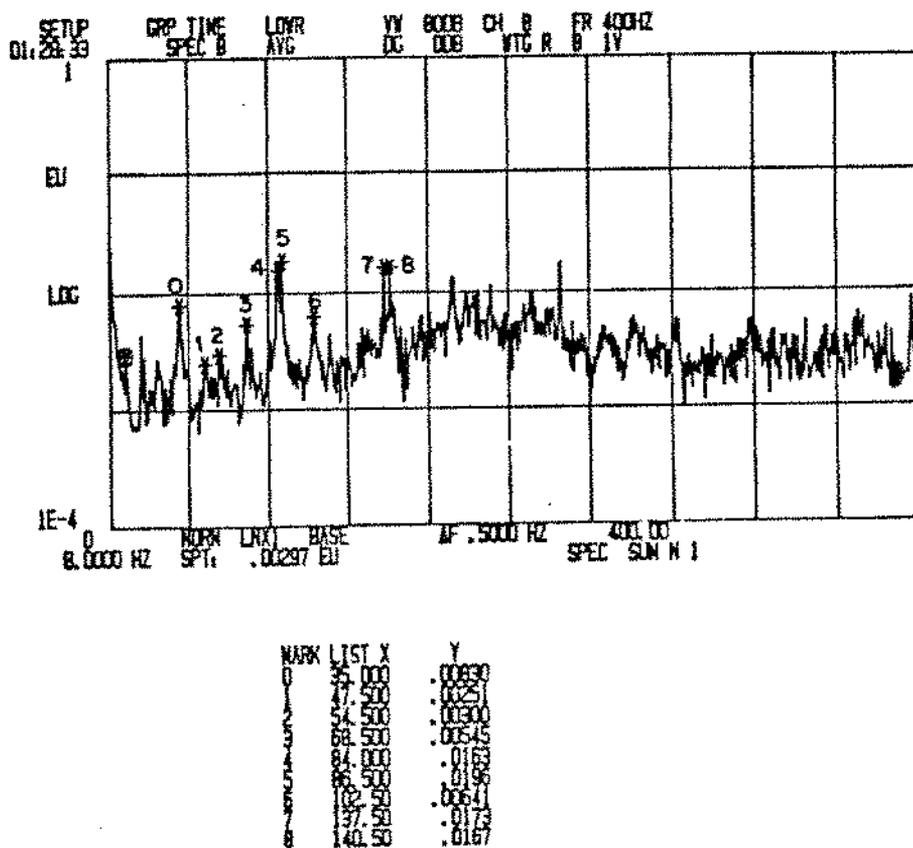


Figura 4.24: Medida na direção vertical do cilindro 3.4.

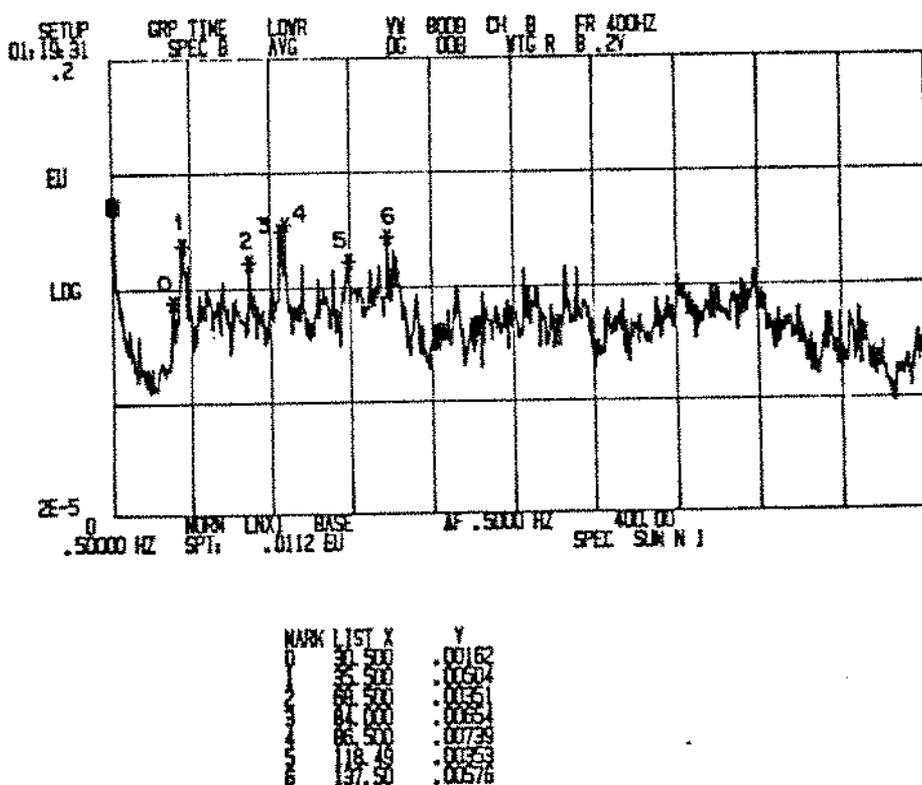


Figura 4.25: Medida na direção axial do cilindro 3.4.

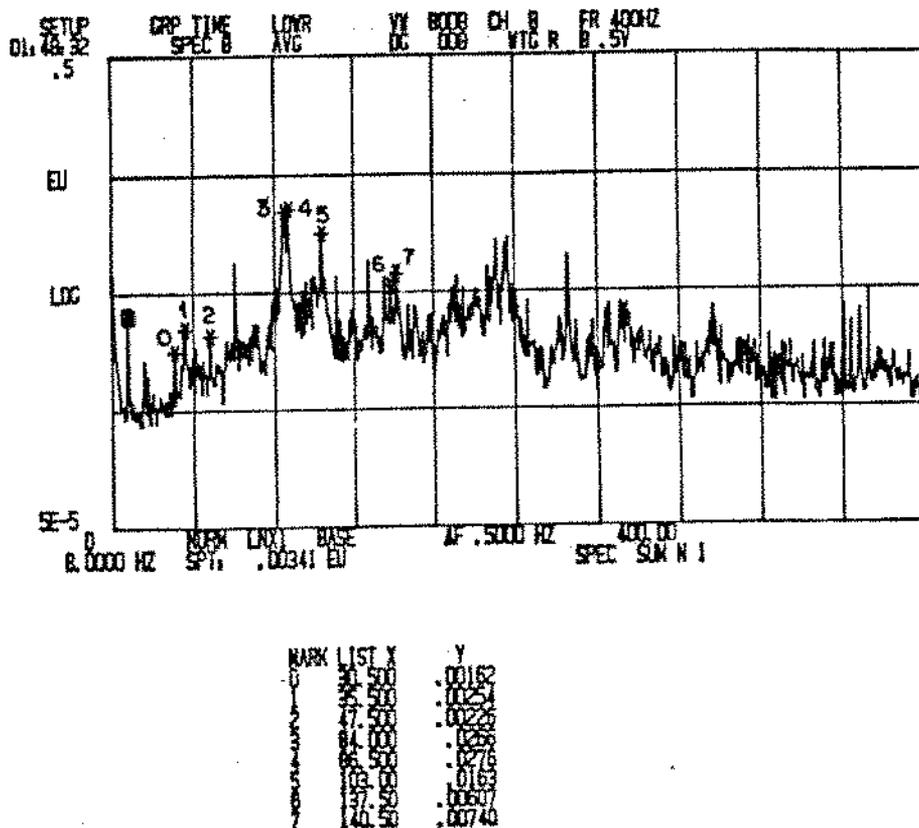


Figura 4.26: Medida na direção horizontal do cilindro 4.29.

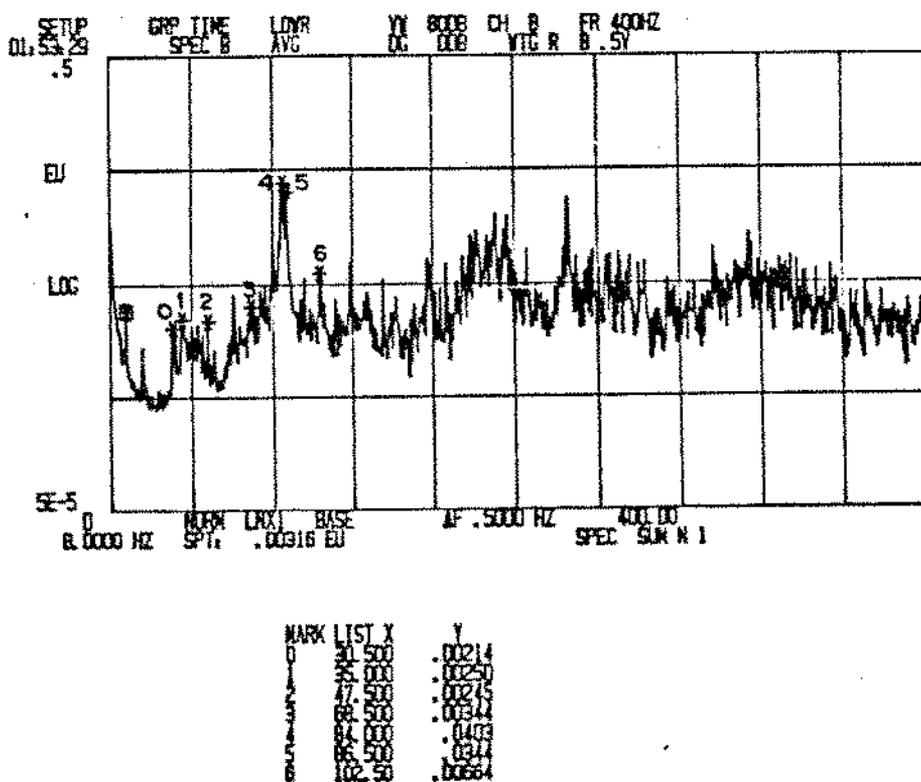


Figura 4.27: Medida na direção vertical do cilindro 4.28.

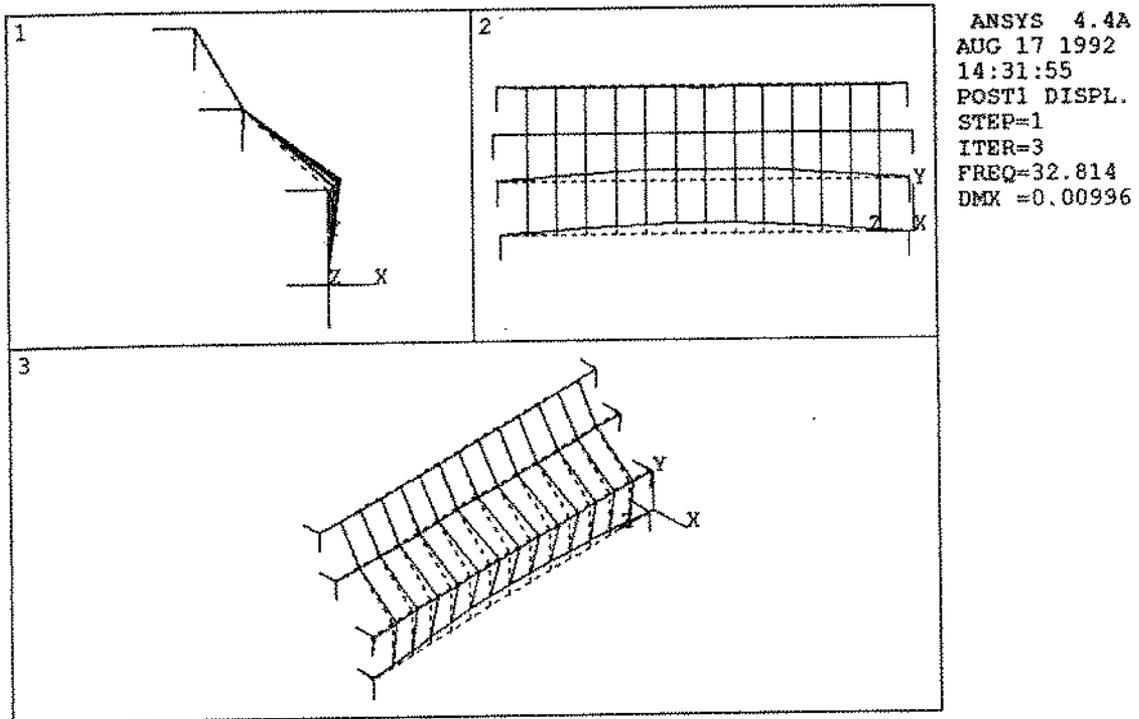


Figura 4.28: Modo de vibração para a frequência de 32.81 Hz.

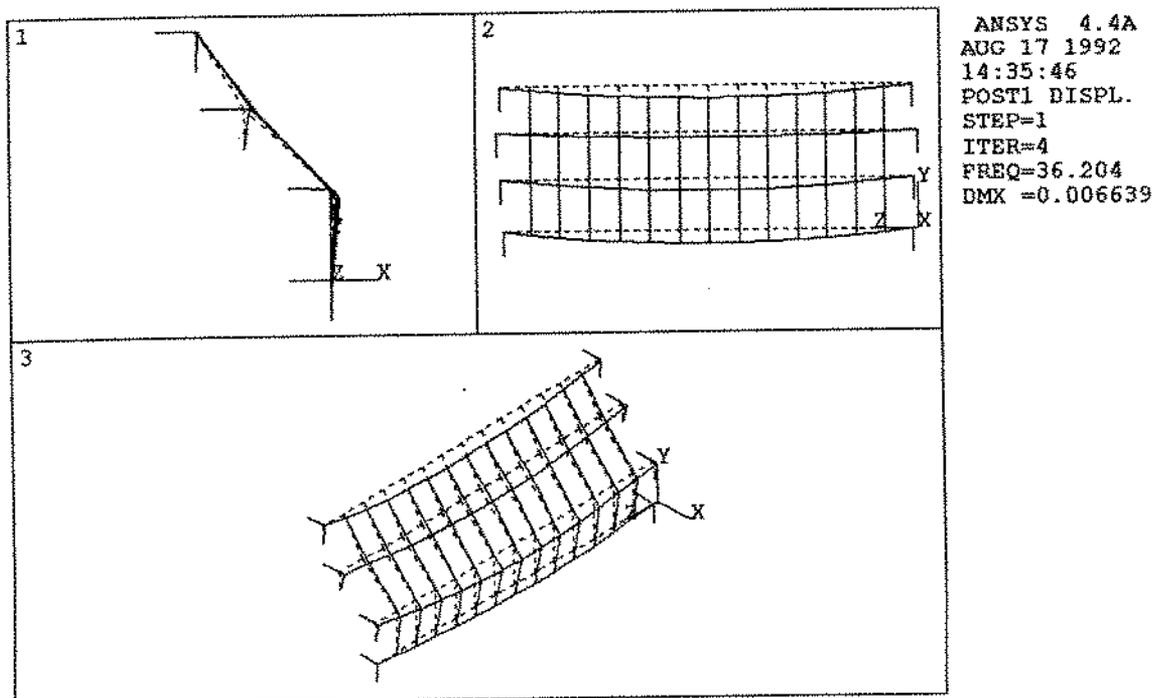


Figura 4.29: Modo de vibração para a frequência de 36.20 Hz.

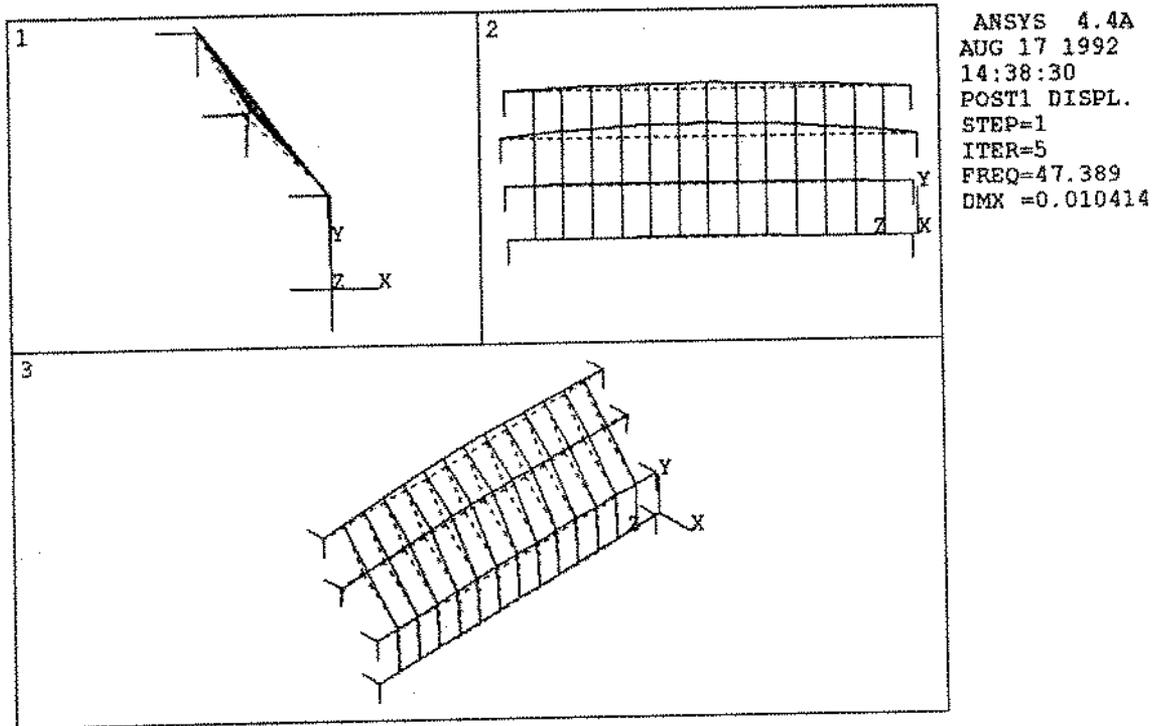


Figura 4.30: Modo de vibração para a frequência de 47.39 Hz.

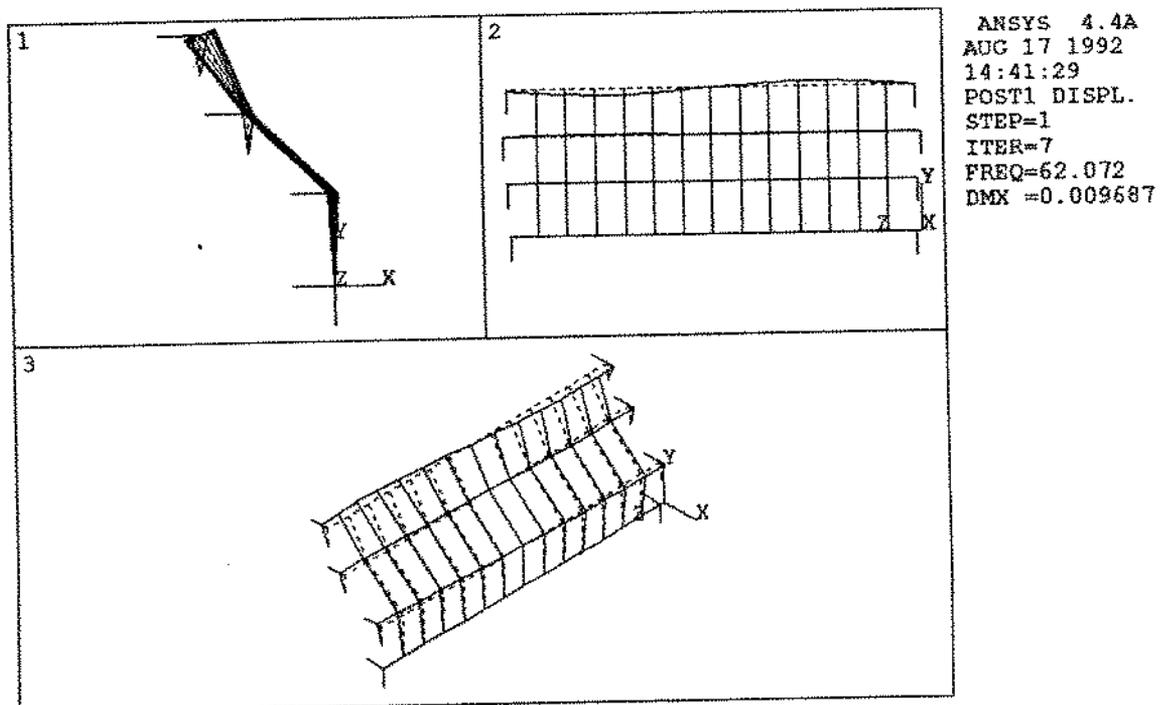


Figura 4.31: Modo de vibração para a frequência de 62.07 Hz.

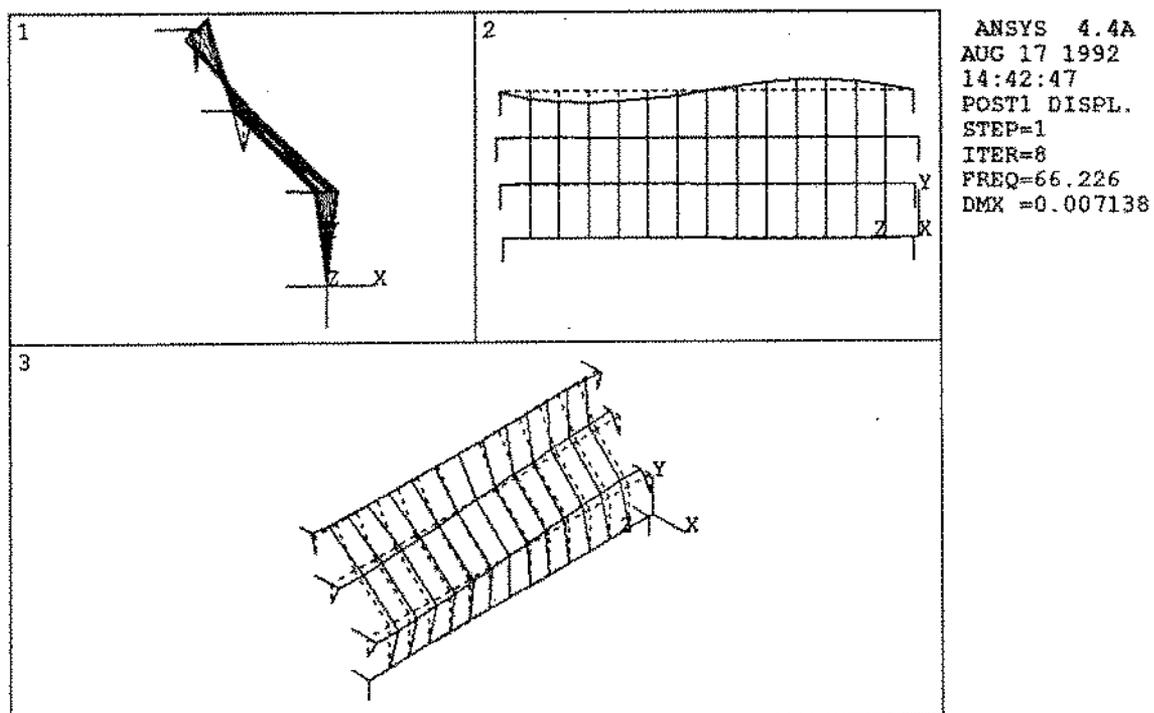


Figura 4.32: Modo de vibração para a frequência de 66.23 Hz.

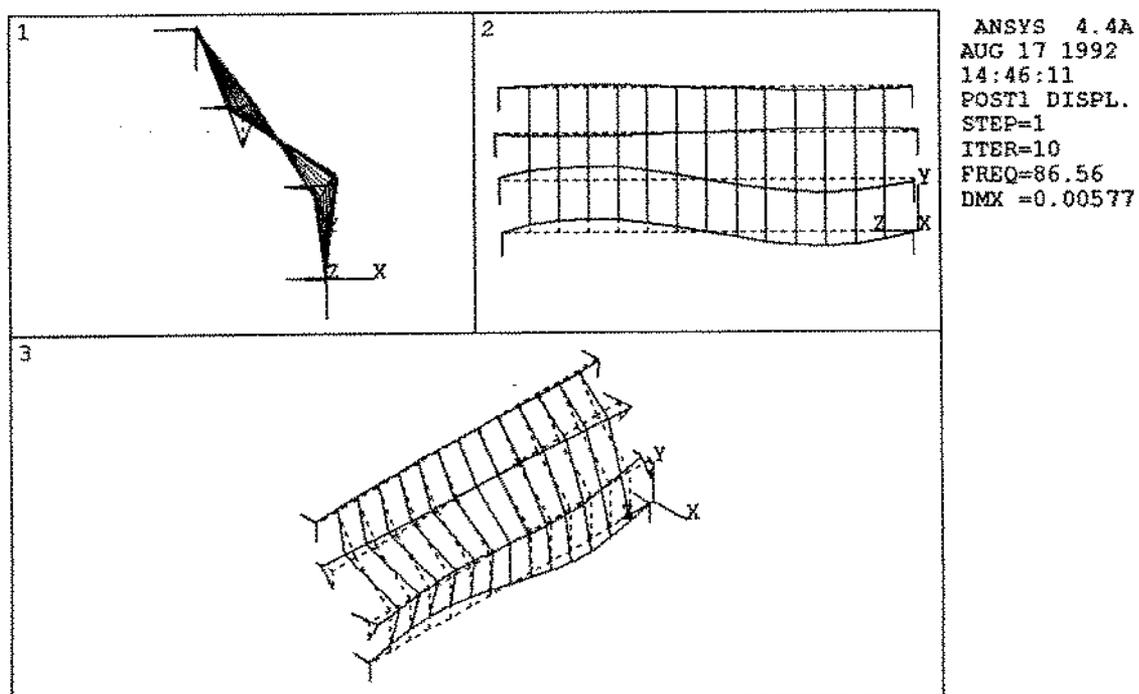


Figura 4.33: Modo de vibração para a frequência de 86.56 Hz.

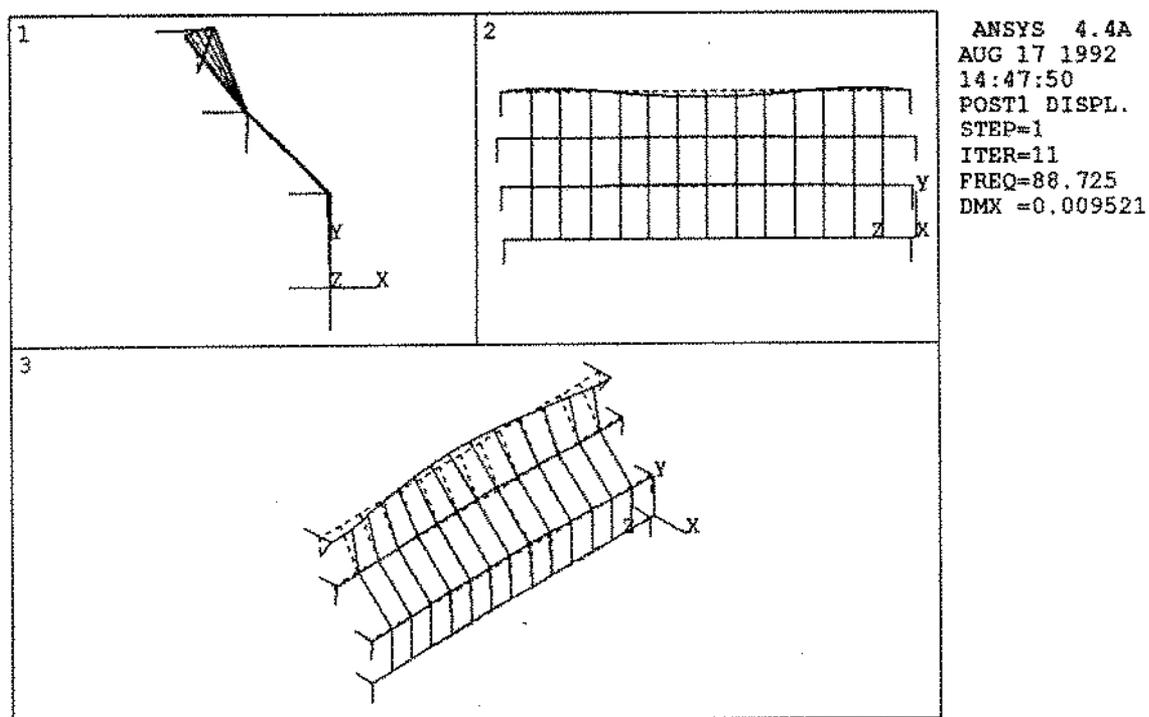


Figura 4.34: Modo de vibração para a frequência de 88.73 Hz.

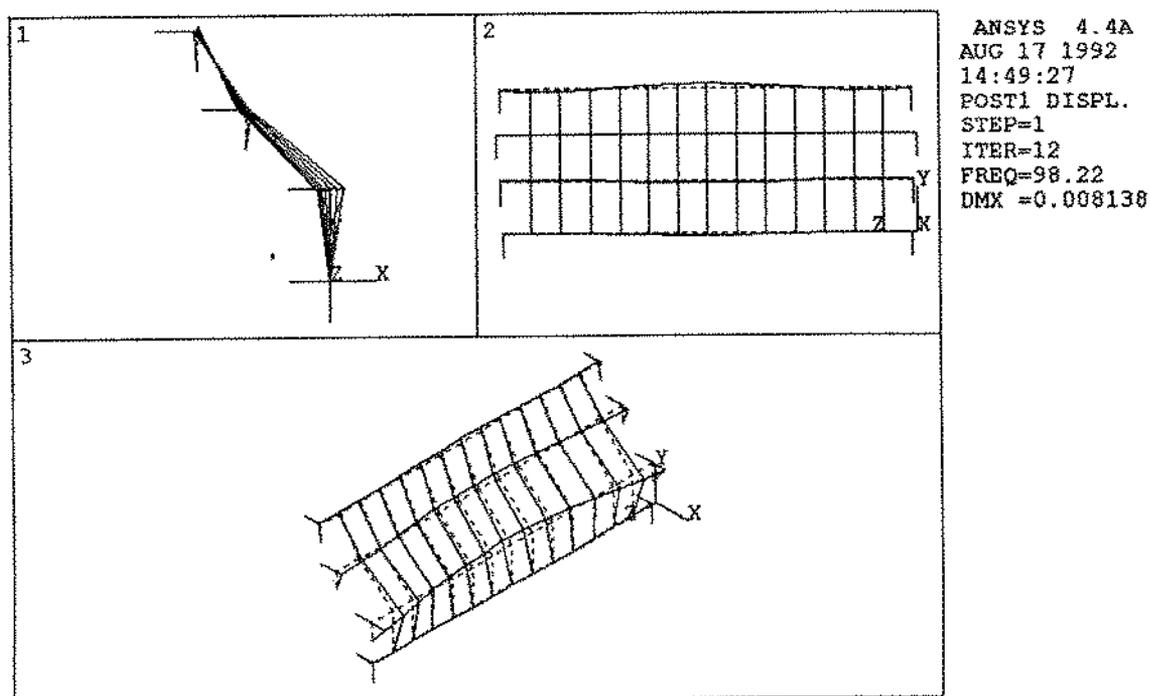


Figura 4.35: Modo de vibração para a frequência de 98.22 Hz.

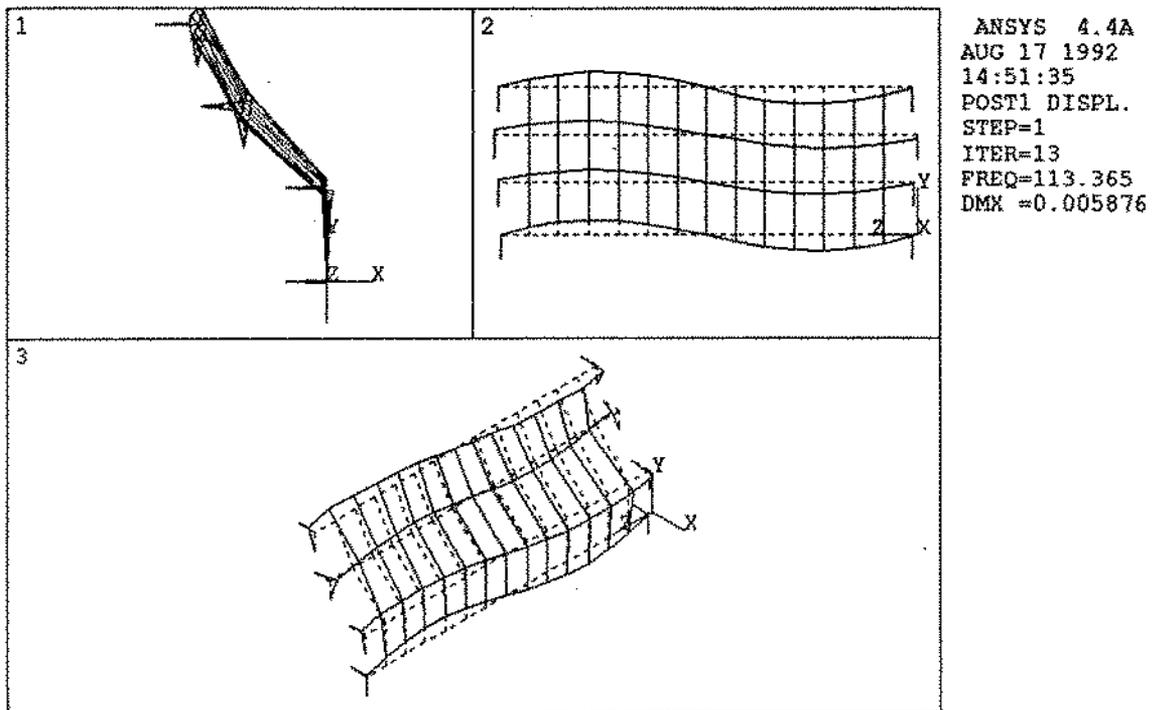


Figura 4.36: Modo de vibração para a frequência de 113.37 Hz.

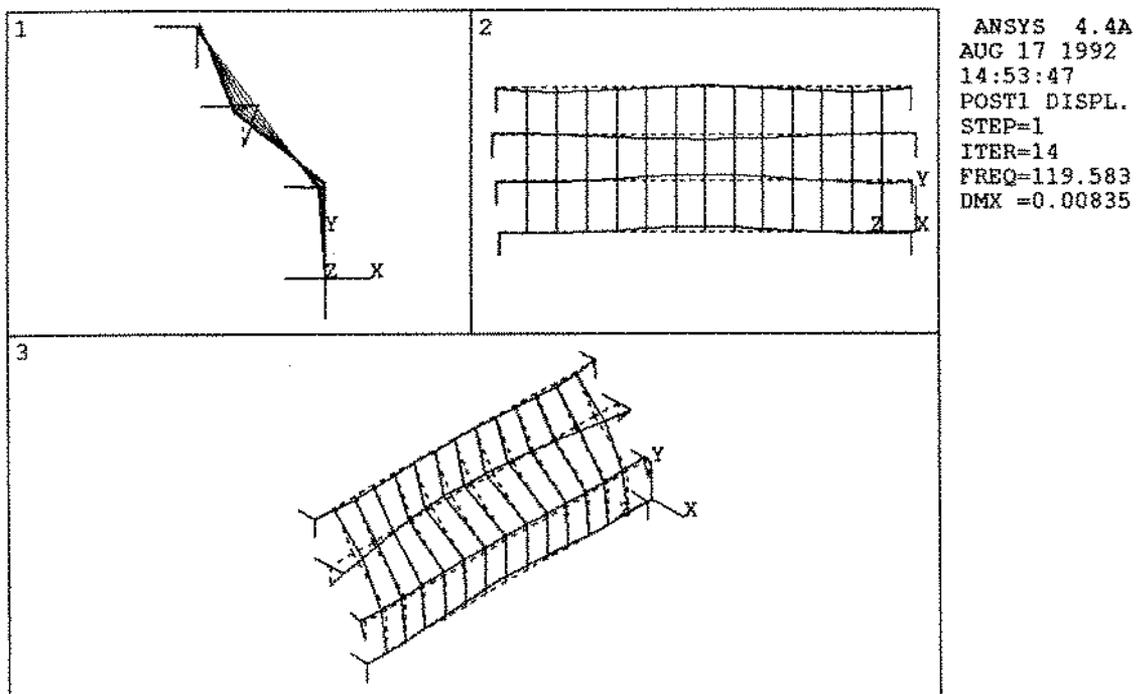


Figura 4.37: Modo de vibração para a frequência de 119.58 Hz.

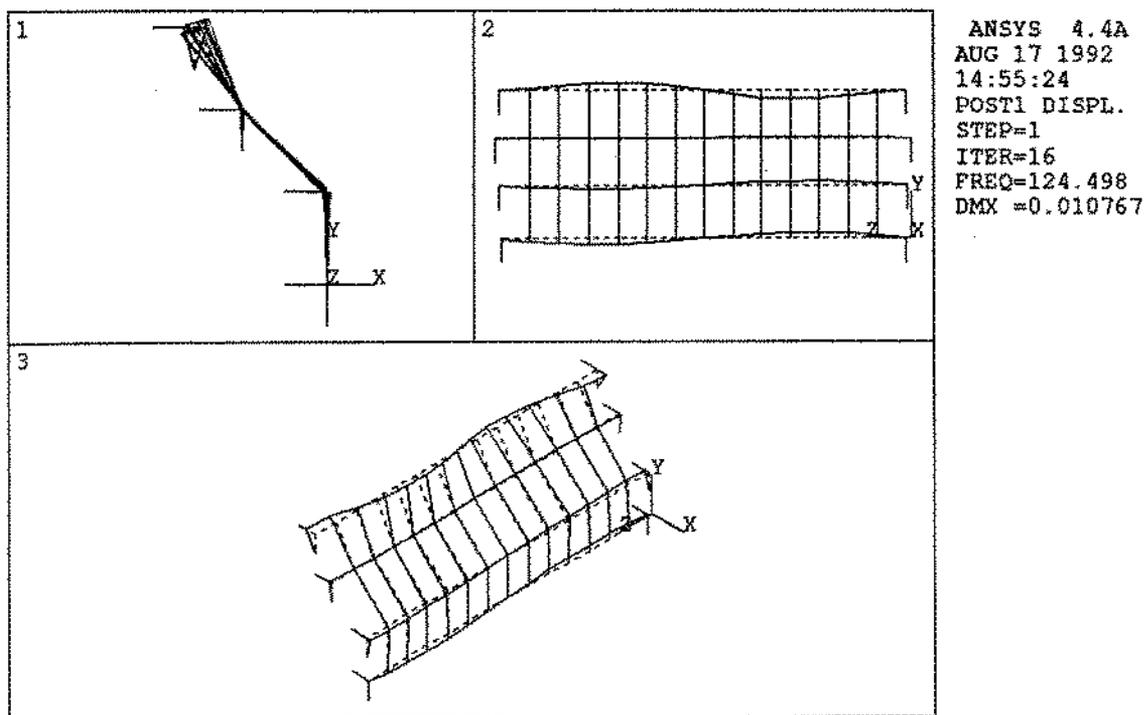


Figura 4.38: Modo de vibração para a frequência de 124.50 Hz.

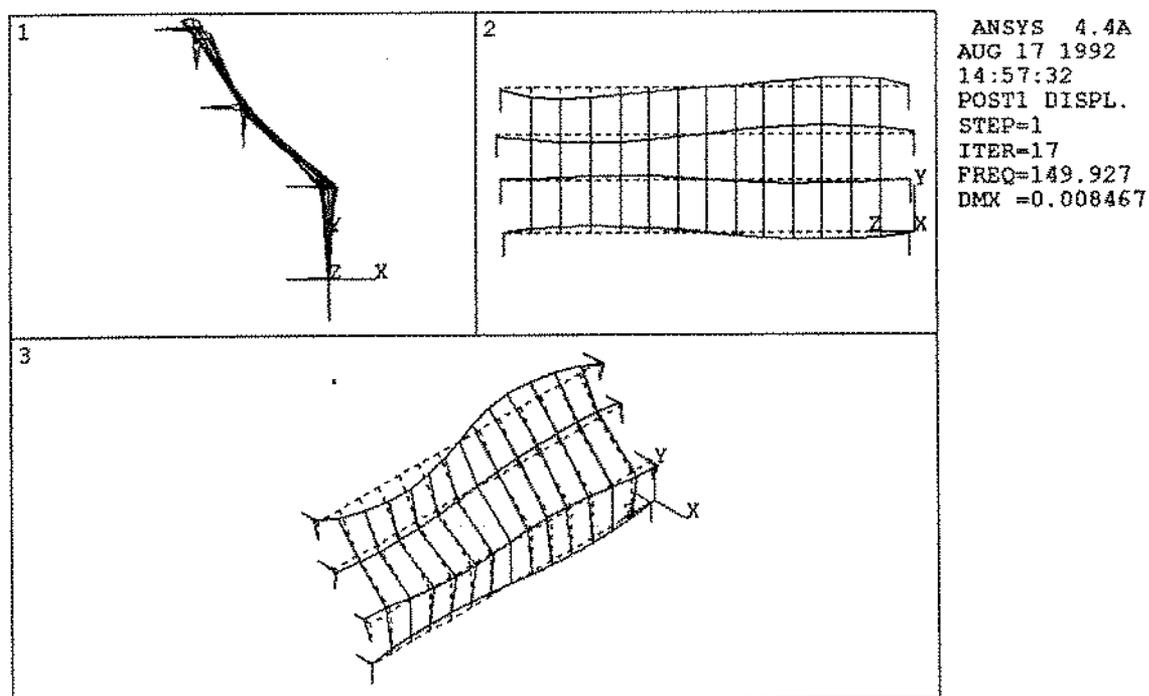


Figura 4.39: Modo de vibração para a frequência de 149.93 Hz.

diferentes condições de operação, ou seja, diferentes velocidades ou diferentes tipos de papel produzido, porém com a seção de prensas nas mesmas condições, ou seja, antes da troca de algum feltro ou algum revestimento de cilindro. Com estas medidas poderíamos determinar com maior certeza as frequências naturais deste sistema, no entanto, não foi possível fazermos estas novas medidas devido a dificuldades surgidas no relacionamento com a empresa.

Os pontos marcados nos gráficos experimentais não correspondem às velocidades de rotação, ou suas harmônicas, de nenhum dos cilindros. Para esta seção de prensas não foi possível determinar as frequências devido a defeitos dos mancais de rolamento, no entanto, pelo fato de ainda ser uma fábrica nova, acredita-se que nenhuma das frequências marcadas corresponda a defeitos de rolamento e sim as frequências naturais do sistema.

4.5 Avaliação dos modelos adotados

Como foi comentado anteriormente, o modelo construído no laboratório não corresponde exatamente a um modelo de prensa de máquina de papel. Os cilindros que foram usados já existiam no laboratório e portanto suas dimensões não são equivalentes às dos cilindros reais e no contato entre os cilindros não existe o feltro e a própria lâmina de papel, os quais influem no amortecimento e na força de excitação do sistema.

No entanto o revestimento do cilindro foi feito da mesma maneira que os reais e com isto foi possível fazermos ensaios mudando as propriedades do nip (força de compressão) e verificarmos sua influência nas frequências naturais e nas amplitudes das respostas, para uma mesma velocidade de rotação.

Este modelo permitiu também a colocação de sensores de deslocamento fora das caixas de mancais. Este procedimento não foi possível nas máquinas reais devido às dificuldades de instalação de dispositivos. Com isto pudemos avaliar a segunda parte do programa APREMP, o qual analisa a resposta do sistema no tempo, levando em consideração a força de desbalanceamento, força devida às corrugações dos cilindros e outras forças externas. No programa computacional pode-se também considerar o efeito do feltro e da lâmina de papel, representados por coeficientes de amortecimento e rigidez e avaliarmos suas influências nas propriedades dinâmicas do sistema.

Para os ensaios de laboratório foi seguida a mesma metodologia que nas seções

anteriores. Faziam-se as medidas experimentais em freqüência e em seguida simulavam-se estes exemplos. As medidas experimentais seguiram a mesma metodologia para os 2 tipos de revestimento usados.

As medidas em freqüência foram feitas para diferentes pontos de excitação e obtenção da resposta. Inicialmente aplicava-se a força de compressão ideal para o tipo e curvatura do revestimento, conforme os ensaios realizados e mostrados no capítulo 2. As medidas foram repetidas para a freqüência de rotação variando de 0 a 1200 rpm.

O modelo matemático adotado para simular a seção de prensas parece ser adequado, pois foram simuladas prensas em três diferentes fábricas de papel e em todas os resultados foram satisfatórios.

Capítulo 5

ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

5.1 Introdução

A determinação de falhas em sistemas mecânicos, tem sido feita através da comparação de níveis de vibração, geralmente em valores RMS, com leituras precedentes, ou com padrões pré - estabelecidos, como o padrão alemão, *Institute of German Engineers VDI 2056* ou o padrão *International Standards ISO 2372 ou 3945*. Estes padrões baseiam-se no fato de máquinas de tamanhos similares e agrupadas por potência, apresentem níveis de vibração similares.

Existe uma grande quantidade de variáveis a serem analisadas quando se avalia as condições de operação da seção de prensas de uma máquina de papel. Pode-se tornar uma tarefa extremamente difícil definir quais os problemas existentes na seção de prensas, através da análise dos sinais obtidos no domínio do tempo e da frequência simplesmente.

Quando um aumento nos níveis de vibração é detectado, deve-se optar por uma análise mais rigorosa e específica para se determinar a origem do problema. Algumas técnicas de análise que podem ser utilizadas são: *Cepstrum*, que é adequado para identificar uma série de harmônicas no espectro; *Envelope*, o qual é indicado para determinar falhas incipientes em mancais de rolamento, pois estas originam uma série de pulsos com pouca energia e isto poderia ser interpretado como um outro tipo de falha; *Média Síncrona no Tempo* e outras.

As figuras a seguir mostram medidas obtidas na fábrica de papel da Champion Papel e Celulose Ltda - Mogi-Guaçu. Como estávamos interessados em determinar as frequências naturais da seção de prensas da máquina 6, fizemos uma análise de envelope e de média síncrona no tempo para verificarmos se existia algum problema de mancais ou corrugações dos cilindros, os quais poderiam originar frequências que seriam interpretadas como frequências naturais nos gráficos de espectro. Esta seção de prensas é similar à mostrada na figura 4.11 e todos os cilindros foram medidos nas direções vertical, horizontal e axial dos mancais em relação ao nip.

No capítulo 2, quando foram discutidos os efeitos das corrugações do revestimento dos cilindros e dos feltros, sugeriu-se que uma medida da média síncrona no tempo poderia ser utilizada para identificar a ocorrência de corrugações. As figuras 5.1 a 5.12 mostram algumas das medidas obtidas nos cilindros de granito e superior, os quais formam a 3ª prensa da máquina 6. Estas medidas foram obtidas com acelerômetros e com um analisador Microlog - SKF, no qual se faz a integração do sinal para saída em velocidade. Estas medidas foram também importantes para compararmos com os resultados obtidos com o programa APREMP quando fazíamos uma análise da resposta no domínio do tempo em função do tipo de excitação.

Usualmente o cilindro de granito contribui com a maior participação no nível de vibração total da prensa. No entanto, nestas medidas pode-se notar sua baixa participação nos níveis de vibração total, isto se deve ao fato de que este cilindro foi trocado no dia anterior a estas medidas.

Dynamic Points Report
TIME RECORD

ID: CCROLL 3PBVV 1M	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 1.0 Gs	TYPE: Acceleration	INPUT SENS: 980.0
LOW FQ LMT: 0 ms	RPM: 450.0	ALARM2: 1.0
ALARM TYPE: Level	ALARM1: 1.0	WINDOW: Uniform
FREQ RANGE: 0 - 3333.33 ms	AVG: 1	LINES: 1024
DATE: 16-FEB-93. 16:14:14		

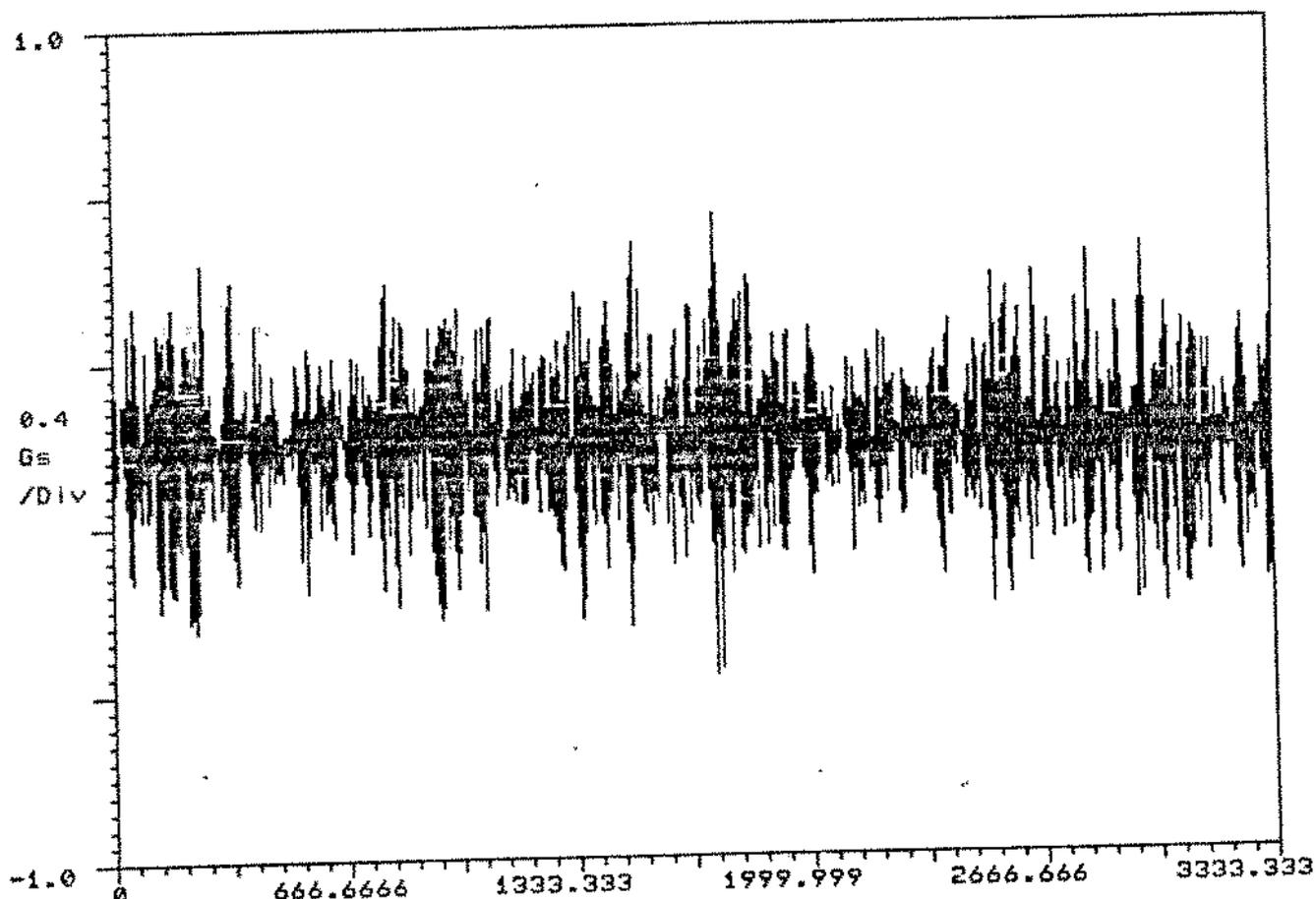


Figura 5.1: Velocidade vertical do cilindro superior - 1 média.

Dynamic Points Report
SPECTRUM

ID: CCROLL 3PBUU 1M	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 1.0 MM/S	TYPE: Acc to Vel	INPUT SENS: 980.0
LOW FQ LMT: 0.2 Hz	RPM: 450.0	ALARM2: 1.0
ALARM TYPE: Level	ALARM1: 1.0	WINDOW: Hanning
FREQ RANGE: 0 - 120.0 Hz	AUG: 1	LINES: 400
DATE: 16-FEB-93. 16:14:14		

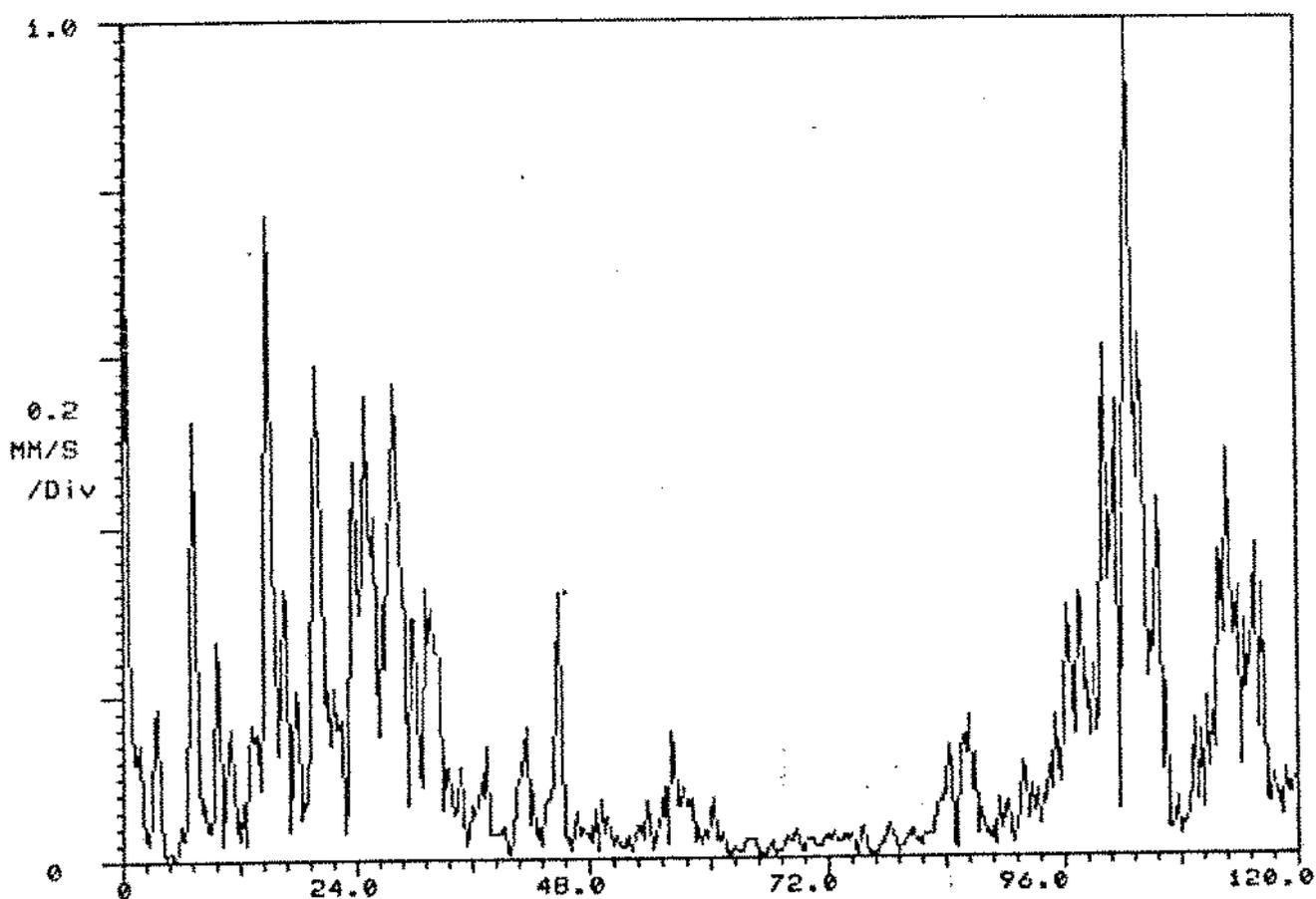


Figura 5.2: Espectro do sinal anterior [Hz].

Dynamic Points Report

ID: CROLL 3PBVV		DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 0.5	Gs	TYPE: Acceleration	INPUT SENS: 900.0
LOW FQ LMT: 0	ms	RPM: 450.0	ALARM2: 0.5
ALARM TYPE: Level		ALARM1: 0.5	WINDOW: Uniform
FREQ RANGE: 0 - 3333.33	ms	AVG: 200	LINES: 1024
DATE: 16-FEB-93. 16:11:15			

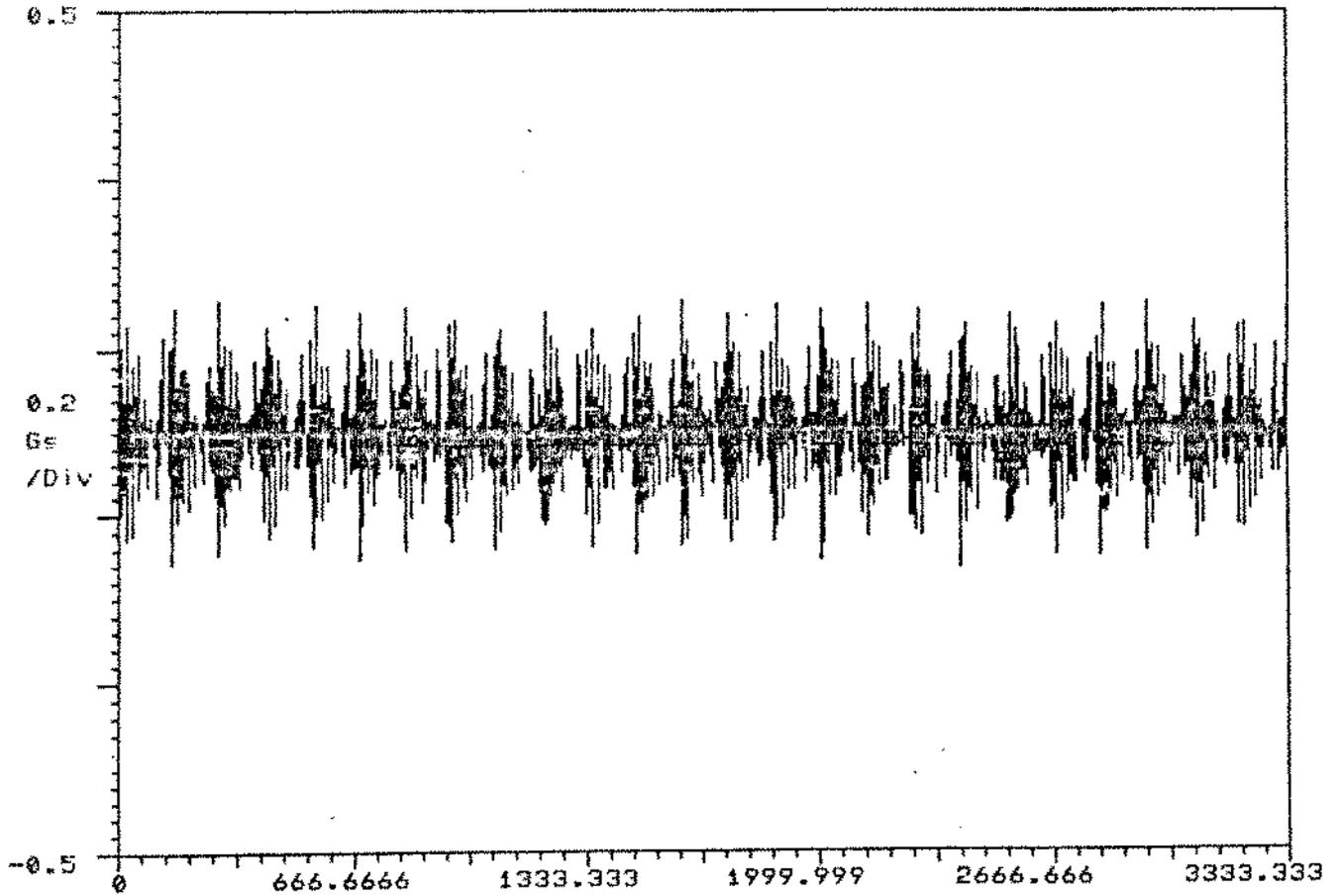


Figura 5.3: Velocidade vertical do cilindro superior - 200 médias.

Dynamic Points Report
SPECTRUM

ID: CCROLL 3PBVV	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 0.5 MM/S	TYPE: Acc to Vel	INPUT SENS: 980.0
LOW FQ LMT: 0.2 Hz	RPM: 450.0	ALARM2: 0.5
ALARM TYPE: Level	ALARM1: 0.5	WINDOW: Hanning
FREQ RANGE: 0 - 120.0 Hz	AVG: 200	LINES: 400
DATE: 16-FEB-93, 16:11:15		

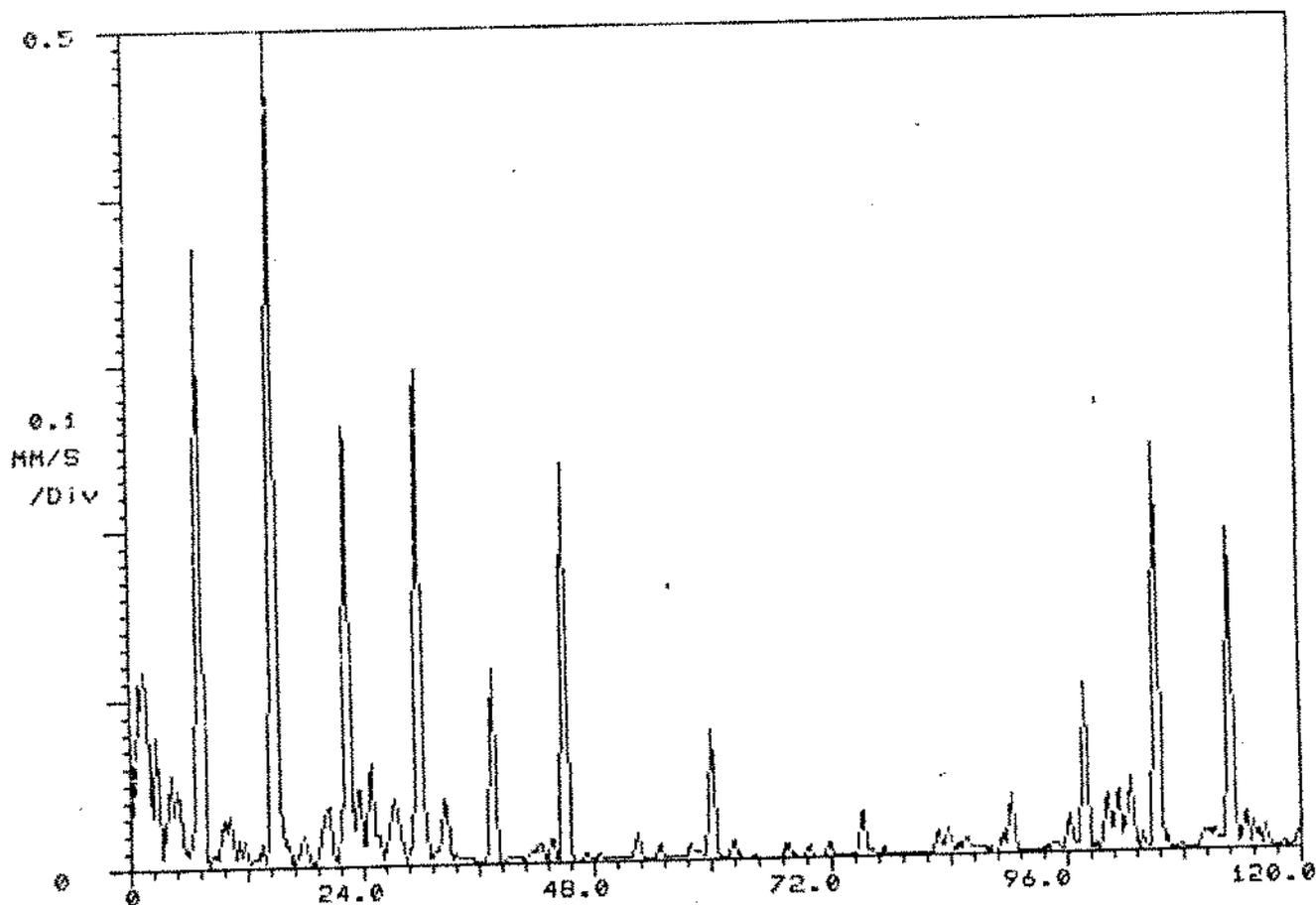


Figura 5.4: Espectro do sinal anterior [Hz].

Dynamic Points Report
TIME RECORD

ID: CCROLL 3PBHV 1M	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 0.5 Gs	TYPE: Acceleration	INPUT SENS: 980.0
LOW FQ LMT: 0 ms	RPM: 450.0	ALARM2: 0.5
ALARM TYPE: Level	ALARM1: 0.5	WINDOW: Uniform
FREQ RANGE: 0 - 3333.33 ms	AVG: 1	LINES: 1024
DATE: 16-FEB-93, 16:16:00		

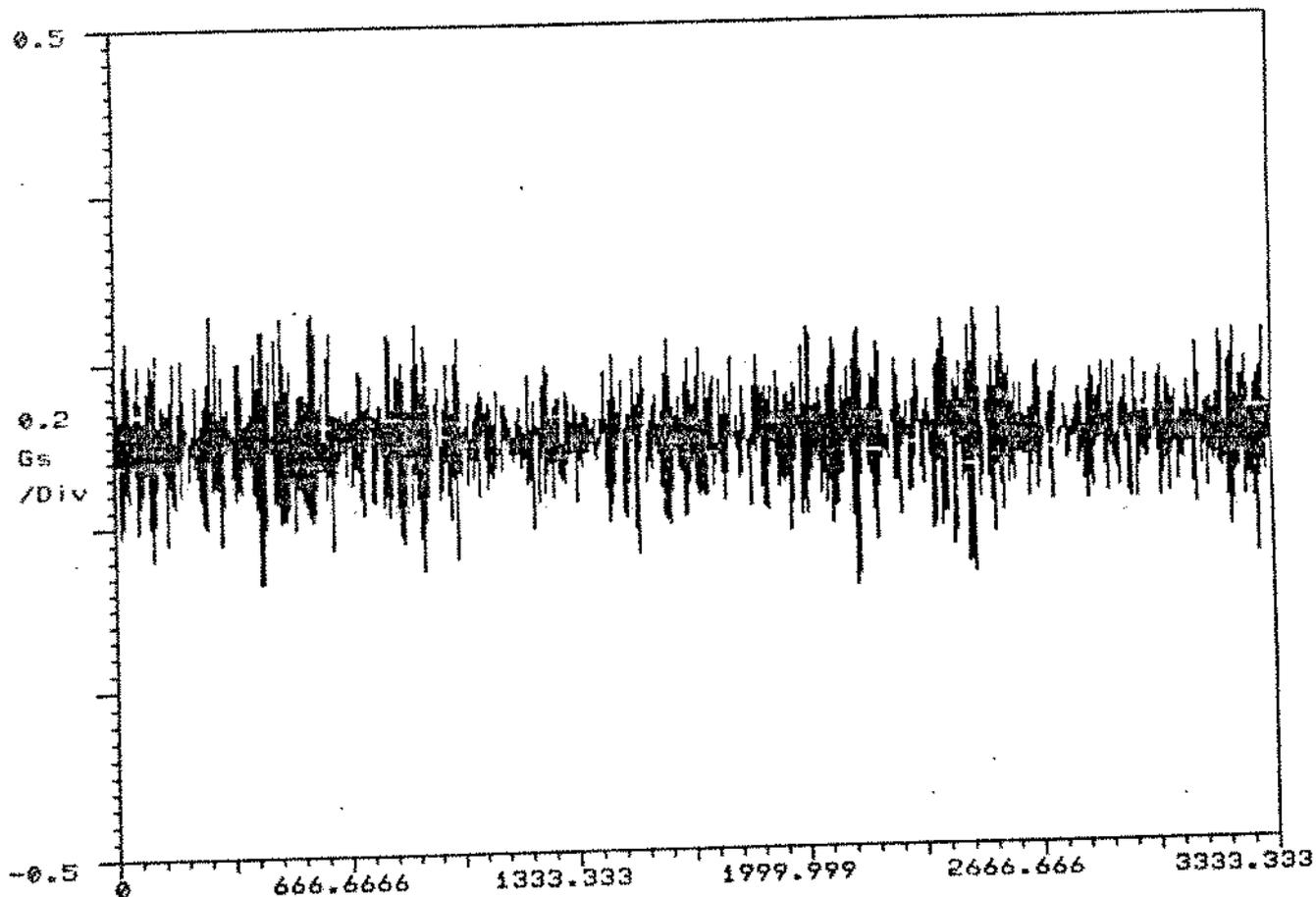


Figura 5.5: Velocidade horizontal do cilindro superior - 1 média.

Dynamic Points Report
SPECTRUM

ID: CROLL 3PBHV 1M	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 0.5 MM/S	TYPE: Acc to Vel	INPUT SENS: 980.0
LOW FQ LMT: 0.2 Hz	RPM: 450.0	ALARM2: 0.5
ALARM TYPE: Level	ALARM1: 0.5	WINDOW: Hanning
FREQ RANGE: 0 - 120.0 Hz	AUG: 1	LINES: 400
DATE: 16-FEB-93, 16:16:00		

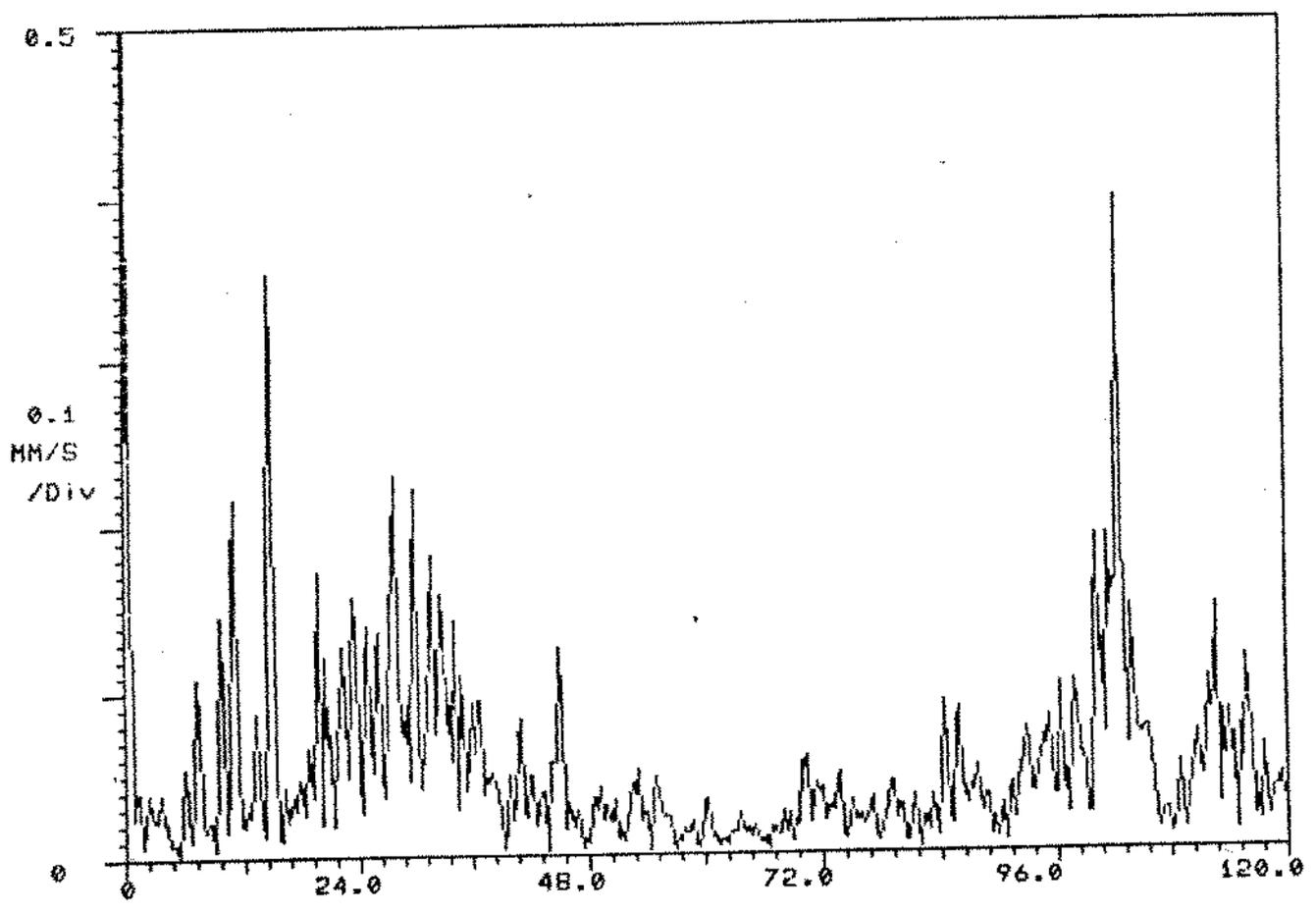


Figura 5.6: Espectro do sinal anterior [Hz].

Dynamic Points Report
TIME RECORD

ID: CCROLL 3PBHV 100M	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 0.3 Gs	TYPE: Acceleration	INPUT SENS: 980.0
LOW FQ LMT: 0 ms	RPM: 450.0	ALARM2: 0.3
ALARM TYPE: Level	ALARM1: 0.3	WINDOW: Uniform
FREQ RANGE: 0 - 3333.33 ms	AVG: 100	LINES: 1024
DATE: 16-FEB-93, 16:30:02		

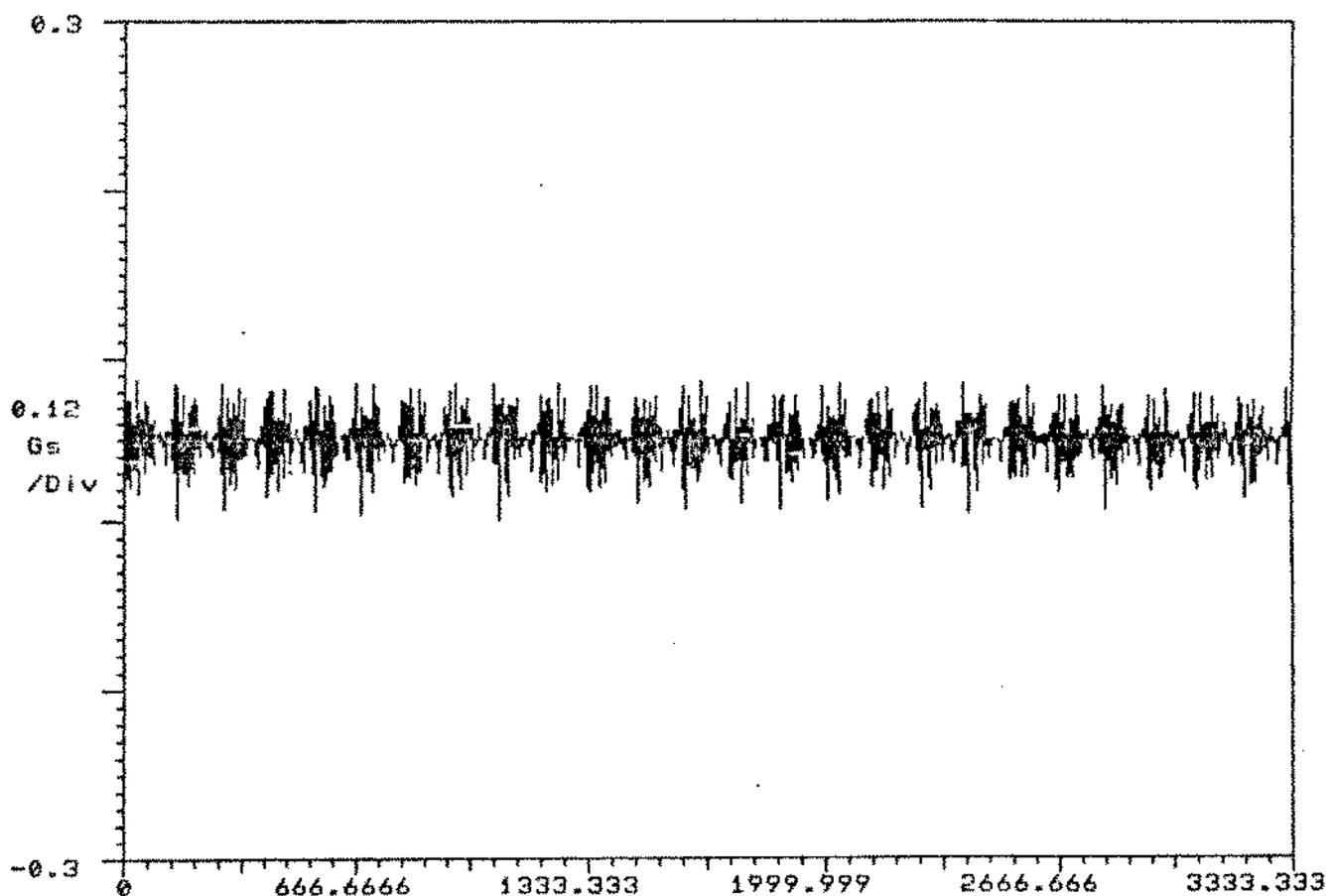


Figura 5.7: Velocidade horizontal do cilindro superior - 100 médias.

Dynamic Points Report
SPECTRUM

ID: CCROLL 3PBHV 100M	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 0.3 MM/S	TYPE: Acc to Vel	INPUT SENS: 700.0
LOW FQ LMT: 0.2 Hz	RPM: 450.0	ALARM2: 0.3
ALARM TYPE: Level	ALARM1: 0.3	WINDOW: Hanning
FREQ RANGE: 0 - 120.0 Hz	AVG: 100	LINES: 400
DATE: 16-FEB-93, 16:30:02		

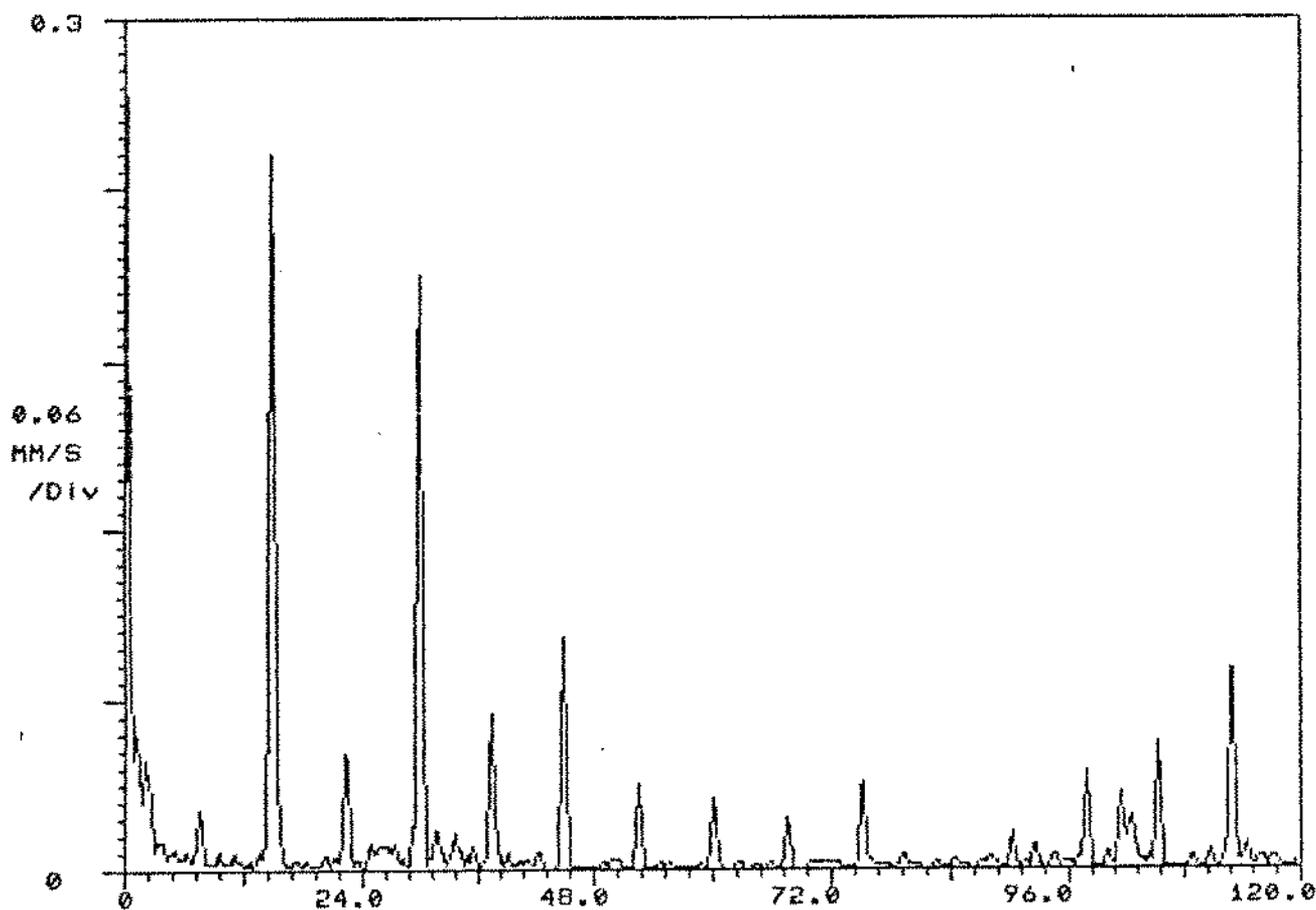


Figura 5.8: Espectro do sinal anterior [Hz].

Dynamic Points Report

TIME RECORD

ID: GRANITO BVV 1M	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 1.0 Gs	TYPE: Acceleration	INPUT SENS: 980.0
LOW FQ LMT: 0 ms	RPM: 450.0	ALARM2: 0.5
ALARM TYPE: Level	ALARM1: 0.5	WINDOW: Uniform
FREQ RANGE: 0 - 3333.33 ms	AVG: 1	LINES: 1024
DATE: 16-FEB-93, 17:04:00		

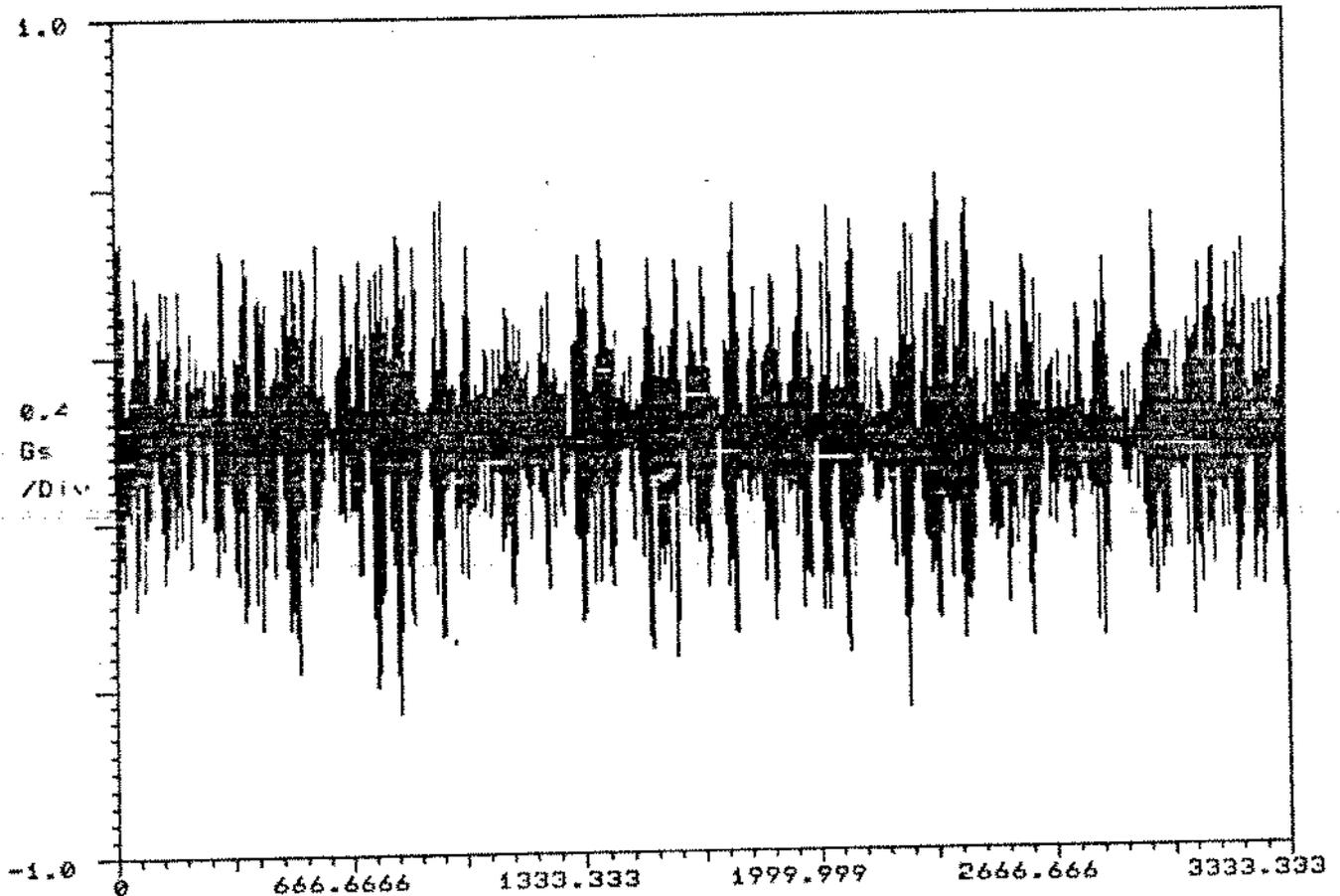


Figura 5.9: Velocidade vertical do cilindro granito - 1 média.

Dynamic Points Report
SPECTRUM

ID: GRANITO	BUV 1M	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 1.0	MM/S	TYPE: Acc to Vel	INPUT SLNS: 980.0
LOW FQ LMI: 0.2	Hz	RPM: 450.0	ALARM2: 0.5
ALARM TYPE: Level		ALARM1: 0.5	WINDOW: Hanning
FREQ RANGE: 0 - 120.0	Hz		LINES: 400
DATE: 16-FEB-93, 17:04:00		AVG: 1	

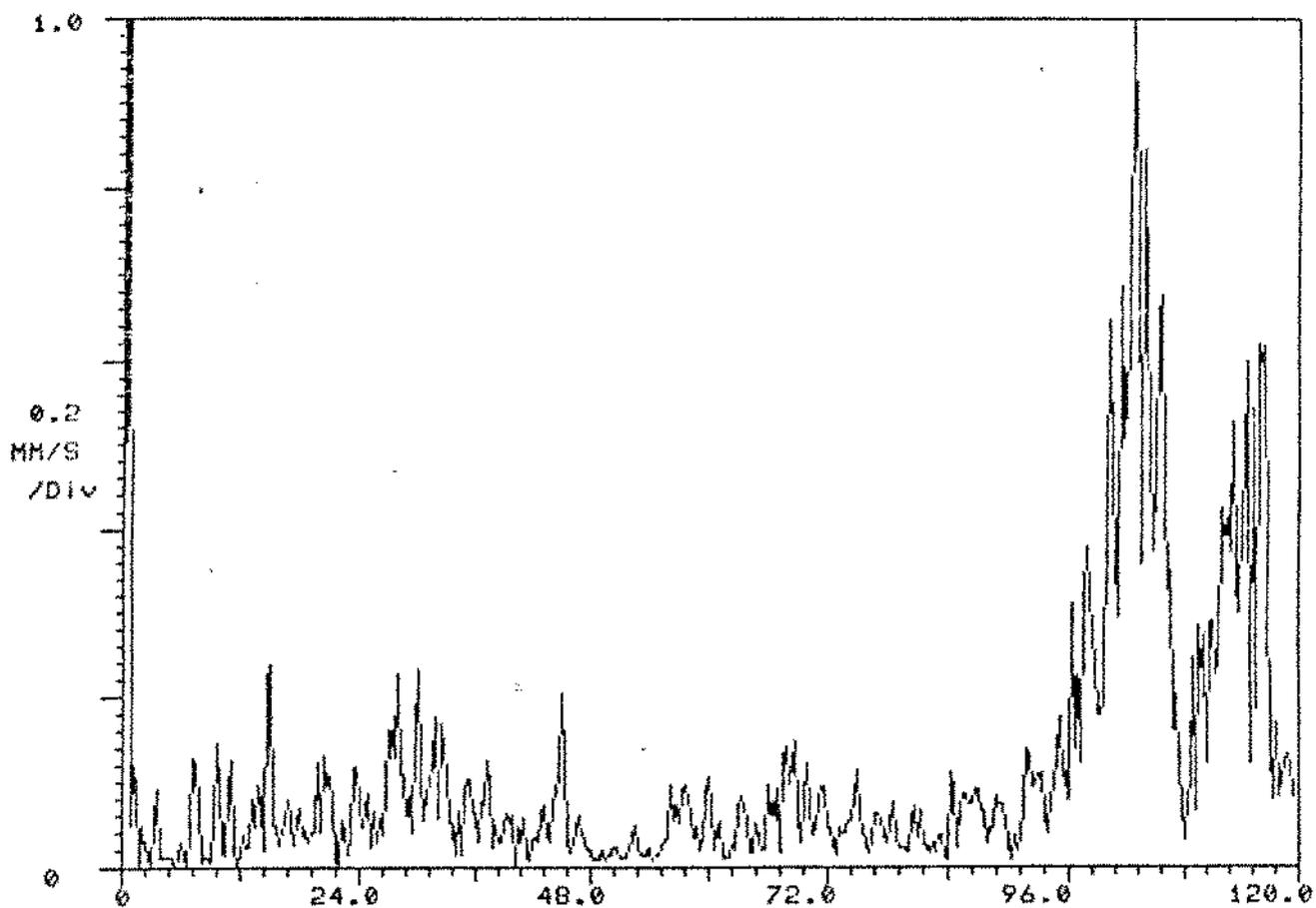


Figura 5.10: Espectro do sinal anterior [Hz].

Dynamic Points Report

TIME RECORD

ID: GRANITO	BUV-45M	DESC: PRENSAS MP6	DET: RMS
FULL SCALE: 1.0	Gs	TYPE: Acceleration	INPUT SENS: 980.0
LOW FQ LMT: 0	ms	RPM: 450.0	ALARM2: 1.0
ALARM TYPE: Level		ALARM1: 1.0	WINDOW: Uniform
FREQ RANGE: 0 - 3333.33	ms	AVG: 45	LINES: 1024
DATE: 16-FEB-93, 17:33:35			

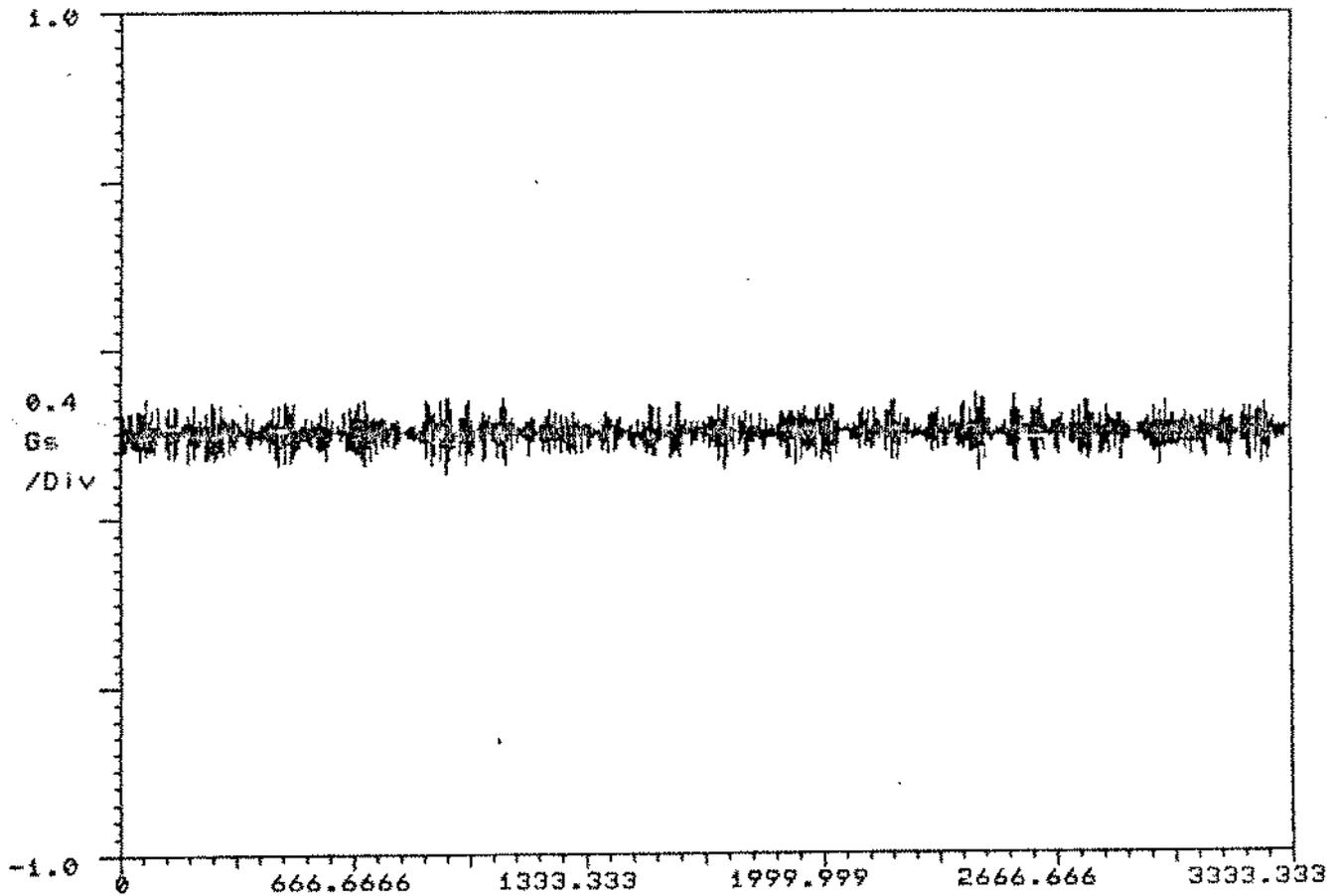


Figura 5.11: Velocidade vertical do cilindro granito - 45 médias.

Dynamic Points Report
SPECTRUM

ID: GRANITO	BUV 45M	DESC: PRENSA5 MP6	
FULL SCALE: 1.0	MM/S	TYPE: Acc to Vel	DIT: RMS
LOW FQ LMI: 0.2	Hz	RPM: 450.0	INPUT SENS: 980.0
ALARM TYPE: Level		ALARM1: 1.0	ALARM2: 1.0
FREQ RANGE: 0 - 120.0	Hz		WINDOW: Hanning
DATE: 16-FEB-93, 17:33:35		AVG: 45	LINES: 400

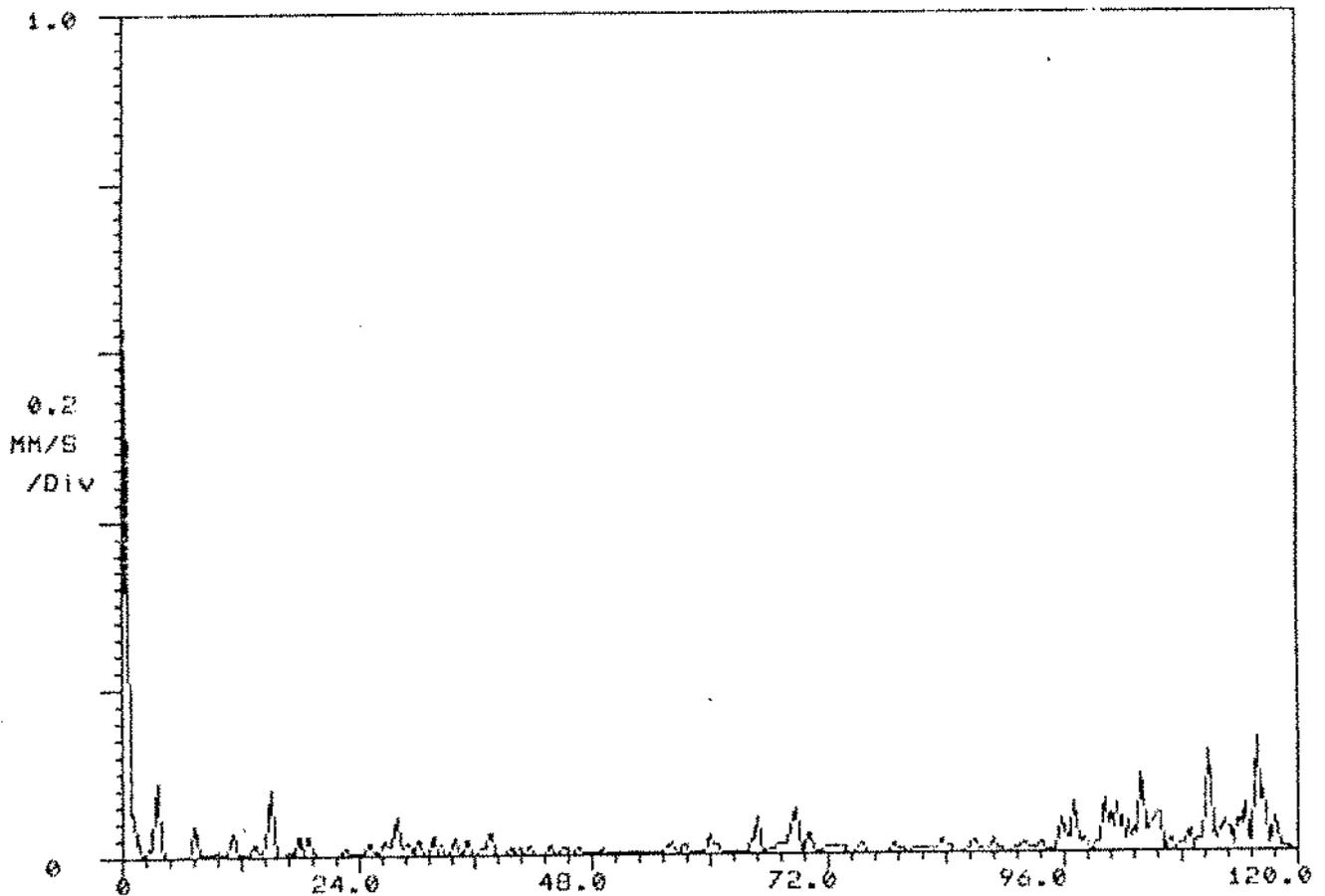


Figura 5.12: Espectro do sinal anterior [Hz].

5.2 Análise da resposta no domínio do tempo

Alterações da pressão de contato no nip de cilindros de máquinas de papel ocasionam vibrações, as quais causam uma diminuição na qualidade do papel produzido. Um trabalho que também apresenta esta preocupação está sendo desenvolvido por Kuosmanen [39]. Este trabalho está sendo realizado no laboratório de projeto de máquinas da Helsinki University of Technology e é denominado de RMCS - The Roundness Measurement and Compensation System. Este trabalho tem sido desenvolvido desde 1990 com o objetivo de medir e compensar a seção transversal de cilindros de máquinas de papel, devido a erros causados pela sua flexibilidade. As alterações da pressão de contato causadas pela mudança da rigidez são compensadas por uma usinagem não circular dos cilindros.

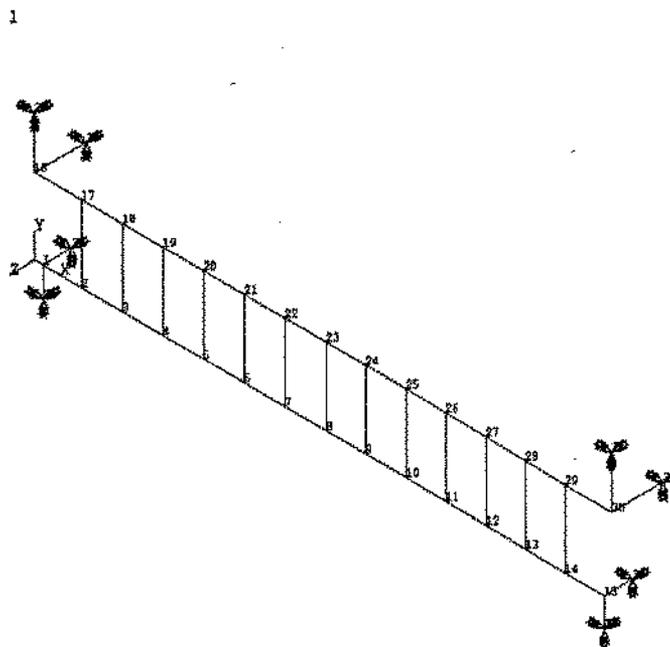
Nesta etapa do trabalho foram realizados vários ensaios no laboratório paralelamente aos exemplos simulados no programa APREMP. Nestes exemplos variava-se os valores das propriedades do revestimento de borracha, as constantes dos suportes e as forças de excitação externa. Foram simulados também alguns exemplos considerando uma força de excitação externa aplicada no plano perpendicular ao contato, de acordo com as equações 2.11 e 2.16.

Devido ao fato das constantes do revestimento e dos suportes influenciarem de uma maneira significativa os resultados obtidos, optou-se por fazer uma análise de sensibilidade deste modelo para determinarmos a influência destes parâmetros em uma faixa de variação mais ampla. Esta análise de sensibilidade será apresentada na próxima seção.

A figura 5.13 mostra um desenho esquemático da 4ª prensa da máquina 6 da Ripasa. Este modelo será utilizado para mostrarmos o comportamento da resposta devida às diferentes excitações e também para a análise de sensibilidade da próxima seção. As dimensões e as propriedades dos cilindros consideradas para este modelamento estão dados na tabela 4.2 e cada cilindro foi modelado com 14 elementos (15 nós). Os valores utilizados para as constantes de rigidez dos suportes nas direções vertical e horizontal e a constante de rigidez do revestimento que representa o contato são iguais às utilizadas na seção 4.3

Para todos os exemplos mostrados abaixo foi aplicada uma força de compressão inicial de tal forma que se garanta deslocamento uniforme em todos os nós que representam o contato dos cilindros.

Devido à compressão inicial o revestimento de borracha atua como se fosse uma



Desenho Esquemático de prensa 4

Figura 5.13: Desenho esquemático da 4ª prensa - Rípasa.

mola em compressão. As figuras a seguir mostram os deslocamentos da linha de centro dos cilindros e, quando houver cruzamento entre estas linhas significa que houve perda de contato neste ponto e conseqüentemente o programa recalcula as matrizes de rigidez e amortecimento considerando a perda de contato neste ponto. Portanto o programa realiza a cada incremento de tempo esta verificação do contato.

A figura 5.14 mostra as forças para os GLs 6 e 66, os quais correspondem aos deslocamentos dos nós 2 e 17 na direção vertical, considerando a força de compressão inicial e a força de desbalanceamento, que para este exemplo considerou-se apenas desbalanceamento no segundo elemento dos cilindros inferior e superior. A figura 5.15 mostra os deslocamentos obtidos para este caso. O deslocamento do GL 6, no instante inicial, é positivo devido à força de compressão inicial, enquanto o deslocamento do GL 66, mostrado na parte inferior da figura, representa o deslocamento relativo entre a posição de equilíbrio antes da aplicação da carga de compressão inicial e depois da aplicação desta força.

As figuras 5.16 e 5.17 mostram as forças e deslocamentos para os mesmos graus de liberdade que as anteriores, porém com forças devida à compressão inicial e às corrugações do revestimento do cilindro. Para estes exemplos consideraram-se corrugações apenas nos

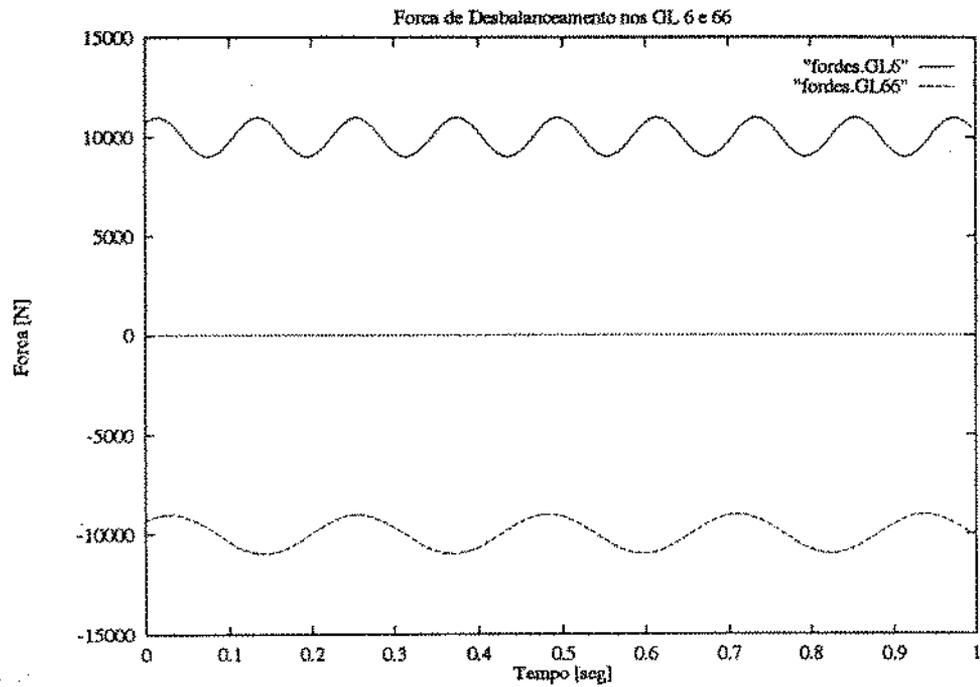


Figura 5.14: Força devida à compressão inicial e ao desbalanceamento.

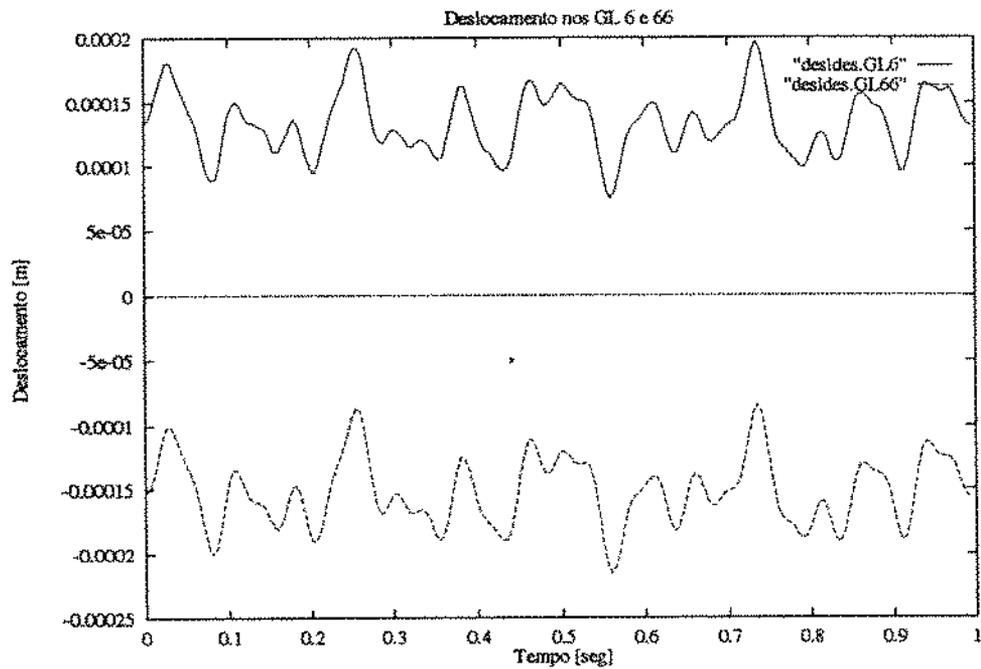


Figura 5.15: Deslocamento devido à compressão inicial e ao de desbalanceamento.

graus de liberdade 6 e 66, com frequência de 300 rd/s (47.75 Hz) e 200 rd/s (31.83 Hz) respectivamente. As forças devidas ao desbalanceamento e às corrugações do cilindro foram calculadas de acordo com a formulação apresentada na seção 3.3.

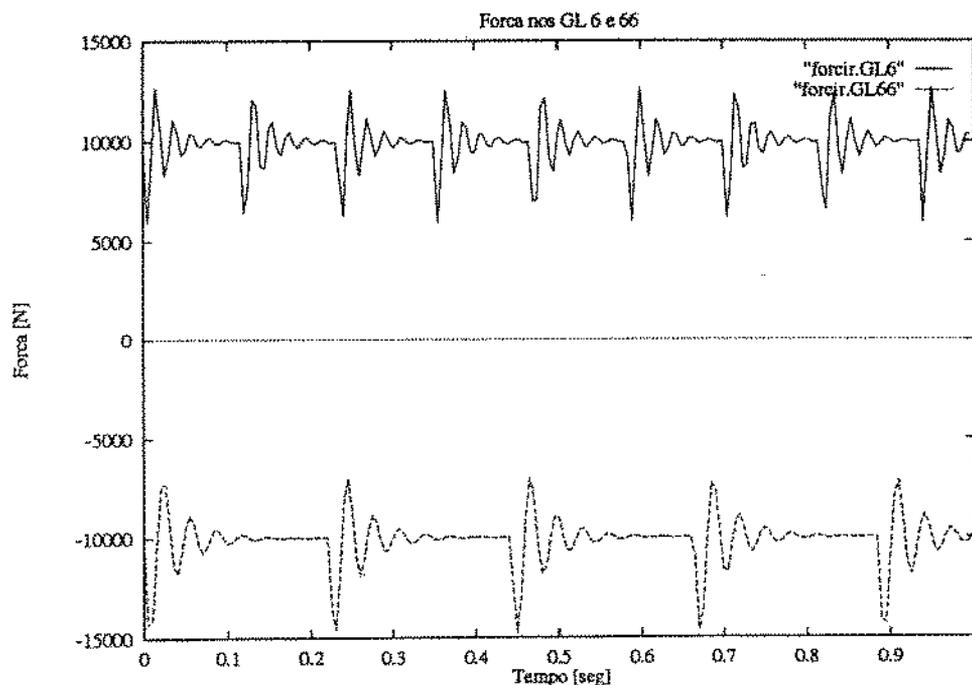


Figura 5.16: Força devida à compressão inicial e às corrugações.

As figuras 5.18 e 5.19 mostram as forças e os deslocamentos para os mesmos graus de liberdade que as figuras anteriores. Neste caso os dois tipos de forças atuam simultaneamente.

A figura 5.20 mostra a aceleração do grau de liberdade 66. Para este exemplo consideraram-se as mesmas forças que na figura anterior, ou seja, força de compressão inicial, desbalanceamento no segundo elemento dos cilindros inferior e superior e corrugações nos nós 6 e 66.

A figura 5.21 mostra a aceleração medida na direção vertical do mancal do cilindro 4.31 da 4ª prensa para uma frequência de até 20 Hz. Esta medida foi realizada no mesmo dia que as medidas mostradas no capítulo 4 e portanto nas mesmas condições de operação. Embora a escala de tempo entre as figuras 5.20 e 5.21 sejam diferentes, podemos notar que as amplitudes encontram-se na mesma faixa, 0.2 g. Onde g é a aceleração da gravidade

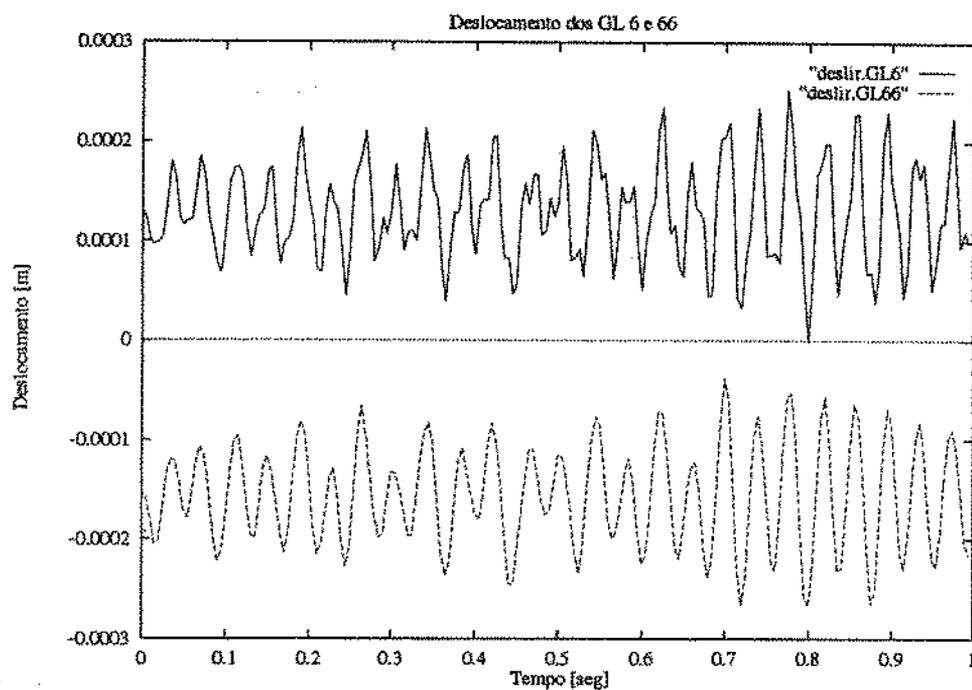


Figura 5.17: Deslocamento devido à compressão inicial e às corrugações.

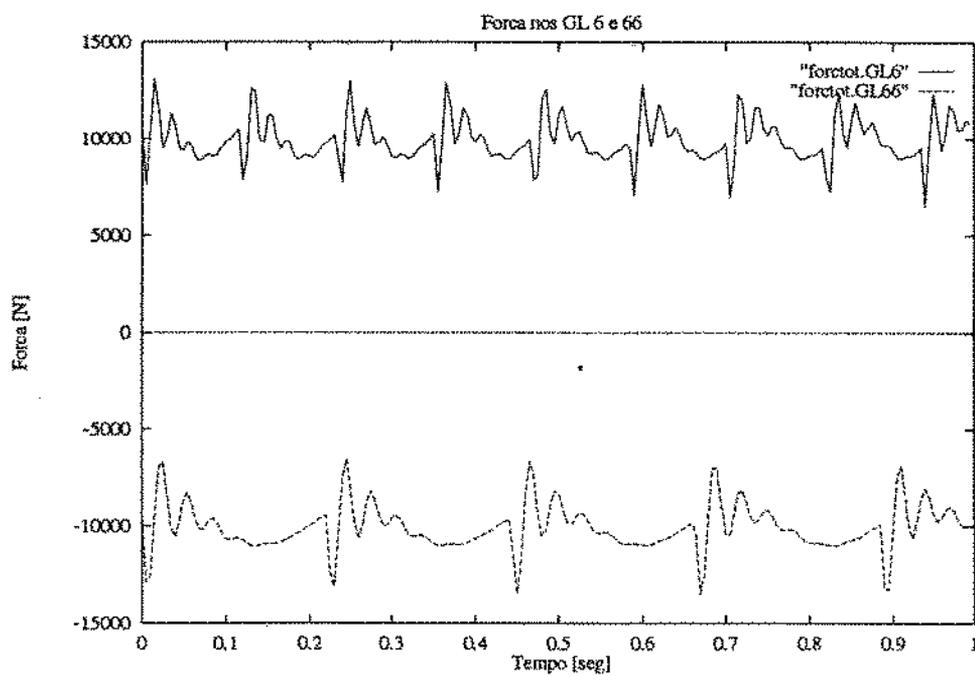


Figura 5.18: Força devida à compressão inicial, desbalanceamento e corrugações.

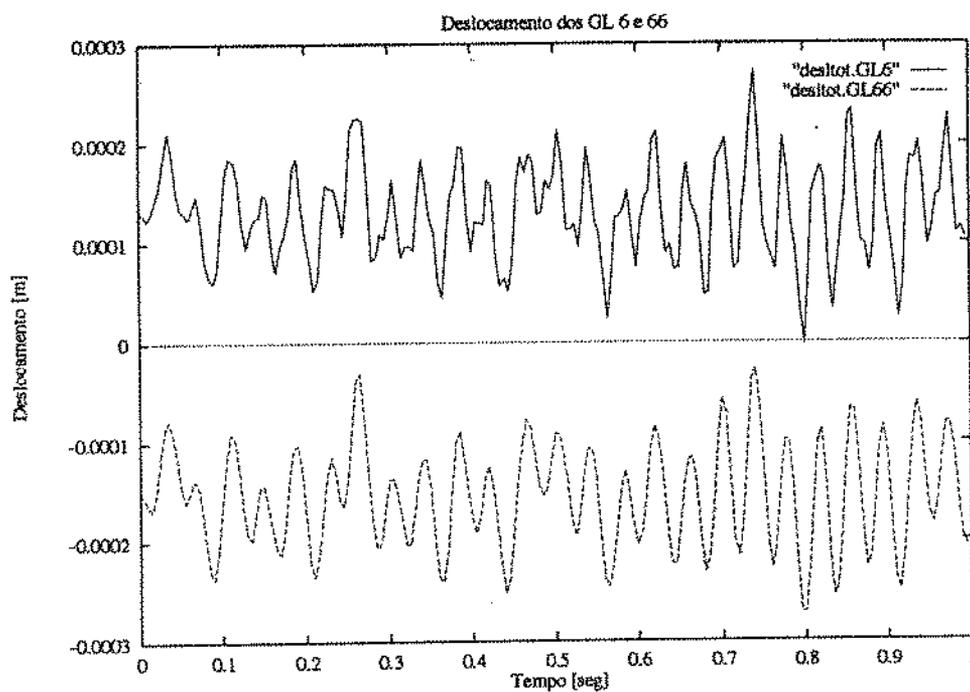


Figura 5.19: Deslocamento devido à compressão inicial, desbalanceamento e corrugações .

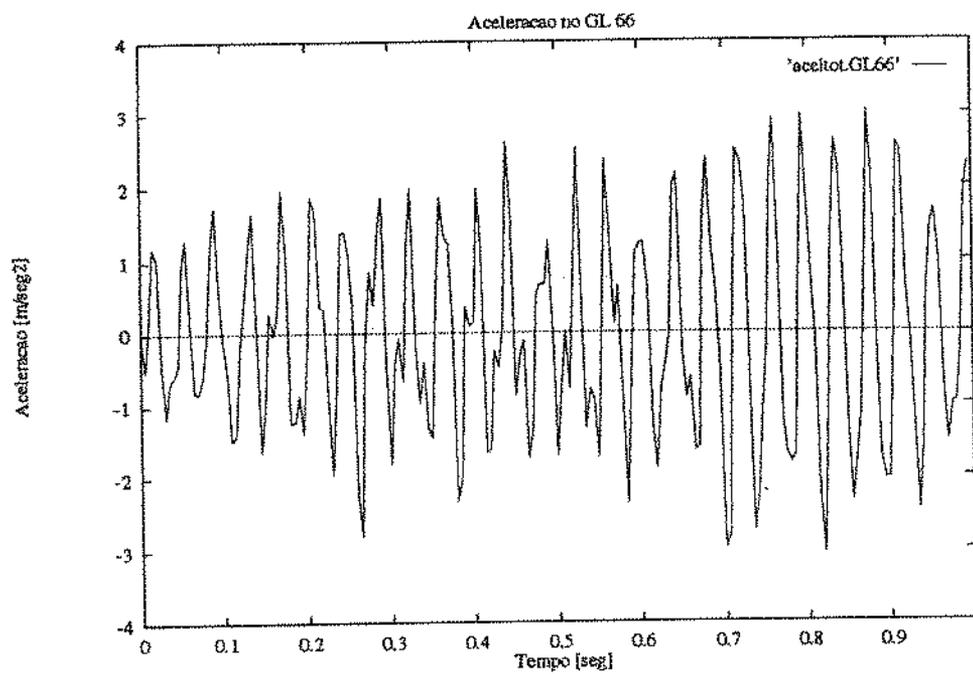


Figura 5.20: Aceleração devida à compressão inicial, desbalanceamento e corrugações .

e no gráfico da figura 5.21 o símbolo *EU* significa "unidades de engenharia" e para a amplitude em aceleração é igual a g .

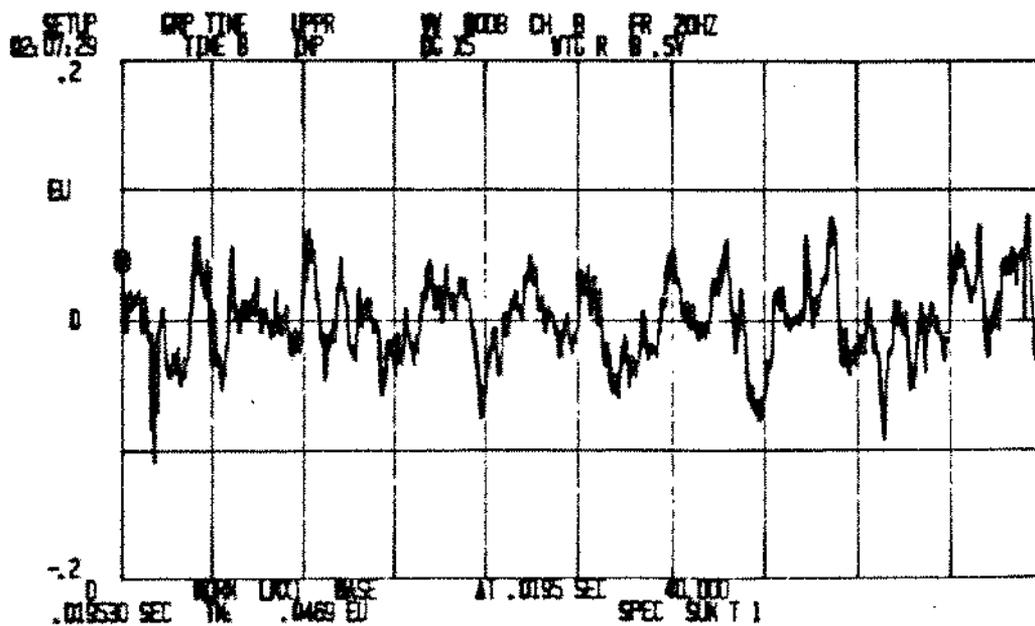


Figura 5.21: Aceleração na direção vertical do cilindro 4.31.

5.3 Análise de sensibilidade

Nas últimas décadas a análise de sensibilidade tem sido usada para uma grande variedade de aplicações, pois com o aumento da complexidade dos problemas um maior número de variáveis e graus de liberdade são necessários para a formulação do problema. Este tipo de análise oferece grandes vantagens em relação ao tempo para resolução do problema e facilidade de interpretação dos resultados.

Através da análise de sensibilidade torna-se possível prever o comportamento de um sistema mecânico em função da mudança de parâmetros deste sistema. Portanto, esta análise tem sido aplicada mais frequentemente para otimização, alterações de projetos e detecção de falhas. Musgrove et al [40] utilizam uma análise de sensibilidade para otimizar uma casca cilíndrica usada para o transporte aéreo.

Vários outros trabalhos, os quais seguem esta mesma linha, poderiam ser citados. Fritzen e Nordmann [41], quando estudam a instabilidade de rotores, fazem uma análise de sensibilidade para quantificar a influência de alterações de parâmetros nos autovalores do sistema.

Apesar da grande quantidade de artigos que se encontra na literatura, recentes trabalhos, como por exemplo, Srinivasan e Kot [42] alertam para a necessidade de comprovação experimental. Neste artigo é discutida também uma controvérsia entre Wang e Zhang [43] e vários outros autores. No trabalho de Wang e Zhang conclui-se que a análise de sensibilidade dos parâmetros modais não é capaz de identificar alguns tipos de falhas incipientes e que estas falhas poderiam ser detectadas através da análise de sensibilidade da função de resposta para certas faixas de frequência. O trabalho de Srinivasan e Kot mostra uma análise modal experimental de uma casca cilíndrica, antes e depois da introdução de uma falha (fenda) e, conclui que as formas dos modos de vibrar são mais sensíveis a esta falha do que as frequências modais e que futuras investigações ainda deverão ser feitas para que se possa generalizar o uso da análise de sensibilidade como um método prático e não destrutivo para determinação de falhas.

Nos exemplos mostrados na seção anterior verificou-se uma grande influência da variação das propriedades do revestimento nas características dinâmicas das prensas. Portanto a seguir será feita uma análise da sensibilidade dos autovalores, autovetores e da função de resposta em frequência. Optou-se por esta análise completa para verificarmos

qual o tipo de análise seria mais sensível para este sistema, pois pretende-se em uma etapa futura fazer a identificação de falhas, ou seja, uma manutenção preditiva, baseada nesta análise de sensibilidade.

Considerando a equação do movimento sem amortecimento,

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (5.1)$$

E considerando uma força de excitação senoidal, com frequência ω , $F(t)$ pode ser escrito como $\{F_0\}e^{j\omega t}$, com $j = \sqrt{-1}$ e a resposta permanente do sistema como $\{u_0\}e^{j\omega t}$. Substituindo na equação 5.1,

$$([K] - \omega^2[M])\{u_0\}e^{j\omega t} = \{F_0\}e^{j\omega t} \quad (5.2)$$

$$\{u_0\} = ([K] - \omega^2[M])^{-1}\{F_0\} = [\alpha(\omega)]\{F_0\} \quad (5.3)$$

onde a matriz $[\alpha(\omega)]$ é chamada de matriz de receptância

$$[\alpha(\omega)] = ([K] - \omega^2[M])^{-1} \quad (5.4)$$

Uma maneira de calcularmos a inversa desta matriz é através do uso da decomposição modal. Considerando a normalização

$$[\phi]^T [M] [\phi] = [I] \quad (5.5)$$

$$[\phi]^T [K] [\phi] = [\Lambda] \quad (5.6)$$

com $[I]$ sendo a matriz identidade, $[\Lambda]$ a matriz diagonal que contém os autovalores e $[\phi]$ a matriz modal do sistema. Substituindo estas equações em 5.4, temos

$$[\alpha(\omega)] = \{[\phi]^{-T}([\Lambda] - \omega^2[I])[\phi]^{-1}\}^{-1} \quad (5.7)$$

$$[\alpha(\omega)] = [\phi]([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1}[\phi]^T \quad (5.8)$$

Substituindo a equação acima em 5.3, temos a amplitude da resposta complexa, $\{u_0\}$, descrevendo a resposta permanente do sistema.

$$\{u_0\} = [\phi]([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1}[\phi]^T \{F_0\} \quad (5.9)$$

A amplitude da resposta complexa para a k -ésima cordenada pode ser escrita em notação de somatória como,

$$u_0(k) = \sum_{l=1}^n \sum_{i=1}^n \frac{\phi(k, i) \phi^T(l, i)}{(\omega_i^2 - \omega^2)} F_0(l) \quad (5.10)$$

onde i corresponde ao i -ésimo modo do sistema, $\phi(k, i)$ é o k -ésimo elemento do autovetor i , $\phi^T(l, i)$ é o l -ésimo componente do autovetor transposto i e $F_0(l)$ é o l -ésimo componente do vetor de força e $\omega_i^2 = \lambda_i$ é o i -ésimo autovalor do sistema.

5.4 Análise da Sensibilidade dos autovalores

A idéia básica de calcularmos, de uma maneira aproximada, a variação dos autovalores causados por alterações dos parâmetros do sistema, pode ser obtida através da expansão do autovalor em série de Taylor. O truncamento da série de Taylor após a primeira derivada leva a uma fórmula aproximada linear.

$$\lambda_i = \lambda_{0i} + \frac{\partial \lambda_i}{\partial p} \Delta p \quad (5.11)$$

onde λ_i é o autovalor corrigido, λ_{0i} é o autovalor do sistema original e Δp representa a variação do parâmetro p .

Considerando a equação para a solução do problema de autovalor e chamando $\omega_i^2 = \lambda_i$, temos

$$([K] - \lambda_i[M]) \{\phi_i\} = 0 \quad (5.12)$$

Diferenciando a equação acima com relação ao parâmetro p ,

$$([K] - \lambda_i[M])\frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p} + \left(\frac{\partial[K]}{\partial p} - \frac{\partial\lambda_i}{\partial p}[M] - \lambda_i\frac{\partial[M]}{\partial p}\right)\{\phi_i\} = 0 \quad (5.13)$$

Pré multiplicando a equação 5.13 por $\{\phi_i\}^T$ e usando o fato de $\{\phi_i\}^T([K] - \lambda_i[M]) = 0$, temos

$$\frac{\partial\lambda_i}{\partial p} = \{\phi_i\}^T \left(\frac{\partial[K]}{\partial p} - \lambda_i\frac{\partial[M]}{\partial p}\right) \{\phi_i\} \quad (5.14)$$

Substituindo a equação acima em 5.11 obtemos

$$\lambda_i = \lambda_{0i} + \{\phi_i\}^T \left(\frac{\partial[K]}{\partial p} - \lambda_i\frac{\partial[M]}{\partial p}\right) \{\phi_i\} \Delta p \quad (5.15)$$

Os exemplos que serão mostrados a seguir utilizam o modelo da 4ª prensa, citado anteriormente. Devido ao grande número de graus de liberdade deste problema e ao fato das equações do movimento serem desacopladas nos planos horizontal e vertical, considerou-se apenas o movimento no plano vertical, plano no qual o revestimento atua como mola em compressão.

As figuras 5.22 e 5.23 mostram a variação dos autovalores ω_1 a ω_4 para uma variação na constante de rigidez de 0% a 30%. Devido ao grande número de variáveis envolvidas, é de se esperar um erro na identificação da constante de rigidez que representa o contato para condições reais de operação. Foi usada uma taxa de variação desta constante de até 30% para analisarmos sua influência nas propriedades das prensas.

Como pode ser observado, a frequência de 52.98 Hz não aparece nesta formulação, pois esta representa um modo de vibração no plano horizontal, como pode ser visto pela figura 4.20.

5.5 Análise da sensibilidade dos autovetores

A variação dos autovetores pode ser calculada de uma maneira similar à seção anterior

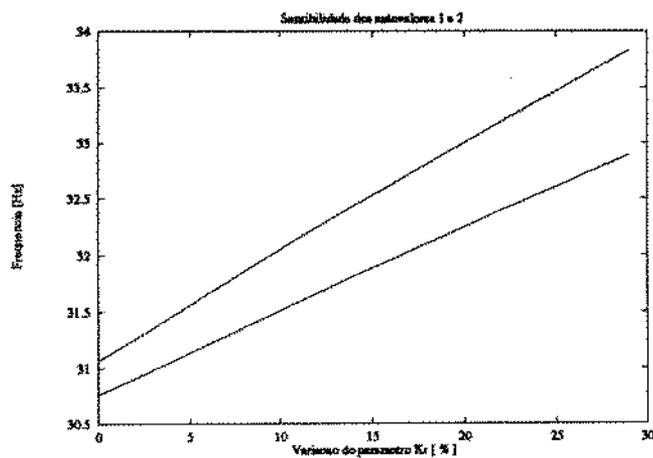


Figura 5.22: Variação de ω_1 e ω_2 em relação à constante de rigidez do revestimento.

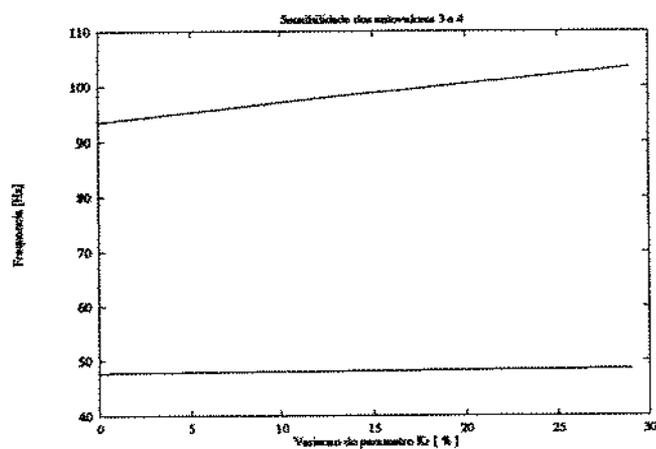


Figura 5.23: Variação de ω_3 e ω_4 em relação à constante de rigidez do revestimento.

$$\{\phi_i\} = \{\phi_{0i}\} + \frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p} \Delta p \quad (5.16)$$

onde $\{\phi_i\}$ é o autovetor corrigido do modo i , $\{\phi_{0i}\}$ é o autovetor do modo i do sistema original e $\frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p}$ é a sensibilidade do autovetor do modo i em relação ao parâmetro p .

Considerando agora 2 soluções distintas para o problema do autovalor, modos i e j . Estas soluções podem ser escritas na forma

$$([K] - \lambda_i[M])\{\phi_i\} = 0 \quad (5.17)$$

$$([K] - \lambda_j[M])\{\phi_j\} = 0 \quad (5.18)$$

Fazendo a transposta da equação 5.18 e diferenciando cada uma destas equações em relação ao parâmetro p e, lembrando que as matrizes $[M]$ e $[K]$ são simétricas, temos:

$$([K] - \lambda_i[M]) \frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p} + \left(\frac{\partial[K]}{\partial p} - \lambda_i \frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial\lambda_i}{\partial p} [M] \right) \{\phi_i\} = 0 \quad (5.19)$$

$$\frac{\partial\{\phi_j\}^T}{\partial p} ([K] - \lambda_j[M]) + \{\phi_j\}^T \left(\frac{\partial[K]}{\partial p} - \lambda_j \frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial\lambda_j}{\partial p} [M] \right) = 0 \quad (5.20)$$

As derivadas $\frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p}$ e $\frac{\partial\{\phi_j\}^T}{\partial p}$ não podem ser encontrados diretamente, pois $([K] - \lambda_i[M])$ e $([K] - \lambda_j[M])$ são matrizes singulares. Pré multiplicando a equação 5.19 por $\{\phi_j\}^T$, $j \neq i$ e pós multiplicando a equação 5.20 por $\{\phi_i\}$, $i \neq j$, temos

$$\{\phi_j\}^T ([K] - \lambda_i[M]) \frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p} = \{\phi_j\}^T \left(\lambda_i \frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p} \right) \{\phi_i\} \quad (5.21)$$

$$\frac{\partial\{\phi_j\}^T}{\partial p} ([K] - \lambda_j[M]) \{\phi_i\} = \{\phi_j\}^T \left(\lambda_j \frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p} \right) \{\phi_i\} \quad (5.22)$$

em vista da equação 5.5.

Substituindo $[k]\{\phi_i\} = \lambda_i[M]\{\phi_i\}$ e $\{\phi_j\}^T[k] = \lambda_j\{\phi_j\}^T[M]$ nas equações acima

$$(\lambda_j - \lambda_i)\{\phi_j\}^T[M]\frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p} = \{\phi_j\}^T\left(\lambda_i\frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p}\right)\{\phi_i\} \quad (5.23)$$

$$\frac{\partial\{\phi_j\}^T}{\partial p}(\lambda_i - \lambda_j)[M]\{\phi_i\} = \{\phi_j\}^T\left(\lambda_j\frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p}\right)\{\phi_i\} \quad (5.24)$$

Pré multiplicando a equação 5.23 por $\{\phi_j\}$, $j \neq i$ e pós multiplicando a equação 5.24 por $\{\phi_i\}^T$, $i \neq j$

$$\{\phi_j\}\{\phi_j\}^T[M]\frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p} = \left\{\{\phi_j\}^T\left(\lambda_i\frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p}\right)\{\phi_i\}\right\}\frac{\{\phi_j\}}{(\lambda_j - \lambda_i)} \quad (5.25)$$

$$\frac{\partial\{\phi_j\}^T}{\partial p}[M]\{\phi_i\}\{\phi_i\}^T = \left\{\{\phi_j\}^T\left(\lambda_j\frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p}\right)\{\phi_i\}\right\}\frac{\{\phi_i\}^T}{(\lambda_i - \lambda_j)} \quad (5.26)$$

Desde que os autovetores das matrizes $[M]$ e $[K]$ são linearmente independentes, devido à hipótese de autovalores distintos, os vetores de sensibilidade $\frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p}$ e $\frac{\partial\{\phi_j\}^T}{\partial p}$, podem ser expandidos em termos de $\{\phi_i\}$ e $\{\phi_j\}^T$, respectivamente, segundo Crossley e Porter, [44]. Então

$$\frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p} = \sum_{m=1}^n \Theta_m^i \phi_m \quad (5.27)$$

$$\frac{\partial\{\phi_j\}^T}{\partial p} = \sum_{m=1}^n \Psi_m^i \phi_m^T \quad (5.28)$$

Multiplicando a equação 5.27 por $\{\phi_j\}\{\phi_j\}^T[M]$

$$\{\phi_j\}\{\phi_j\}^T[M]\frac{\partial\{\phi_i\}^T}{\partial p} = \{\phi_j\}\{\phi_j\}^T[M]\left\{\Theta_1^i\phi_1 + \dots + \Theta_j^i\{\phi_j\} + \dots\right\} = \Theta_j^i\{\phi_j\} \quad (5.29)$$

Comparando as equações 5.25 e 5.29, temos

$$\Theta_j^i = \{\phi_j\}^T\left(\lambda_i\frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p}\right)\frac{\{\phi_i\}}{(\lambda_j - \lambda_i)} \quad (5.30)$$

Substituindo agora a equação 5.30 em 5.27

$$\frac{\partial\{\phi_i\}}{\partial p} = \Theta_i^i\{\phi_i\} + \sum_{j=1, j \neq i}^n \left\{ \{\phi_j\}^T \left(\lambda_i \frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p} \right) \{\phi_i\} \right\} \frac{\{\phi_j\}}{(\lambda_j - \lambda_i)} \quad (5.31)$$

De uma maneira similar temos que,

$$\frac{\partial\{\phi_j\}^T}{\partial p} = \Psi_j^j\{\phi_j\}^T + \sum_{i=1, i \neq j}^n \left\{ \{\phi_j\}^T \left(\lambda_j \frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p} \right) \{\phi_i\} \right\} \frac{\{\phi_i\}^T}{(\lambda_i - \lambda_j)} \quad (5.32)$$

As equações 5.31 e 5.32 representam a sensibilidade dos autovetores em função da variação do parâmetro p . Os termos $\Theta_i^i\{\phi_i\}$ e $\Psi_j^j\{\phi_j\}^T$ representam componentes de sensibilidade que estão nas mesmas direções dos vetores. Portanto, influenciam apenas a magnitude da sensibilidade e não suas direções. Desde que a importância na derivada dos autovetores seja a magnitude relativa de seus elementos, uma escolha adequada dos coeficientes Θ_i^i e Ψ_j^j , segundo Sharp e Brooks [45], é fazermos estes termos iguais a zero.

Substituindo a equação de sensibilidade do autovetor, equação 5.31, em 5.16 obtemos a variação do autovetor em função da variação do parâmetro p . As figuras 5.24 a 5.27 mostram a influência da variação da constante de rigidez do revestimento nos autovetores. Foi utilizado o mesmo modelo da seção anterior e a mesma taxa de variação da constante de rigidez.

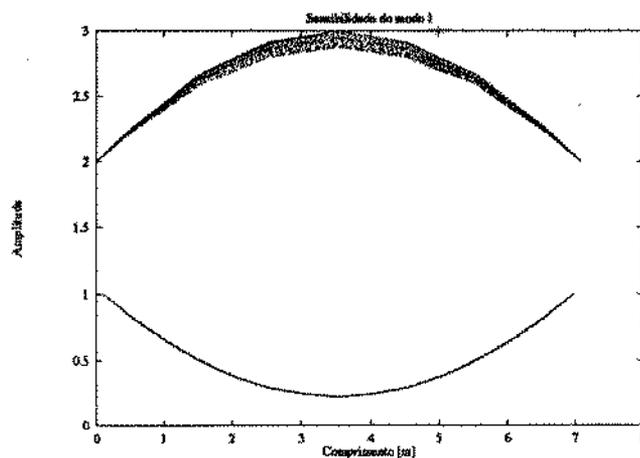


Figura 5.24: Variação de $\{\phi_1\}$ em relação à constante de rigidez.

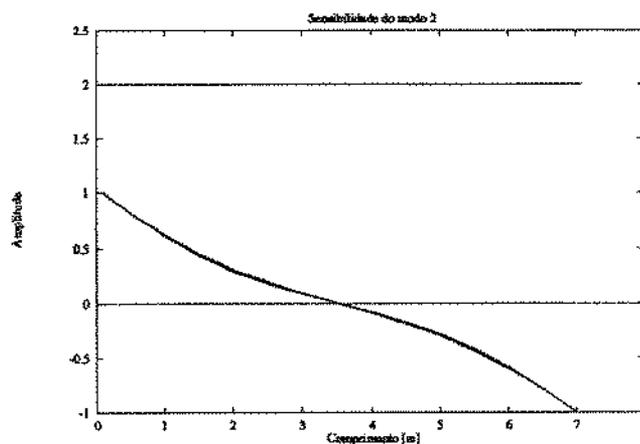


Figura 5.25: Variação de $\{\phi_2\}$ em relação à constante de rigidez.

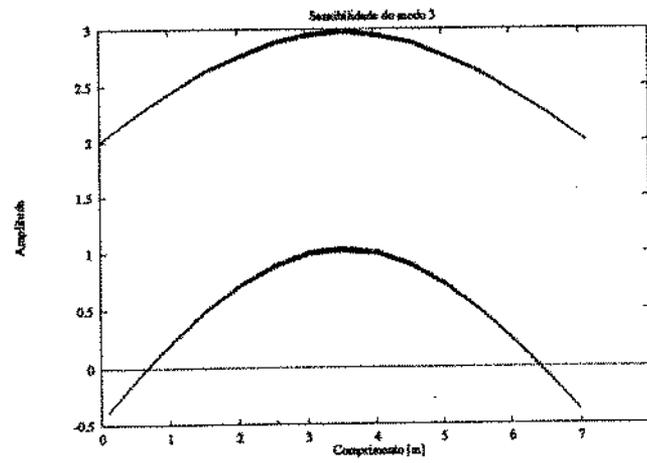


Figura 5.26: Variação de $\{\phi_3\}$ em relação à constante de rigidez.

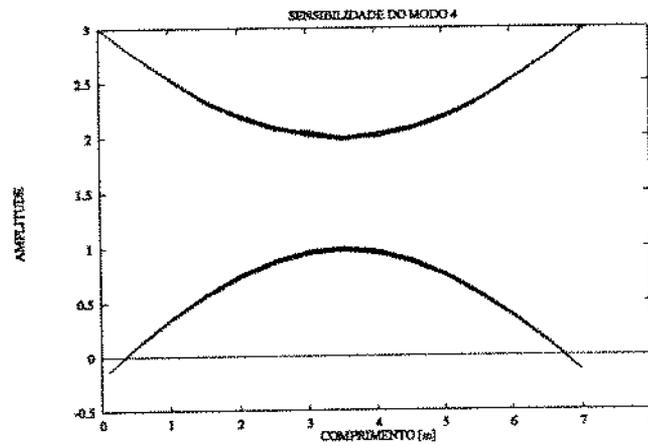


Figura 5.27: Variação de $\{\phi_4\}$ em relação à constante de rigidez.

5.6 Sensibilidade da resposta em frequência

Para um valor particular da frequência ω , a sensibilidade da amplitude da resposta complexa devido a variações de valores nos parâmetros do sistema, pode ser encontrada diferenciando a equação 5.9, com relação ao parâmetro desejado, p .

$$\frac{\partial u_0}{\partial p} = \frac{\partial}{\partial p} ([\phi]([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1}[\phi]^T F_0) = [D] \frac{\partial c}{\partial p} + \frac{\partial [D]}{\partial p} \{c\} \quad (5.33)$$

onde

$$[D] = [\phi]([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1} \quad (5.34)$$

$$\{c\} = [\phi]^T \{F_0\} \quad (5.35)$$

Portanto

$$\frac{\partial [D]}{\partial p} = [\phi] \frac{\partial([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1}}{\partial p} + \frac{\partial [\phi]}{\partial p} ([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1} \quad (5.36)$$

$$\frac{\partial [D]}{\partial p} = [\phi] ([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1} \frac{\partial([\Lambda] - \omega^2[I])}{\partial p} ([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1} + \frac{\partial [\phi]}{\partial p} ([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1} \quad (5.37)$$

como $\frac{\partial([\Lambda] - \omega^2[I])}{\partial p} = \frac{\partial[\Lambda]}{\partial p}$, pois ω não é função de qualquer parâmetro p , temos

$$\frac{\partial [D]}{\partial p} = [\phi] ([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1} \frac{\partial[\Lambda]}{\partial p} ([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1} + \frac{\partial [\phi]}{\partial p} ([\Lambda] - \omega^2[I])^{-1} \quad (5.38)$$

e

$$\frac{\partial \{c\}}{\partial p} = [\phi]^T \frac{\partial \{F_0\}}{\partial p} + \frac{\partial [\phi]^T}{\partial p} F_0 = \frac{\partial [\phi]^T}{\partial p} F_0 \quad (5.39)$$

pois F_0 não é função do parâmetro p . Substituindo as equações 5.38 e 5.39 em 5.33, temos

$$\begin{aligned} \frac{\partial \{u_0\}}{\partial p} &= [\phi] ([\Lambda] - \omega^2 [I])^{-1} \left\{ \frac{\partial [\phi]^T}{\partial p} + \frac{\partial [\Lambda]}{\partial p} ([\Lambda] - \omega^2 [I])^{-1} [\phi]^T \right\} F_0 + \\ &\quad \frac{\partial [\phi]}{\partial p} ([\Lambda] - \omega^2 [I])^{-1} [\phi]^T F_0 \end{aligned} \quad (5.40)$$

A sensibilidade da k-ésima componente da resposta para variação no parâmetro p, pode ser obtida da equação acima em forma de somatória, como:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_0(k)}{\partial p} &= \sum_{l=1}^n \sum_{i=1}^n \left\{ \frac{\phi(k, i) f_0(l)}{(\omega_i^2 - \omega^2)} \frac{\partial [\phi]^T(l, i)}{\partial p} + \frac{\phi(k, i) \phi^T(l, i)}{(\omega_i^2 - \omega^2)^2} F_0(l) \frac{\partial \lambda_i}{\partial p} + \right. \\ &\quad \left. \frac{\phi^T(l, i)}{(\omega_i^2 - \omega^2)} F_0(l) \frac{\partial \phi(k, i)}{\partial p} \right\} \end{aligned} \quad (5.41)$$

onde, $\frac{\partial \lambda(i)}{\partial p}$ é a sensibilidade do i-ésimo autovalor para variação no parâmetro p e $\frac{\partial \phi(k, i)}{\partial p}$ e $\frac{\partial [\phi]^T(l, i)}{\partial p}$ representam a sensibilidade dos autovetores do sistema.

A figura 5.28 mostra a sensibilidade da resposta para os graus de liberdade 2, 3, 114, 115 e 119 para o mesmo exemplo que as seções anteriores. Foi analisado apenas a sensibilidade da resposta em função da variação da constante de rigidez do revestimento e considerou-se uma força constante atuando nos graus de liberdade que representam o contato. A faixa de frequência analisada foi de 0 a 100 Hz, a qual engloba as primeiras frequências naturais do sistema e está representada na abscisa da figura. A ordenada é a parte real de $\frac{\partial u_0(k)}{\partial p}$ dividida pelo valor absoluto da parte real para $\omega = 0$.

A figura 5.28 mostra a sensibilidade da resposta para o sistema sem amortecimento. Como os valores das amplitudes próximos das frequências naturais são elevados, a análise da influência da constante de rigidez do revestimento fica prejudicada. Além do amortecimento devido ao revestimento existe também no contato a introdução de amortecimento devido ao feltro e a própria lâmina de papel. A figura 5.29 mostra o mesmo tipo de análise que a figura anterior, porém com um amortecimento proporcional à rigidez do revestimento (0.1% de k_r). Este amortecimento atua portanto nos mesmos graus de liberdade que o coeficiente de rigidez do revestimento e para a formulação anterior basta acrescentar a matriz C na equação 5.1.

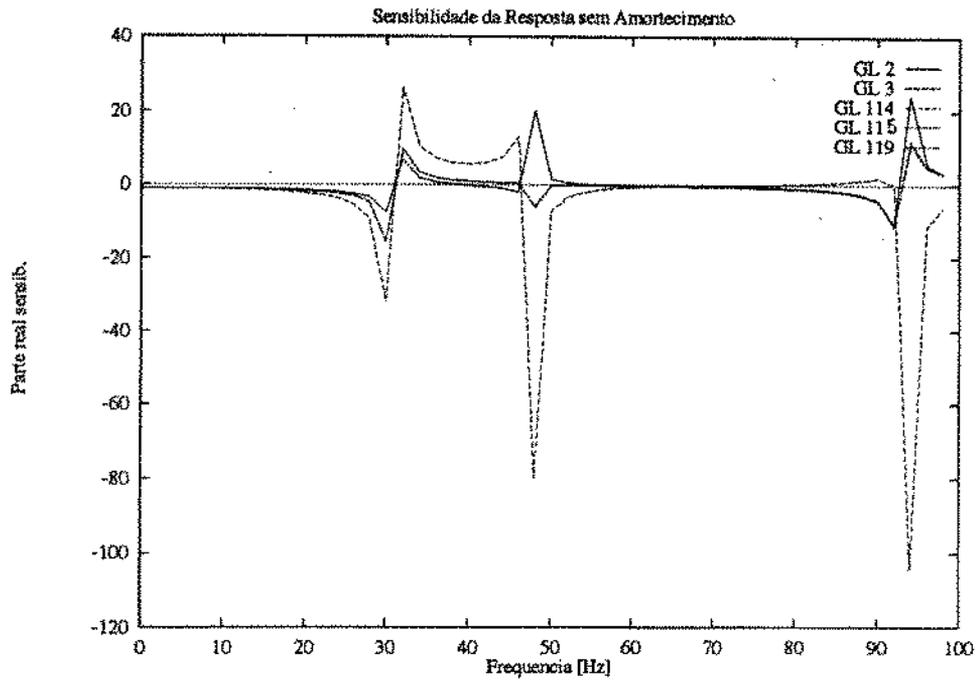


Figura 5.28: Sensibilidade da resposta em função da variação de k_r .

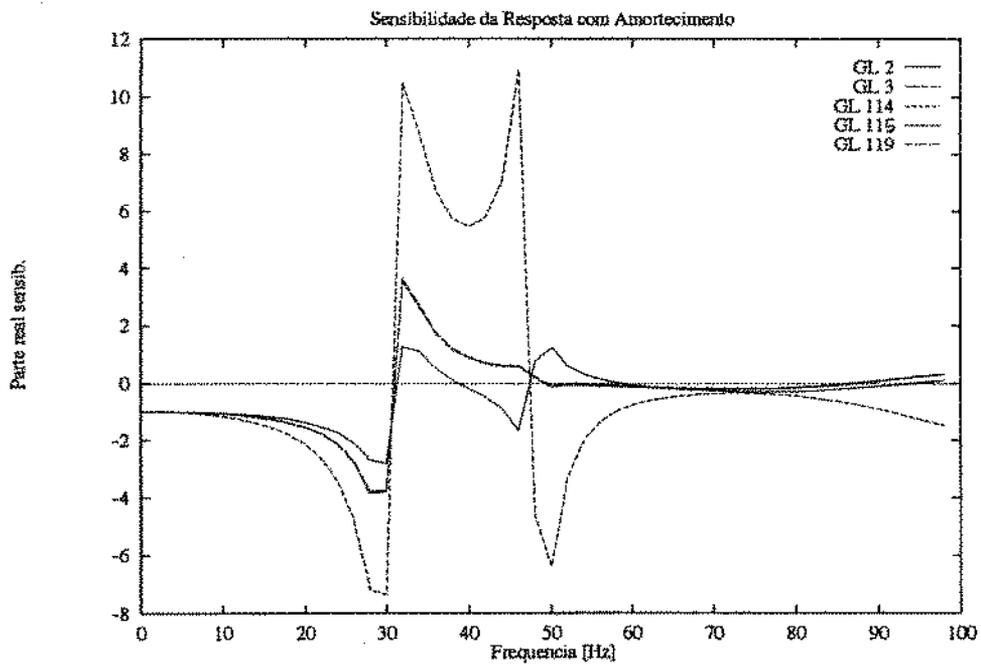


Figura 5.29: Sensibilidade da resposta com amortecimento.

A introdução de amortecimento para a análise da resposta do sistema parece representar a situação mais próxima da realidade. Podemos notar pela figura 5.29 que a variação da constante k_r influencia a amplitude das respostas e para as faixas de frequências nas quais as curvas estão abaixo da linha 0 significa que uma variação da constante k_r causa uma diminuição das amplitudes, enquanto as curvas acima desta linha significam um acréscimo na amplitude da resposta em função da variação da constante k_r .

Capítulo 6

CONCLUSÃO

No início deste trabalho havia uma proposta de convênio entre o DPM - UNICAMP e a Klabin Papel e Celulose para implantação de um programa de manutenção preditiva na fábrica de Telêmaco Borba - Paraná. A literatura técnica disponível referente a fábricas de papel era muito restrita.

Portanto este trabalho teve como objetivo inicial o modelamento da seção de prensas e a identificação de parâmetros que seriam importantes para sua caracterização dinâmica. Foi escolhida a seção de prensas por se tratar de um setor onde ocorria a maior parte dos problemas.

O modelamento proposto para a seção de prensas apresentou resultados satisfatórios para as 3 seções de prensas analisadas em diferentes fábricas.

O modelo de prensas construído no laboratório não corresponde a situação real das fábricas de papel. Para que isto viesse a ocorrer seria necessário a construção de uma máquina de papel completa, em tamanho reduzido, para incluir o feltro e a lâmina de celulose entre os cilindros. Porém este modelo foi bastante útil para analisarmos a influência do revestimento nas propriedades dinâmicas do sistema e também verificarmos se os cilindros utilizados nas seções de prensas poderiam ser representados por elementos de cilindro, como apresentados no capítulo 3.

Para os ensaios de laboratório foram utilizados dois tipos de revestimento de cilindros com propriedades diferentes. Os valores das propriedades dos revestimentos (rigidez e amortecimento) determinados experimentalmente devem ser entendidos apenas como valo-

res aproximados, pois dependem de vários fatores e para sua determinação seria necessário vários outros ensaios com rigorosa metodologia. Os resultados referentes à largura do contato e a variação da força no contato foram apresentados no capítulo 2. Os resultados relativos a determinação das frequências naturais e modos de vibrar obtidos experimentalmente e através do programa computacional não foram apresentados, pois são semelhantes aos apresentados para a fábrica de papel. No entanto, devido a observação na mudança das frequências naturais em função da mudança do revestimento optou-se pela análise de sensibilidade em relação as propriedades do revestimento.

Os defeitos no revestimento de cilindros e dos feltros originam a grande maioria dos problemas de vibração deste sistema. As corrugações dos revestimentos e dos feltros apresentam uma forma similar à apresentada pela seção 2.3 e portanto uma medida da média síncrona no tempo poderá determinar sua ocorrência e o estágio em que se encontra.

No capítulo 4 foram analisadas medidas experimentais obtidas nas fábricas. Embora fossem realizadas medidas em 3 diferentes fábricas e em todas os resultados obtidos para as frequências fossem similares, a determinação precisa das frequências naturais da seção de prensas não foi possível. Para a determinação destas frequências com maior segurança, seria necessário a realização de mais algumas medidas em diferentes condições de operação. Em função destes resultados, uma medida com a máquina parada e com colocação de excitadores, devido ao grande tamanho destas máquinas, poderia ser necessária.

As frequências naturais da seção de prensas variam em função das constantes dos suportes e da constante do revestimento, que foi adotado para simular o contato entre cilindros. No modelamento matemático a constante de rigidez do revestimento foi adotada com base nos ensaios realizados no laboratório e as constantes dos suportes foram escolhidas por tentativa. Devido a grande influência das constantes do suporte, uma situação desejável seria a identificação real deste parâmetro, pois as dimensões e características dos cilindros são conhecidas e assim teríamos os valores corretos de todos os parâmetros envolvidos no processo, com exceção do contato.

Com o tempo de uso o revestimento do cilindro passa a apresentar alguns defeitos devido ao desgaste, ou mesmo causados por algum problema de vibração de outro setor da prensa ou de sua estrutura. Quando estes defeitos são acentuados, o revestimento é usinado. A espessura mínima do revestimento é indicada pelo fabricante. No entanto, as propriedades do revestimento também variam em função de sua espessura e este se

comportará como um revestimento com maior rigidez.

Como foi mostrado, pela análise de sensibilidade, a rigidez do revestimento exerce influência nas frequências naturais da seção de prensas e isto também deverá ser analisado após a usinagem do revestimento, pois em alguns casos os fabricantes de papel reclamam que o nível de vibração da seção de prensas aumentou após a usinagem do revestimento.

A variação da rigidez do revestimento também exerce influência nas amplitudes de vibração da seção de prensas, como mostrado pela figura 5.29 e, o amortecimento em paralelo com a rigidez, parece representar um modelo mais próximo da realidade. Portanto podemos concluir que os parâmetros envolvidos no contato (rigidez e amortecimento) exercem influência nas propriedades dinâmicas da seção de prensas de máquinas de papel e devem ser identificados, de uma maneira mais precisa e sob condições reais de operação, para serem aplicados no modelamento matemático.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Brüel & kjaer *Predictive Maintenance of Pulp and Paper Machinery*
- [2] Rubenis, D., *Causes and Prevention of Press Roll Rubber Cover Corrugations* - Tappi Journal, Vol.66, N° 4, pp. 51-54, 1983.
- [3] Ericsson, H.M., *Scandinavian Co-operation Promotes Substitutes for Granito Rolls* - Pulp and Paper Canada, Vol.90, N° 10, pp. T385-T390, 1989.
- [4] Vinicki, J. *Analysis of Felt-Induced Vibration* - Tappi Journal, february 1989 pp. 131-134.
- [5] McDonald, J. D. e Pikulik, I. I. *The Effect of Felt Construction on the Surface Properties of Newsprint* - Tappi Journal, november 1989 pp. 71-76.
- [6] Justus, E. J. e Cronin, D. C. *Development of the Extended Nip Press* - Engineering Conference Technical Assoc. of the Pulp and Paper Industry - Atlanta, Georgia - September 1981.
- [7] ANSYS, Engineering Analysis System - Sawson Analysis Systems, Inc. - Revision 4.4 - 1989.
- [8] Schmidilin, H. L. *Rubber Roll Hardness - another look* - Pulp & Paper, march 1965 pp. 30-32.
- [9] McNamee, P. *Dynamic Nip Data on Rubber Covered Rolls* - Paper Trade Journal, march 1967 pp. 55-56.
- [10] Spengos A.C. *Experimental Investigation of Rolling Contact* - Journal of Applied Mechanics, december 1965 pp. 859-864.
- [11] Batra, R.C. *Rubber Covered Rolls - The Nonlinear Elastic Problem* - Journal of Applied Mechanics, march 1980 vol.47 pp. 82-86.

- [12] Meijers, P. *The Contact Problem of a Rigid Cylinder on an Elastic Layer* - Applied Sci. Res., february 1968 vol.18 pp. 353-383.
- [13] Kalker, J.J. *Transient Phenomena in Two Elastic Cylinder Rolling Over Each Other With Dry Friction* - Journal of Applied Mechanics, september 1970 pp. 677-688.
- [14] Engl, A. *Ursachen Periodischer Verschleisserscheinungen an Laufringen von Druckmaschinen* - tese de doutorado, Wuppertal, 124 pp, 1988.
- [15] Bental, R.B. and Johnson, K.L. *Slip in the Rolling Contact of Two Dissimilar Elastic Rollers* - Int. J. Mechanical Science, Vol.9 pp.389-404, 1967.
- [16] Newland, D.E. *On the Time-Dependent Spin Creep of a railway Wheel* - Journal Mechanical Engineering Science, Vol.24 N.2 pp. 55-64, 1982.
- [17] Lopes Jr., V. and Weber, H.I., *Modelamento de Prensas de Máquinas de Papel* - XI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - São Paulo-Brasil, Dez. 1991, pp 181-184.
- [18] Parker, J.R. *Corrugation of Calender Rolls and the Barring of Newsprint* - Paper Technology, Vol.6 N.1 pp.34-41, 1965.
- [19] Göbel, E.F. *Rubber Springs Design* - Newnes-Butterworths, 1974.
- [20] Sim, S. and Kim, K.J. *A Method to Determine the Complex Modulus and Poisson's Ratio of Viscoelastic Materials for FEM Applications* J. of Sound and Vibration vol.141 pp.71-82, 1990.
- [21] Marvin, R.S. *Measurement of Dynamic Properties of Rubber* - Industrial and Engineering Chemistry, Vol.44 N.4 pp.696-702, April 1952.
- [22] Pillot, C., Gerald, J.F., Gulino, J. and Duperray, B. *A Critical Review of the Different Methods of Measurements of Dynamic Moduli and Loss Factors of Viscoelastic Materials* Acoustical Society Meeting - Atlanta, pp 1-25, April 1980.
- [23] Laird, G.W. and Kingsbury, H.B. *A Method of Determining Complex Moduli of Viscoelastic Materials* Experimental Mechanics, pp.126-131, March 1973.
- [24] Hobaica, E.C. and Sweet, G. *Behavior of Elastomeric Materials Under Dynamic Loads* The Shock and Vibration Digest, Vol.8, pp.77-88, 1976.
- [25] Harris, J. and Stevenson, A. *On the Role of Non-linearity in the Dynamic Behavior of Rubber Components* Int. J. Vehicle Design, Vol.8 pp.553-577, 1987.

- [26] Espíndola, J.J., Lopes, E.M.O. e Krüger, O.L. *Sobre a Técnica da Viga Vibrante na Determinação das Propriedades Dinâmicas de Elastômeros* COBEM 87 - IX Cong. Bras. de Eng. Mecânica, Florianópolis pp.753-756, 1987.
- [27] Lopes Jr., V. and Weber, H.I., *The Contact Problem of a Rubber-Covered Roll and a Steel Roll* International Congress on Numerical Methods in Engineering and Applied Sciences - Concepcion, Chile - November 1992, pp 1300- 1308.
- [28] Findley W.N., Lai, J.S. and Onaran K. *Creep and Relaxation of Nonlinear Viscoelastic Materials* North - Holland Publis. Comp. 1976.
- [29] Nelson, H.D., *A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory* - Journal of Mechanical Design, october 1980 Vol.102 pp. 793-803.
- [30] Przemieniecki, J.S., *Theory of Matrix Structural Analysis*, Dover Publications, Inc., New York, 1985.
- [31] Archer, J.S. *Consistent Mass Matrix for Distributed Mass Systems* - Journal of the Structural Division, Proc. of the ASCE, Vol.89 pp.161-178, 1963.
- [32] Meirovitch, L. *Computational Methods in Structural Dynamics* - Sitthoff & Noordhoff, 1980.
- [33] Strang, G. *Linear Algebra and its applications* - Academic Press, 1980.
- [34] Martin, R.S.; Peters, G.; Wilkinson J.H. *The QR Algorithm for Real Hessemberg Matrices* - Numerische Math., vol.14 pp 219-231, 1970.
- [35] Clough, R.W. and Penzien, J. *Dynamics of Structures* - McGraw-Hill Book Company, 1975.
- [36] Newmark, N.M. *A method of Computational for Structural Dynamics.* - A.S.C.E., Journal of Engineering Mechanics Division, vol.85 1959.
- [37] Bathe, K.J. and Wilson, E.L. *Numerical Methods in Finite Element Analysis* - Prentice-Hall, Inc., 1976.
- [38] Lopes Jr., V. and Weber, H.I., *Dynamic Analysis of the Press Section of a Paper Machine* - 13th Canadian Congress of Applied Mechanics, pp.258-259, June 1991.
- [39] Kuosmanen, P.O. *Optimization of the Contact Pressure in the Nip of Two Non-Ideal Cylinders* - EUROMECH 293 Dynamics and Control of Rotating Machinery, 1992, pp 22.

- [40] Musgrove, M.D.; Reed, J.M. and Hauser, C.C. *Optimization Using Sensitivity Analysis* - J. Spacecraft and Rockets, Vol.20 n.1 - Jan.-Feb. 1983.
- [41] Fritzen, C.P. and Nordmann, R. *Sensitivity of the Eigenvalues of Rotor to Parameter Modifications* - IFToMM International Conference "Rotordynamic Problems in Power Plants", pp. 103-110, October 1982 - Rome - Italy.
- [42] Srinivasan, M.G. and Kot, C.A. *Effect of Damage on the Modal Parameter of a Cylindrical Shell* - International Modal Analysis Conference, pp. 529-535, 1992.
- [43] Wang, W. and Zhang, A. *Sensitivity Analysis in Fault Vibration Diagnosis of Structures* - Proc. 5th International Modal Analysis Conference - pp. 496-501, 1987.
- [44] Crossley, T.R. and Porter, B. *Eigenvalue and Eigenvector Sensitivity in Linear Systems Theory* - Int. J. Control, Vol. 10 - n. 2 pp. 163-170, 1969.
- [45] Sharp, R.S. and Brooks, P.C. *Sensitivities of Frequency Response Functions of Linear Dynamic Systems to Variations in Design Parameter Values* - J. of Sound and Vibration Vol. 126 n. 1 pp. 167-172, 1988.