

**CONSIDERAÇÕES SOBRE EFEITOS DINÂMICOS E CARREGAMENTOS  
INDUZIDOS POR FONTES DE EXCITAÇÃO EM ESTRUTURAS  
INDUSTRIAIS**

**Tânia Maria Ribeiro Costa Assunção**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ESTRUTURAS

**“CONSIDERAÇÕES SOBRE EFEITOS DINÂMICOS E  
CARREGAMENTOS INDUZIDOS POR FONTES DE EXCITAÇÃO  
EM ESTRUTURAS INDUSTRIAIS”**

Tânia Maria Ribeiro Costa Assunção

Dissertação apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia de Estruturas da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de “Mestre em Engenharia de Estruturas”.

Comissão Examinadora:

---

Prof. Dr. Fernando Amorim de Paula  
DEES - UFMG - (Orientador)

---

Prof. Dr. Gilson Queiroz  
DEES-UFMG

---

Prof. Dr. Aécio Freitas Lira  
Lira & Lira Consultoria Ltda

Belo Horizonte, 28 de agosto de 2009.

Dedico essa dissertação à minha família,  
Aos meus pais, meus irmãos e sobrinhos,  
Meu marido, Wanderley Assunção.

## **AGRADECIMENTOS**

Em primeiro lugar a Deus, que guia todos os passos da minha vida e me concedeu mais essa oportunidade de crescimento pessoal e profissional.

À minha família, pelo apoio, incentivo e compreensão nas horas da minha ausência.

Ao corpo docente do Departamento de Engenharia de Estruturas da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais. Em especial, ao professor Fernando Amorim de Paula, pela importante orientação e compreensão, ao professores Gilson Queiroz, Marco Túlio, Maria Lúcia e Pedro Viana pela contribuição.

Aos colegas de mestrado pela cumplicidade nos momentos de estudo, em especial à Miriale pela valiosa amizade.

À ECM projetos industriais, pelo incentivo e cooperação, especialmente o Roberto Duarte, Guilherme Almeida, Fabiana Brinck, Wagner Inácio e Francisco Póvoa.

À METSO MINERALS pela colaboração com informações para o modelamento da peneira.

À VALE pelo auxílio e apoio nas visitas e medições experimentais do estudo de caso.

A todos que de alguma forma contribuíram para a realização desse trabalho.

## SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>VII</b>
<b>LISTA DE FOTOS.....</b>	<b>X</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>XI</b>
<b>NOTAÇÕES.....</b>	<b>XII</b>
<b>RESUMO.....</b>	<b>XV</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>XVI</b>
<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1 – GENERALIDADES.....	1
1.2 – JUSTIFICATIVAS.....	3
1.3 – OBJETIVOS.....	8
1.3.1 – Gerais.....	8
1.3.2 – Específicos.....	9
1.4 – CONTEÚDO DO TRABALHO.....	10
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>11</b>
2.1 – INTRODUÇÃO.....	11
<b>3 ESTUDO DE DINÂMICA DAS ESTRUTURAS.....</b>	<b>16</b>
3.1 – INTRODUÇÃO.....	16
3.2 – EQUAÇÕES DO MOVIMENTO E SOLUÇÕES DE PROBLEMAS DINÂMICOS.....	16
3.3 – TRANSMISSIBILIDADE.....	25
<b>4 FONTES DE EXCITAÇÃO DINÂMICA.....</b>	<b>27</b>
4.1 – PRINCIPAIS FONTES DE EXCITAÇÃO NA INDÚSTRIA.....	27
4.2 – MÁQUINAS INDUSTRIAIS.....	29
4.2.1 – Tipos de máquinas e isolamento das vibrações.....	29
4.2.2 – Máquinas rotativas.....	35
4.2.3 – Máquinas Alternativas.....	37

4.2.4 – Máquinas Vibratórias .....	39
4.2.5 – Máquinas de Impacto .....	43
4.3 – EXPLOSÕES .....	45
<b>5 EFEITOS DAS VIBRAÇÕES.....</b>	<b>48</b>
5.1 – INTRODUÇÃO .....	48
5.2 – EQUIPAMENTOS .....	49
5.3 – ESTRUTURAS .....	50
5.4 – CONFORTO HUMANO.....	52
<b>6 ESTUDO DE CASO.....</b>	<b>59</b>
6.1 – INTRODUÇÃO .....	59
6.2 – APRESENTAÇÃO DA ESTRUTURA ANALISADA.....	60
6.3 – DESCRIÇÃO DOS MODELOS .....	67
6.3.1 – Modelagem da Estrutura Suporte .....	67
6.3.2 – Modelo 01.....	73
6.3.3 – Modelo 02.....	76
6.3.4 – Modelo 03.....	78
6.3.5 – Variações do Modelo 03.....	79
6.4 – ANÁLISE NUMÉRICA .....	82
6.5 – ANÁLISE EXPERIMENTAL .....	85
6.5.1 – Equipamentos utilizados e pontos de medição .....	85
6.5.2 – Análise dos sinais.....	88
6.6 – RESULTADOS DA ANÁLISE NUMÉRICA .....	96
6.7 – COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS E COMENTÁRIOS.....	98
<b>7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....</b>	<b>102</b>
7.1 – CONCLUSÕES .....	102
7.2 – RECOMENDAÇÕES .....	104
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>105</b>

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 3.1 – Sistema com um grau de liberdade .....	17
FIGURA 3.2 – Fator de amplificação versus razão de frequência. ....	20
FIGURA 3.3 – Força transmitida à base. ....	25
FIGURA 3.4 – Transmissibilidade versus razão de frequência.....	26
FIGURA 4.1 – Viga biapoiada com um sistema massa-mola atuando no meio do vão. ....	31
FIGURA 4.2 – Sistema massa-mola com uma extremidade indeslocável. ....	32
FIGURA 4.3 – Frequência natural da viga versus amplitude de deslocamento. ....	34
FIGURA 4.4 – Rotor com massa desbalanceada.....	37
FIGURA 4.5 – Mecanismo cursor-manivela.....	38
FIGURA 4.6 – Movimento circular. ....	40
FIGURA 4.7 – Movimento elíptico. ....	40
FIGURA 4.8 – Movimento linear. ....	40
FIGURA 4.9 – Peneira vibratória tipo “Banana” – METSO (2009) .....	41
FIGURA 4.10 – Mecanismo vibratório – METSO (2009).....	42
FIGURA 4.11 – Esquema dos contrapesos. ....	42
FIGURA 4.12 – Martelo de forjaria.....	43
FIGURA 4.13 – Idealização de uma onda de explosão - adaptada do TM5-1300 (1990) apud SHOPE (2006). ....	46
FIGURA 4.14 - Detonação próxima à superfície do terreno - adaptada do TM5-1300 (1990) apud SHOPE (2006). ....	47
FIGURA 5.1 – Modelo mecânico do corpo humano. (Fonte: Br ù el & Kjaer <a href="http://www.bkpt.com">http://www.bkpt.com</a> ). ....	53
FIGURA 5.2 – Direções do sistema de coordenadas para vibrações mecânicas em seres humanos – ISO 2631-1 (1997). ....	54
FIGURA 5.3 – Comparação dos resultados do experimento para o limite de percepção com a curva básica da ISO 2631-2 – PEREIRA (2005).....	56
FIGURA 5.4 – Limite de aceleração vertical versus frequência, em função do tempo de exposição para o nível reduzido de eficiência (fadiga) – adaptado da ISO 2631 (1978). ....	57
FIGURA 6.1 – Desenho de Projeto - Plano das bases .....	61
FIGURA 6.2 – Desenho de Projeto – Plataforma da Elevação 867858.....	61
FIGURA 6.3 – Desenho de Projeto – Plataforma da Elevação 872025.....	62

FIGURA 6.4 – Desenho de Projeto – Plataforma da Elevação 874225.....	62
FIGURA 6.5 – Desenho de Projeto – Elevação dos Eixos 2 e 4. ....	63
FIGURA 6.6 – Desenho de Projeto – Elevação da Fila E.....	63
FIGURA 6.7 – Desenho de Projeto – Elevação da Fila F. ....	64
FIGURA 6.8 – Desenho de Projeto – Corte W-W.....	64
FIGURA 6.9 – Desenho de Projeto – Corte X-X.....	65
FIGURA 6.10 – Seções dos perfis de abas paralelas. ....	65
FIGURA 6.11 – Desenho do fornecedor do equipamento. ....	66
FIGURA 6.12 – Modelo tridimensional da Estrutura Suporte. ....	68
FIGURA 6.13 – Plataforma da Elevação 867858.....	68
FIGURA 6.14 – Plataforma da Elevação 872025.....	69
FIGURA 6.15 – Vista tridimensional da Plataforma da Elevação 874225.....	69
FIGURA 6.16 – Elevação dos Eixos 2 e 4. ....	70
FIGURA 6.17 – Elevação das Filas E e F. ....	70
FIGURA 6.18 – Apoios da peneira na elevação dos eixos 2 e 4. ....	71
FIGURA 6.19 – Seção geométrica do perfil ap1. ....	72
FIGURA 6.20 – Seção geométrica do perfil ap2-1.....	72
FIGURA 6.21 – Seção geométrica do perfil ap2-2.....	72
FIGURA 6.22 – Seção geométrica do perfil ap2-3.....	73
FIGURA 6.23 – Seção geométrica do perfil ap2-4.....	73
FIGURA 6.24 – Modelo estrutural 01.....	74
FIGURA 6.25 – Modelo estrutural da peneira.....	74
FIGURA 6.26 – Dados da mola de apoio da peneira.....	75
FIGURA 6.27 – Vista lateral na região da ligação da mola com a Estrutura Suporte....	75
FIGURA 6.28 – Força dinâmica na região dos excitadores. ....	76
FIGURA 6.29 – Vista tridimensional do Modelo 02. ....	77
FIGURA 6.30 – Força dinâmica no apoio do tipo 1. ....	77
FIGURA 6.31 – Força dinâmica no apoio do tipo 2. ....	78
FIGURA 6.32 – Força dinâmica do Modelo 03.....	78
FIGURA 6.33 – Numeração dos nós das molas do eixo 2. ....	79
FIGURA 6.34 – Numeração dos nós das molas do eixo 4. ....	80
FIGURA 6.35 – Carregamento dinâmico aplicado no Modelo 03. ....	82
FIGURA 6.36 – 6º modo de vibração da Estrutura Suporte – 4,2 Hz.....	83
FIGURA 6.37 – 7º modo de vibração da Estrutura Suporte – 4,9 Hz.....	83



FIGURA 6.38 – 8º modo de vibração da Estrutura Suporte – 5,3 Hz.....	84
FIGURA 6.39 – Função de excitação com frequência de 14,4 Hz. ....	84
FIGURA 6.40 – Localização dos pontos - Plataforma da Elevação 872025.....	85
FIGURA 6.41 – Localização dos pontos – Plataforma da Elevação 874225.....	86
FIGURA 6.42 – Localização dos pontos – Elevação do Eixo 2.....	86
FIGURA 6.43 – Localização dos pontos – Elevação do Eixo 4.....	87
FIGURA 6.44 – Sinal do ponto P1. ....	89
FIGURA 6.45 – Sinal do ponto P1 no domínio da frequência. ....	89
FIGURA 6.46 – Resposta no domínio da frequência para os pontos P1 a P8.....	90
FIGURA 6.47 – Resposta no domínio da frequência para o ponto P1. ....	90
FIGURA 6.48 – Resposta no domínio da frequência para o ponto P2. ....	91
FIGURA 6.49 – Resposta no domínio do tempo - ponto P1. ....	92
FIGURA 6.50 – Resposta no domínio do tempo - ponto P2. ....	92
FIGURA 6.51 – Resposta no domínio do tempo - ponto P3. ....	93
FIGURA 6.52 – Resposta no domínio do tempo - ponto P4. ....	93
FIGURA 6.53 – Resposta no domínio do tempo - ponto P5. ....	94
FIGURA 6.54 – Resposta no domínio do tempo - ponto P6. ....	94
FIGURA 6.55 – Resposta no domínio do tempo - ponto P7. ....	95
FIGURA 6.56 – Resposta no domínio do tempo - ponto P8. ....	95

## LISTA DE FOTOS

FOTO 1.1 – Vista geral dos prédios de uma mineradora. ....	4
FOTO 1.2 – Vista do prédio da moagem.....	5
FOTO 1.3 – Vista de prédios de uma mineradora. ....	5
FOTO 1.4 – Vista de um prédio de peneiramento. ....	6
FOTO 1.5 – Vista de um prédio de jigagem.....	7
FOTO 1.6 – Vista de um prédio de peneiramento e rebitagem. ....	7
FOTO 6.1 – Montagem dos equipamentos para medição no ponto P3.....	88

## LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1 – Faixas típicas de respostas estruturais para várias fontes de vibração adaptado da ISO 4866 (1990).....	28
TABELA 4.2 – Deslocamentos no meio do vão da viga - sistema completo. ....	31
TABELA 4.3 – Características do sistema massa-mola e força transmitida. ....	33
TABELA 4.4 – Deslocamentos correspondentes a uma força unitária.....	33
TABELA 5.1 – Critérios de severidade das vibrações de máquinas (adaptado da ISO 2372, 1974). ....	49
TABELA 5.2 – Severidade de vibração para máquinas rotativas (adaptado de RICHART 1970). ....	50
TABELA 5.3 – Velocidade permissível para vibrações transientes em edifícios de acordo com a DIN 4150. Fonte: GERB (1994).....	51
TABELA 5.4 – Limites de exposição e níveis de ação – DIRETIVA EUROPÉIA(2002). ....	58
TABELA 6.1 – Deslocamento nos nós das molas devido ao esforço dinâmico.....	80
TABELA 6.2 – Força dinâmica a partir do deslocamento relativo.....	81
TABELA 6.3 – Força dinâmica em regime de operação fornecida pelo fabricante. ....	81
TABELA 6.4 – Valores de aceleração do Modelo 01.....	96
TABELA 6.5 – Valores de aceleração do Modelo 02.....	96
TABELA 6.6 – Valores de aceleração do modelo 03. ....	96
TABELA 6.7 – Valores de aceleração do Modelo 03-A.....	97
TABELA 6.8 – Valores de aceleração do Modelo 03-B.....	97
TABELA 6.9 – Valores de aceleração do Modelo 03-C.....	97
TABELA 6.10 – Valores das acelerações medidas e dos Modelos 01, 02 e 03. ....	98
TABELA 6.11 – Valores das acelerações dos Modelos 01, 02 e 03 com ligações rígidas.....	99
TABELA 6.12 – Valores das acelerações medidas e dos modelos 03-A, 03-B e 03-C.....	100
TABELA 6.12 – Valores dos esforços dinâmicos dos Modelos 03 e 03-A. ....	100

## NOTAÇÕES

$c$	coeficiente de amortecimento viscoso
$\mathbf{c}$	matriz de amortecimento
$\mathbf{C}$	matriz amortecimento modal
$c_{cr}$	coeficiente de amortecimento crítico
$C_r$	coeficiente de restituição
$D_s$	fator de amplificação
$f$	frequência de operação em Hz
$\bar{f}_{tr}$	força transmitida
$G$	grau de qualidade de balanceamento
$k$	rigidez da mola
$\mathbf{k}$	matriz de rigidez
$\mathbf{K}$	matriz rigidez modal
$m$	massa
$\mathbf{m}$	matriz de massa
$\mathbf{M}$	matriz massa modal
$p(t)$	carregamento que varia com o tempo
$\mathbf{p}(t)$	vetor carregamento
$\mathbf{P}(t)$	vetor força modal
$p_0$	magnitude de uma força harmônica
$q_i$	coordenadas generalizadas
$Q_i$	forças generalizadas
$r$	razão de frequências
$R$	distância do centro da explosão até o ponto de interesse

T	energia cinética
TR	transmissibilidade
U	amplitude da resposta
$U_0$	deflexão estática
u	deslocamento
$\mathbf{u}$	vetor deslocamento
$u_0$	deslocamento inicial
$\dot{u}$	velocidade
$\dot{\mathbf{u}}$	vetor velocidade
$\dot{u}_0$	velocidade inicial
$\ddot{u}$	aceleração
$\ddot{\mathbf{u}}$	vetor aceleração
V	energia potencial
W	peso total do material explosivo
Z	distância escalada
$\alpha$	ângulo fase
$\omega_n$	freqüência natural em rad/s
$\omega_d$	freqüência natural amortecida
$\zeta$	fator de amortecimento viscoso
$\varphi_r$	modos de vibração r
$\Phi$	matriz modal
$\Omega$	freqüência de excitação em rad/s
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
BS	<i>British Standard</i>
Hz	hertz
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>

kW	kilowatt
MEF	Método dos Elementos Finitos
MGL	Múltiplos Graus de Liberdade
UGL	Um Grau de Liberdade
r.m.s	<i>root mean square</i>

## RESUMO

Sabe-se que, das diversas fontes de excitação existentes nos ambientes industriais, as que proporcionam maiores problemas no cotidiano são as máquinas e equipamentos com partes móveis rotatórias. Apesar dessa excitação ser representada por uma função harmônica, algumas dificuldades são encontradas para definir a magnitude do esforço dinâmico e realizar a análise no tempo de maneira criteriosa.

A proposta deste trabalho foi abordar os aspectos e as considerações mais importantes de uma análise dinâmica em estruturas reticuladas elevadas, onde são alocados equipamentos para os processos industriais. Para isso, foi feito um estudo sobre as principais causas de ações dinâmicas oriundas da operação de equipamentos industriais e, como um estudo de caso, foi analisada uma estrutura apertada que suporta uma peneira vibratória, cuja principal fonte de excitação é um sistema rotativo com massa propositalmente desbalanceada para provocar os movimentos característicos do equipamento.

Uma visita “in loco” às instalações do equipamento analisado foi feita, tornando possível a medição da amplitude de aceleração em alguns pontos da estrutura real. Essas medições foram realizadas com a utilização de um acelerômetro e com a peneira vibratória em funcionamento. Foram então elaborados modelos computacionais via método dos elementos finitos, sendo que, em um dos modelos, buscou-se representar a estrutura o mais real possível com a peneira vibratória discretizada. Nos demais modelos a peneira vibratória foi eliminada e seus efeitos foram representados com algumas variações e simplificações. Com isso, foi possível comparar as acelerações obtidas nos modelos com as acelerações medidas “in loco”.

Dessa análise ficou demonstrado que o modelo computacional, onde se representam as molas helicoidais de apoio do equipamento, com a massa do equipamento e sua força dinâmica atuando no topo da mola, é o mais adequado para simular a transmissão de esforços e a contribuição da massa vibrante nas respostas da sua estrutura apertada de suporte.

## ABSTRACT

It is well known that the various sources of vibration existing in industrial environments which create the greatest day-to-day problems are due to machinery and equipment with moving rotating parts. Despite for the fact that these vibrations can be represented by a harmonic function, difficulties continue to be found in determining the magnitude of dynamic forces and in performing the analysis in a timely and precise manner.

The purpose of this study was to address the issues and the most important considerations of a dynamic analysis of tall frame structures, in which are located equipment for industrial processes. For this, a study was done on the main causes of dynamic actions originated from the operation of industrial equipment and a case study was performed to analyze a steel-framed structure that supports a vibrating screen, whose main source of vibration is a rotating system with mass purposely unbalanced to cause the equipment characteristic movements.

A visit to the equipment erection site was undertaken and the installation was studied, making possible the measurement of the magnitude of acceleration at various points of the actual structure. These measurements were performed with the use of an accelerometer while the vibrating screen was in operation. Computational models were developed by the finite element method and, in one of the models, it had been represented the structure as realistically as possible, with the vibratory screen discretized. In the other models the vibrating screen was removed and its effects were represented with some variations and simplifications. Therefore, it was possible to compare the model acceleration results with the accelerations measured on site.

This analysis demonstrated that the computational model which represents the equipment support springs, with the equipment mass and its dynamic force applied in the spring top, is the most appropriate to simulate the transmission of forces and the contribution of the vibrating mass to the responses of its support framing.



# 1

## INTRODUÇÃO

### 1.1 – Generalidades

A análise e o dimensionamento de uma estrutura devem ser feitos levando-se em consideração os requisitos técnicos e as exigências de segurança e desempenho aliados ao baixo custo final e utilização econômica durante a sua vida útil. Resumidamente, a estrutura deve resistir, com certa reserva, às combinações de carregamentos mais críticas previstos para toda a sua vida útil.

Dentre os carregamentos mais comuns pode-se citar o peso próprio da estrutura, os recalques, as variações de temperatura, as sobrecargas previstas (de pisos, equipamentos, veículos, pressão da água, etc.), as ações decorrentes da natureza (vento, neve, terremotos, movimentação de terra e água, etc.) e as ações acidentais.

Algumas ações tais como vento, terremotos, explosões, tráfego de veículos, escoamento turbulento de fluidos, movimentação de pessoas, ação de equipamentos, podem ter uma ou mais características (intensidade, sentido, direção e posição) variáveis ao longo da

vida útil da estrutura. Como esta variação pode ser lenta, gradual ou rápida dependendo da natureza da ação, a estrutura pode estar sujeita a vibrações.

Devido à evolução tecnológica em áreas como materiais e equipamentos, aliada a economia e arrojo dos engenheiros, as estruturas estão cada vez mais esbeltas, leves, flexíveis e com baixo amortecimento, conseqüentemente mais suscetíveis a problemas de natureza dinâmica. Somado a isso, atualmente existe um maior nível de exigência quanto ao conforto das pessoas e preservação do meio ambiente. Todos esses fatores motivam ainda mais o desenvolvimento de pesquisas na área de vibrações de estruturas diversas, como mecânica, civil, aeronáutica, naval, ferroviária, etc. Como os fundamentos são comuns, os avanços ocorridos nessas pesquisas são compartilhados por todas as áreas.

Um grande desafio para os engenheiros ao analisar estruturas sujeitas a vibrações consiste em manipular as propriedades dinâmicas dos sistemas estruturais, variando a massa, a rigidez e o amortecimento da estrutura, de modo que o seu dimensionamento atenda às exigências normatizadas. Isso envolve muitas vezes critérios conflitantes de segurança, funcionalidade e conforto dos usuários. O princípio básico de uma análise dinâmica consiste em afastar as freqüências naturais da freqüência de excitação, evitando assim o fenômeno da ressonância e garantindo que as amplitudes de vibrações tenham valores admissíveis.

Outro desafio para a engenharia é a elaboração de modelos matemáticos que representem satisfatoriamente o comportamento real das estruturas quando sujeitas a ações dinâmicas.

Com a crescente demanda de projetos industriais nos últimos anos, várias pesquisas vêm sendo desenvolvidas focalizando o comportamento dinâmico de máquinas e de estruturas industriais. Essas estruturas geralmente estão sujeitas a carregamentos dinâmicos intensos e/ou faixas de freqüências próximas às freqüências naturais, o que as tornam mais propensas a problemas como fadiga, ruídos e níveis indesejáveis de vibração.

Embora os movimentos vibratórios dos equipamentos sejam muitas vezes necessários e desejáveis, como nos casos de equipamentos que executam tarefas de peneirar, compactar e transportar, seus efeitos nas estruturas, nas pessoas e no próprio equipamento são indesejáveis e devem ser controlados.

## **1.2 – Justificativas**

Grande parte dos engenheiros civis que atuam na área de projetos estruturais em aço e concreto armado tem dificuldade para analisar estruturas, principalmente industriais, submetidas a carregamentos dinâmicos.

Um dos motivos para essa dificuldade é a própria grade curricular dos cursos de graduação em engenharia civil, que geralmente não contemplam disciplinas específicas da área de vibrações, ficando esse estudo restrito a cursos de aperfeiçoamento e de pós-graduação. Outro motivo consiste da dificuldade inerente ao tema, como a quantificação do carregamento representativo da excitação dinâmica, a energia necessária para dissipar essa excitação e, finalmente, a análise das respostas da estrutura.

Além disso, apesar dos fabricantes de equipamentos se preocuparem com o bom funcionamento e desempenho dos seus produtos, informações importantes para o cálculo das estruturas que os suportam, como as reais forças dinâmicas que são geradas por esses equipamentos, costumam ser omitidas ou apresentar valores baseados em fórmulas empíricas. Isso é devido à dificuldade de se avaliar e quantificar as forças dinâmicas transmitidas à fundação ou suporte de uma máquina em operação.

Toda a complexidade do assunto é o que induz às diversas simplificações, dentre elas a que envolve a interação entre o equipamento e sua estrutura suporte. Assim, tanto o equipamento quanto a estrutura suporte são analisados de forma independente, sem considerar qualquer influência do comportamento interativo entre ambos. Nesse caso, o equipamento é analisado com seus apoios em uma base rígida e, para a análise da

estrutura suporte, são inseridas as massas correspondentes ao carregamento permanente e as forças dinâmicas geradas pelo equipamento.

Os calculistas, diante dessas dificuldades, geralmente ignoram o problema ou consideram hipóteses com carregamentos estáticos equivalentes para suprir o efeito dinâmico. Essas hipóteses simplificadoras contemplam de forma satisfatória o dimensionamento estático, mas não consideram efeitos dinâmicos importantes como o conforto e a resistência à fadiga. Uma análise desse tipo ainda pode acarretar em um superdimensionamento das estruturas e o risco das mesmas estarem com frequências fundamentais próximas da frequência da excitação.

Nos complexos industriais percebe-se a ocorrência de equipamentos vibratórios em estruturas aporticadas de alturas elevadas. Isso ocorre devido à racionalização dos espaços nos processos industriais, que exigem edificações com múltiplas funções operacionais, como se observa nas FOTOS 1.1, 1.2 e 1.3 do complexo de uma mineradora.



FOTO 1.1 – Vista geral dos prédios de uma mineradora.



FOTO 1.2 – Vista do prédio da moagem.



FOTO 1.3 – Vista de prédios de uma mineradora.



Um equipamento muito freqüente nessas edificações são as peneiras vibratórias, que devem estar a uma altura adequada para receber o material, classificá-lo e encaminhá-lo para outra etapa do processo, muitas vezes no mesmo prédio. Alguns exemplos são ilustrados nas FOTOS 1.4, 1.5 e 1.6, que correspondem a prédios industriais executados em estruturas metálicas.

Por suas características, essas estruturas comumente apresentam freqüências naturais próximas da faixa de ressonância e devem ser analisadas levando-se em conta os efeitos dinâmicos provocados pelo equipamento, que nesses casos são as principais fontes de excitação dinâmica.



FOTO 1.4 – Vista de um prédio de peneiramento.



FOTO 1.5 – Vista de um prédio de jigagem.



FOTO 1.6 – Vista de um prédio de peneiramento e rebitagem.

Vale ressaltar que os custos das estruturas suporte podem não ser significativos em relação ao investimento e aos custos de equipamentos. No entanto, se não projetadas adequadamente, podem gerar perdas substanciais devido a uma possível falha da estrutura e até do próprio equipamento, gerando uma inevitável parada na produção para intervenções, o que costuma ser muito mais oneroso e complexo.

Apesar da existência de bibliografia sobre o assunto, normas internacionais e sofisticados softwares para cálculos e análises, ainda existe a dificuldade de se determinar precisamente as causas e efeitos das vibrações sobre as estruturas civis, e, sobretudo, sobre as pessoas.

A partir das lacunas apresentadas, fazem-se necessários estudos específicos do comportamento de prédios industriais quando submetidos a carregamentos de determinados equipamentos ou atividades propícias aos ambientes industriais, contribuindo assim para que os engenheiros calculistas realizem uma avaliação mais criteriosa das estruturas.

## **1.3 – Objetivos**

### **1.3.1 – Gerais**

Esse trabalho visa o estudo das vibrações que os equipamentos mecânicos presentes no ambiente industrial provocam nas suas estruturas suporte. Nesse sentido, serão estabelecidos parâmetros definidores dos principais tipos de carregamentos induzidos por equipamentos industriais ou por determinadas atividades praticadas na indústria que provocam vibrações na estrutura.

Um caso real a ser analisado é de uma estrutura para peneira vibratória, já que a sua ocorrência, ou de equipamentos com suas características, é muito comum na indústria mineradora.



### 1.3.2 – Específicos

Dentre os principais objetivos destacam-se agrupar equipamentos industriais em função das forças excitadoras mais usuais e definir formas de carregamentos representativos de excitação baseados em normas, especificações e recomendações de projeto.

Considerando a experiência prévia do autor desse trabalho em projetos industriais, escolheu-se analisar um caso real de uma estrutura suporte para uma peneira vibratória, para o qual se dispunha dos dados necessários para o carregamento dinâmico e projeto da estrutura. Como se trata de uma estrutura com vários graus de liberdade, a análise numérica foi realizada utilizando-se um programa para análise estrutural baseado no Método dos Elementos Finitos (MEF).

A análise foi feita através de modelos computacionais com diferentes níveis de simplificação. Dessa forma foi elaborado um modelo mais completo com a peneira vibratória discretizada e a representação dos seus elementos de apoio, e alguns modelos sem a peneira, mas com seus efeitos representados com algumas variações e simplificações. A análise da resposta no tempo foi obtida pela superposição dos modos de vibração. Finalmente, com a utilização de um acelerômetro e um sistema de aquisição de dados, foram realizadas medições “*in loco*” das acelerações. Essas medidas foram feitas em pontos da estrutura analisada numericamente, sendo os valores obtidos utilizados para avaliar a eficácia dos modelos apresentados e o impacto das simplificações nas respostas.

Por se tratar de um equipamento pesado cuja excitação dinâmica é muito comum nos ambientes industriais, espera-se com esse estudo que os conceitos e experiências adquiridos sejam incorporados na análise de estruturas que possuam equipamentos vibratórios similares.

## **1.4 – Conteúdo do Trabalho**

No capítulo 2 uma revisão bibliográfica de todo o tema em estudo será citada.

No capítulo 3 são apresentadas as fundamentações teóricas do tema dessa dissertação. Portanto serão abordadas as principais definições de dinâmica das estruturas, contemplando a obtenção das equações do movimento para sistemas com Um Grau de Liberdade (UGL) e Múltiplos Graus de Liberdade (MGL), a solução para ambos, além da transmissão dos esforços dinâmicos.

O capítulo 4 cita as principais fontes de excitação comuns na indústria, a determinação das forças dinâmicas e os sistemas de isolamento das vibrações. A ênfase é em máquinas industriais, as quais são divididas em rotativas, alternativas, vibratórias e de impacto. As ações provenientes de explosões também são abordadas.

O capítulo 5 refere-se aos efeitos das vibrações nas estruturas, nos equipamentos e nas pessoas, com os limites permissíveis para cada caso.

No capítulo 6 é descrito o caso real a ser analisado, sendo detalhadas as características da estrutura, os modelos computacionais estudados e os critérios adotados para a análise. Posteriormente são analisados e comparados os resultados dos modelos com a medição experimental, com as respectivas conclusões.

As conclusões finais e recomendações estão descritas no capítulo 7. Por fim, as referências bibliográficas consultadas encerram o trabalho.

# 2

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 – Introdução

Análise dinâmica de estruturas é um tema já consolidado por vários autores e livros como CRAIG (2006) e CLOUGH (1995). Nesse estudo utilizam-se as notações e os conceitos básicos de dinâmica na forma apresentada por CRAIG (2006).

Vibração é um fenômeno frequentemente encontrado em equipamentos mecânicos. Devido a isso há uma constante preocupação com o desempenho das máquinas, a resistência das estruturas sob excitações geradas por essas máquinas, além da segurança e do conforto das pessoas que trabalham em locais sujeitos a vibrações ou em suas proximidades. Existem várias pesquisas que abordam temas ligados a esses aspectos, além de normas que dão subsídio para profissionais que atuam na área de vibrações.

Normalmente as pesquisas que envolvem equipamentos não são estendidas a suas estruturas suportes, como a elaborada por IIZUKA (2006) que, através de modelos estruturais de quatro peneiras vibratórias, comparou as tensões obtidas por simulações

numéricas via método dos elementos finitos com tensões experimentais, realizadas por medição extensométrica.

Nos modelos de elementos finitos adotados, IIZUKA (2006) restringe os seis graus de liberdade na região da base, sem considerar a rigidez da estrutura sob a qual essas bases estariam apoiadas e também sem comentar sobre as reações que seriam transmitidas à estrutura, tendo em vista que a sua pesquisa visa a integridade do equipamento.

Visando o bom funcionamento das máquinas, a “*International Organization for Standardization*” (ISO), ISO 2372 (1974) estabelece limites de velocidade e classes de máquinas, com a severidade de vibração variando de bom a inaceitável. Com o mesmo propósito a ISO 1940-1 (1986) estabelece limites para desbalanceamento e graus de qualidade de balanceamento para rotores rígidos de acordo com o tipo de rotor.

Quanto à resistência das estruturas cita-se a norma alemã DIN 4150-3 apud GERB (1994), que fornece os níveis permissíveis de velocidade de partícula para vibrações transientes, considerando o tipo de estrutura e o intervalo de frequência. Para estruturas industriais, essa norma admite velocidades de até 50 mm/s para frequências entre 50 Hz e 100 Hz, no nível da fundação, para que não ocorram danos estruturais, enquanto que para o andar mais alto da edificação admite-se até 40 mm/s em qualquer frequência, sem riscos de danos.

Já a norma britânica, “*British Standard*” (BS), BS 7385-2 (1993) considera o limite de velocidade de 50 mm/s (medido na base do edifício) em qualquer frequência para que não ocorram danos em estruturas industriais aporricadas sujeitas a vibrações transientes.

Além da avaliação do comportamento mecânico dos elementos, as causas e efeitos das vibrações em pessoas têm sido alvo de vários estudos e experimentos, dentre eles os que envolvem a sensibilidade humana às vibrações, conforme pesquisa de MISAEL (2001) e PEREIRA (2006).

“A vibração humana é um assunto multidisciplinar que envolve conhecimento de diversas disciplinas como engenharia, ergonomia, matemática, medicina, física, fisiologia, psicologia e estatística” (GRIFFIN, 1996, p. 3).

GRIFFIN (1996) é uma importante fonte de consulta quando se trata de vibração do corpo humano, já que aborda o assunto sob diferentes aspectos, inclusive discute as diversas normas técnicas existentes no mundo.

Dentre as normas que abordam o assunto, a norma internacional ISO 2631, que define métodos de avaliação da exposição humana a vibrações de corpo inteiro, é bastante reconhecida por várias fontes, inclusive as acima citadas, sendo também referência para elaboração de outras normas. Essa norma é dividida em duas partes, sendo que na primeira parte, a ISO 2631-1 (1997), são definidos métodos para quantificação das vibrações, enquanto que a segunda parte, a ISO 2631-2 (1989), refere-se à exposição humana à vibração em edifícios. É importante salientar que, na atualização da ISO 2631-1 em 1997, os valores de aceitabilidade das vibrações não são limitados em termos de frequência e duração da excitação, como ocorria em sua versão anterior, na ISO 2631-1 (1978), onde eram especificados os valores admissíveis, para frequências de 1 Hz a 80 Hz.

No Brasil, quando se trata de exposição a vibrações mecânicas em ambiente de trabalho, a Norma Regulamentadora (NR), NR 15 - anexo nº 8 (1983), toma por base as recomendações da ISO 2631 e da ISO 5349. Entretanto, vários órgãos têm adotado a DIRETIVA EUROPÉIA (2002), que estipula os níveis de ação e os limites de exposição para vibrações em mãos e braços e vibrações de corpo inteiro.

Devido à enorme dificuldade para a correta determinação das forças que excitam sistemas estruturais, vários métodos têm sido propostos para resolver problemas de identificação das mesmas, embora nenhum deles possa ser considerado como sendo universalmente adequado a todas as situações. Os métodos na sua maioria utilizam respostas dinâmicas da estrutura para identificar as forças excitadoras, mas esse

problema inverso encontra dificuldades principalmente associadas à sensibilidade ao ruído nas medições e erros no modelo matemático, que geram incertezas nos resultados.

Motivado por essas dificuldades, KARLSSON (1996) sugere uma medida escalar dessa sensibilidade a que as respostas estão sujeitas, supondo uma relação linear entre a amplitude da força harmônica desconhecida e a resposta medida em pontos discretos. O número de condicionamento da matriz de transferência é usado como uma indicação da precisão da amplitude das forças medidas indiretamente em uma determinada frequência.

Um outro método utiliza a técnica da soma da aceleração ponderada, na qual se considera que a força desconhecida pode ser obtida pelo somatório das acelerações em alguns pontos multiplicadas por coeficientes de ponderação apropriados. Com esta técnica, WANG e SCHREYER (1992) determinam estes coeficientes de ponderação através de procedimentos analíticos, utilizando formas modais e o Método dos Elementos Finitos (MEF). Experimentos em estruturas unidimensionais indicam que os coeficientes assim determinados fornecem boas estimativas para a função da força aplicada e, como as acelerações são facilmente medidas através de acelerômetros, comprova-se a eficiência da técnica adotada. Os experimentos foram realizados apenas em protótipos montados em laboratório.

LU e LAW (2006) propõem um método para identificação da força no domínio do tempo baseado na sensibilidade. As forças de entrada, assim como qualquer função periódica desconhecida, podem ser aproximadas por séries de Fourier e as respostas sensitivas são calculadas no domínio do tempo e usadas para atualização dos parâmetros da força identificadora. Através de estudos numéricos e da verificação experimental com uma barra de aço sujeita a uma excitação senoidal, comprova-se que no presente método o ruído e os erros iniciais do modelo podem ser negligenciados, apresentando alta precisão nos resultados.

Nos modelos das peneiras elaboradas por IIZUKA (2006), o carregamento dinâmico aplicado foi baseado na força de impacto máxima referenciada nos catálogos do

fornecedor dos excitadores, sendo inclusive uma sugestão, nas suas conclusões, que pesquisas posteriores busquem outras formas de simular o carregamento gerado pelos excitadores. Esse é um dos aspectos que será abordado no presente trabalho.

A quantificação dos esforços provenientes de uma explosão também é de difícil avaliação, e estruturas sujeitas a esse tipo de excitação têm sido freqüentes nas áreas industriais. No entanto, um manual técnico do departamento de armas dos Estados Unidos da América, o TM5-1300 (1990) apud REMENNIKOV (2003), apresenta procedimentos para o cálculo desses esforços.

Para o sucesso da análise do comportamento dinâmico das estruturas suporte de equipamentos é imprescindível que se tenham as informações necessárias junto ao fabricante do equipamento. A norma européia EUROCODE 1 (2002), na seção de ações induzidas por máquinas, auxilia nas características destas informações a serem requeridas e determina, para os casos mais simples, a força dinâmica gerada por máquinas com partes rotativas.

De uma maneira mais detalhada, alguns livros clássicos como BARKAN (1962) e RICHART (1970) também auxiliam no cálculo de fundações de máquinas, sendo referências em vários trabalhos no assunto.

RICHART (1970) lista as informações necessárias e os itens a serem verificados para o cálculo das fundações das máquinas, assim como as amplitudes admissíveis de deslocamento ou velocidade para as máquinas, estruturas e pessoas.

No estudo de caso a ser analisado nesse trabalho, não serão consideradas as características do solo, pois em uma pesquisa sobre fundações de máquinas, ALMEIDA NETO (1989) conclui que as estruturas aporticadas podem ser consideradas no modelo matemático com suas bases perfeitamente engastadas, quando a amplitude desejada estiver associada a freqüências de operação elevadas, já que a interação solo-estrutura tem maior influência nas freqüências naturais mais baixas.

# 3

## **ESTUDO DE DINÂMICA DAS ESTRUTURAS**

### **3.1 – Introdução**

Força dinâmica é aquela cuja magnitude, direção ou ponto de aplicação varia com o tempo. As tensões e deformações provenientes desta força constituem a resposta dinâmica.

Além dessas características do esforço, uma análise estrutural deve ser tratada como dinâmica quando as forças inerciais que se opõem às acelerações produzidas contribuem de forma significativa no equilíbrio das forças.

### **3.2 – Equações do Movimento e Soluções de Problemas Dinâmicos**

As equações diferenciais do movimento de um sistema podem ser derivadas através da 2ª Lei de Newton em conjunto com o princípio de D'Alambert ou utilizando o princípio dos trabalhos virtuais. A partir de um modelo matemático de parâmetros discretos



constituído de massa-mola-amortecimento, com um grau liberdade conforme apresentado na FIG. 3.1, obtém-se a equação do movimento:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p(t) \quad (3.1)$$

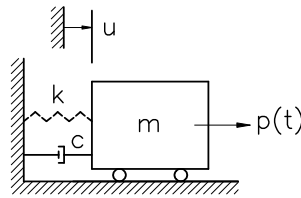


FIGURA 3.1 – Sistema com um grau de liberdade

onde:

$m$  : massa;

$k$  : rigidez da mola;

$c$  : coeficiente de amortecimento viscoso;

$u$  : deslocamento;

$\dot{u} = \frac{\partial u}{\partial t}$  : velocidade;

$\ddot{u} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}$  : aceleração;

$p(t)$  : carregamento que varia com tempo.

Com

$$\omega_n^2 : \frac{k}{m}$$

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} \quad \text{e} \quad c_{cr} = 2m\omega_n = \frac{2k}{\omega_n}$$

$\omega_n$  : frequência natural não amortecida (rad/s);

$\zeta$  : fator de amortecimento viscoso (adimensional);

$c_{cr}$  : coeficiente de amortecimento crítico;

a equação Eq. (3.1) pode ser escrita na forma:

$$\ddot{u} + 2\zeta\omega_n\dot{u} + \omega_n^2u = \left(\frac{\omega_n^2}{k}\right) p(t) \quad (3.2)$$

Essa equação diferencial de segunda ordem que representa o movimento do sistema tem a solução  $u$  constituída de duas parcelas: a resposta complementar ou homogênea ( $u_c$ ), que é proveniente da vibração livre, e a resposta particular ( $u_p$ ), que corresponde ao movimento forçado e depende da natureza da excitação:  $u = u_c + u_p$ .

O fator de amortecimento  $\zeta$  é dividido em três classes de acordo com o nível de amortecimento do sistema: sub-amortecido ( $0 < \zeta < 1$ ), amortecimento crítico ( $\zeta = 1$ ) e super-amortecido ( $\zeta > 1$ ). As estruturas usuais se enquadram na classe de sistemas sub-amortecidos ( $\zeta < 1$ ), não superando valores em torno de  $\zeta = 0,10$ .

A solução da Eq.(3.2), considerando  $\zeta < 1$  e  $p(t) = 0$ , ou seja, um sistema sub-amortecido em vibração livre e com condições iniciais  $u_0$  e  $\dot{u}_0$ , pode ser escrita na forma:

$$u_c = e^{-\zeta\omega_n t} \left[ u_0 \cos \omega_d t + \left( \frac{\dot{u}_0 + \zeta\omega_n u_0}{\omega_d} \right) \sin \omega_d t \right] \quad (3.3)$$

ou

$$u_c = Ue^{-\zeta\omega_n t} \cos(\omega_d t - \alpha) \quad (3.4)$$

sendo:

$$U = \left[ u_0^2 + \left( \frac{\dot{u}_0 + \zeta\omega_n u_0}{\omega_d} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

$$\tan \alpha = \frac{\dot{u}_0 + \zeta \omega_n u_0}{\omega_d u_0}$$

onde:

U : amplitude da resposta;

$u_0$  : deslocamento inicial;

$\dot{u}_0$  : velocidade inicial;

$\omega_n$  : frequência natural não amortecida;

$\omega_d$  : frequência natural amortecida;

$\alpha$  : ângulo de fase

Para sistemas sob excitação de natureza harmônica ou senoidal, que é uma das principais formas de excitação, a equação do movimento é do tipo:

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = p_0 \cos \Omega t \quad (3.5)$$

A resposta a este movimento forçado é  $u_p = U \cos(\Omega t - \alpha)$ , sendo:

$$U = \left[ \frac{p_0^2}{(k - m\Omega^2)^2 + (c\Omega)^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[ \frac{U_0^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\tan \alpha = \frac{c\Omega}{k - m\Omega^2} = \frac{2\zeta r}{1 - r^2}$$

com  $U_0 = \frac{p_0}{k}$  e a razão de frequências  $r = \frac{\Omega}{\omega_n}$ ,

onde:

$p_0$  : magnitude da força harmônica;

$\Omega$  : frequência da excitação.

O fator de amplificação ( $D_s$ ) é definido como a relação entre a amplitude da resposta permanente ( $U$ ) e a deflexão estática ( $U_0$ ):

$$D_s = \frac{U}{U_0} = \frac{1}{\left[ (1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (3.6)$$

Para a resposta total, a parcela da resposta complementar deve ser somada:

$$u = \frac{U_0}{\left[ (1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \cos(\Omega t - \alpha) + e^{-\zeta\omega_n t} (A_1 \cos\omega_d t + A_2 \sin\omega_d t) \quad (3.7)$$

sendo as constantes  $A_1$  e  $A_2$  definidas em função das condições iniciais  $u_0$  e  $\dot{u}_0$ .

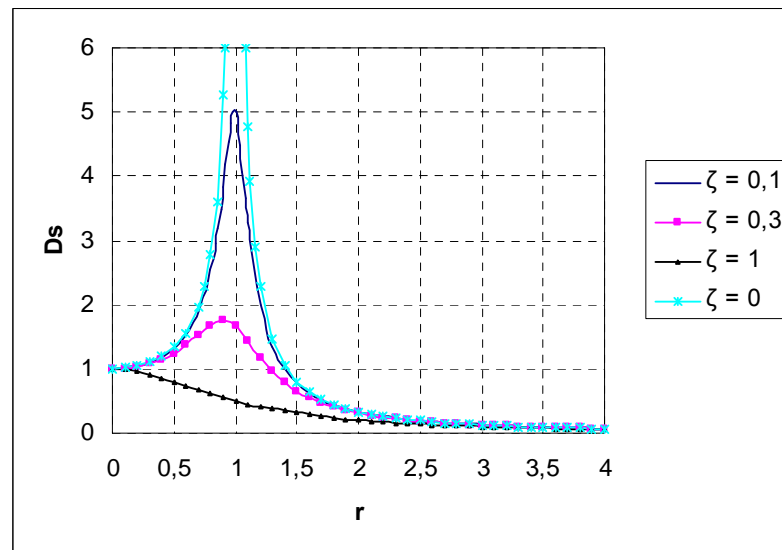


FIGURA 3.2 – Fator de amplificação versus razão de frequência.

Da FIG. 3.2 observa-se que para  $r = 1$ , ou seja, a frequência de excitação ( $\Omega$ ) igual à frequência natural do equipamento ( $\omega_n$ ), a amplificação tende teoricamente ao infinito para sistemas não amortecidos, ficando seu valor limitado apenas pela força de amortecimento. Essa situação é conhecida como ressonância.

Para outras formas mais simples e comuns de excitação, já é conhecida a resposta. Mas existem formas mais complexas em que devem ser escolhidos métodos apropriados para sua obtenção, de acordo com a característica e a complexidade da excitação.

Dentre os métodos, cita-se o da integral de Duhamel, que determina a resposta de uma excitação aperiódica qualquer, a partir da expressão da resposta de uma força impulsiva. Esse método é baseado no princípio da superposição de efeitos, sendo válido apenas para sistemas lineares.

Uma solução numérica empregada para formas mais complexas de excitação é a solução baseada na interpolação de funções de excitação com formas mais simples e respostas já conhecidas, também utilizadas para sistemas lineares. A utilização de algoritmos de integração passo-a-passo baseados em aproximações dos operadores diferenciais, como o Método da Aceleração Média ou Método de Newmark  $\beta$ , vale também para sistemas com presença de não-linearidades físicas.

As forças que atuam em estruturas são geralmente periódicas ou podem ser aproximadas por forças periódicas. Sendo o carregamento  $p(t)$  representado por uma função periódica, este pode ser expresso em componentes harmônicos por meio de séries de expansão de Fourier. Já a integral de Fourier é utilizada para representar as funções não periódicas a partir de séries complexas.

Os sistemas reais possuem infinitos graus de liberdade. Entretanto, no modelo matemático, os mesmos podem ser representados através de um número conveniente de graus de liberdade. Os modelos da estrutura podem ser com parâmetros discretos ou contínuos, de acordo com a complexidade desejada para a análise.

Para sistemas com múltiplos graus de liberdade (MGL), a equação do movimento é representada em forma matricial:

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{c}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{k}\mathbf{u} = \mathbf{p}(t) \quad (3.8)$$

onde:

- m** : matriz de massa,
- k** : matriz de rigidez;
- c** : matriz de amortecimento;
- u** : vetor deslocamento;
- $\dot{\mathbf{u}}$**  : vetor velocidade;
- $\ddot{\mathbf{u}}$**  : vetor aceleração;
- p(t)** : vetor carregamento.

A equação de Lagrange é utilizada na derivação dessa equação do movimento, utilizando quantidades escalares como trabalho e energia em termos de coordenadas generalizadas, e pode ser expressa na forma [CRAIG (2006)]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (3.9)$$

sendo que  $q_i$  representam as coordenadas generalizadas,  $Q_i$  as forças generalizadas correspondentes a  $q_i$ ,  $T$  a energia cinética do sistema,  $V$  a energia potencial e  $N$  o número de coordenadas generalizadas utilizadas para definir o sistema. Na utilização do MEF modelo deslocamento, as coordenadas generalizadas são os deslocamentos nodais da estrutura, conhecidos como graus de liberdade da estrutura.

As frequências naturais de um sistema estrutural sem amortecimento com  $N$  graus de liberdade podem ser obtidas a partir da equação do movimento:

$$\mathbf{m}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{k}\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (3.10)$$

Considerando uma solução harmônica para o problema e substituindo esta solução na equação homogênea (3.10), obtém-se um problema algébrico de autovalor. A equação característica correspondente resulta em uma equação polinomial de grau N em  $\omega^2$  cujas raízes são os autovalores. Cada autovalor,  $\omega_r^2$ , terá um autovetor ou modo natural a ele associado que, convenientemente normalizado, é denominado como modo normal:

$$\varphi_r = \left\{ \begin{array}{c} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \varphi_N \end{array} \right\}_r \quad r = 1, 2, \dots, N \quad (3.11)$$

Os modos normais são vetores adimensionais e possuem propriedade de ortogonalidade em relação às matrizes de massa e de rigidez:

$$\varphi_r^T \mathbf{m} \varphi_s = \varphi_r^T \mathbf{k} \varphi_s = 0 \quad \text{para } r \neq s \quad (3.12)$$

Nos sistemas com mais de um grau de liberdade o método da superposição dos efeitos ou superposição modal é uma importante ferramenta na solução de problemas dinâmicos lineares. Neste método a partir da matriz modal,  $\Phi$ , que é a matriz cujas colunas correspondem aos respectivos modos normais, faz-se a transformação de coordenadas generalizadas para coordenadas principais:  $\mathbf{u}(\mathbf{t}) = \Phi \boldsymbol{\eta}(\mathbf{t}) = \sum_{r=1}^N \varphi_r \eta_r(\mathbf{t})$ , obtendo-se equações do movimento em termos das coordenadas principais  $\eta_r(\mathbf{t})$ :

$$\mathbf{M}\ddot{\boldsymbol{\eta}} + \mathbf{C}\dot{\boldsymbol{\eta}} + \mathbf{K}\boldsymbol{\eta} = \mathbf{P}(\mathbf{t}) \quad (3.13)$$

onde:

$$\begin{aligned} \mathbf{M} &= \mathbf{\Phi}^T \mathbf{m} \mathbf{\Phi} && : \text{matriz massa modal;} \\ \mathbf{C} &= \mathbf{\Phi}^T \mathbf{c} \mathbf{\Phi} && : \text{matriz amortecimento modal;} \\ \mathbf{K} &= \mathbf{\Phi}^T \mathbf{k} \mathbf{\Phi} && : \text{matriz rigidez modal;} \\ \mathbf{P}(\mathbf{t}) &= \mathbf{\Phi}^T \mathbf{p}(\mathbf{t}) && : \text{vetor força modal.} \end{aligned}$$

Esse sistema de equação ficará acoplado apenas pelos coeficientes não nulos fora da diagonal da matriz de amortecimento modal generalizada. O tipo de amortecimento mais frequentemente utilizado na análise dinâmica estrutural é referenciado na literatura como amortecimento proporcional. No amortecimento proporcional é assumido que as condições de ortogonalidade com relação aos modos normais também são satisfeitas e a transformação utilizada na Eq. (3.13) torna a matriz  $\mathbf{C}$  uma matriz diagonal.

Segundo CRAIG (2006), uma das formas para que essa condição seja satisfeita, é utilizar uma matriz de amortecimento obtida com a combinação da matriz de massa e de rigidez conhecida como matriz de amortecimento de Rayleigh.

Sendo  $\mathbf{C}$  seja uma matriz diagonal e, uma vez que  $\mathbf{M}$  e  $\mathbf{K}$  já possuem esta propriedade em função das condições de ortogonalidade dos modos normais em relação à distribuição de massa e de rigidez [(Eq. (3.12)], a Eq. (3.13) será constituída por  $N$  sistemas de um grau de liberdade desacoplados. A solução para tais sistemas dependerá das condições iniciais do movimento e do carregamento.

A resposta pode então ser transformada em coordenadas físicas  $\mathbf{u}(\mathbf{t})$  a partir da mesma transformação anterior, onde  $\mathbf{u}(\mathbf{t}) = \mathbf{\Phi} \boldsymbol{\eta}(\mathbf{t})$ , através da superposição das respostas.

Outra forma para obtenção da resposta dinâmica é o método da integração direta das equações do movimento que, por não considerar condições de linearidade física ou geométrica, tem um aspecto geral e pode ser utilizado também em problemas não lineares ou com amortecimento acoplado.



### 3.3 – Transmissibilidade

Quando não é possível a redução das respostas dinâmicas por meio de alterações das características geométricas ou das propriedades do sistema estrutural, variando a massa ou a rigidez de modo que as frequências fundamentais se afastem da faixa de ressonância, procuram-se alternativas para isolar as vibrações dinâmicas.

Nos projetos industriais, os sistemas de isolamento têm o propósito de reduzir a magnitude do movimento de uma fundação vibrante para o equipamento ou a redução das forças dinâmicas que são transmitidas do equipamento para a sua fundação. No último caso, para um carregamento periódico, conforme mostrado na FIG. 3.3, a magnitude da força transmitida para a base ( $|\bar{f}_t|$ ) é dada por [CRAIG (2006)]:

$$|\bar{f}_t| = \frac{k U_0 [1 + (2\zeta r)^2]^{\frac{1}{2}}}{[(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2]^{\frac{1}{2}}} \quad (3.14)$$

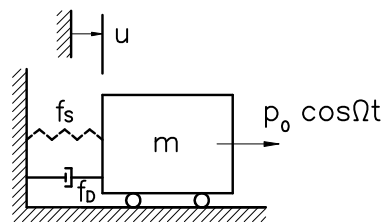


FIGURA 3.3 – Força transmitida à base.

onde:

$$\bar{f}_t = \bar{f}_b + \bar{f}_s$$

sendo que  $\bar{f}$  é utilizado para exprimir a força na forma complexa.

A transmissibilidade (TR) é definida pela razão entre a força transmitida e a força  $p_0$ :

$$TR = \frac{|\bar{f}_r|}{kU_0} = \frac{[1 + (2\zeta r)^2]^{-\frac{1}{2}}}{[(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2]^{-\frac{1}{2}}} \quad (3.15)$$

A figura 3.4 apresenta a transmissibilidade em função da razão de frequências e do fator de amortecimento:

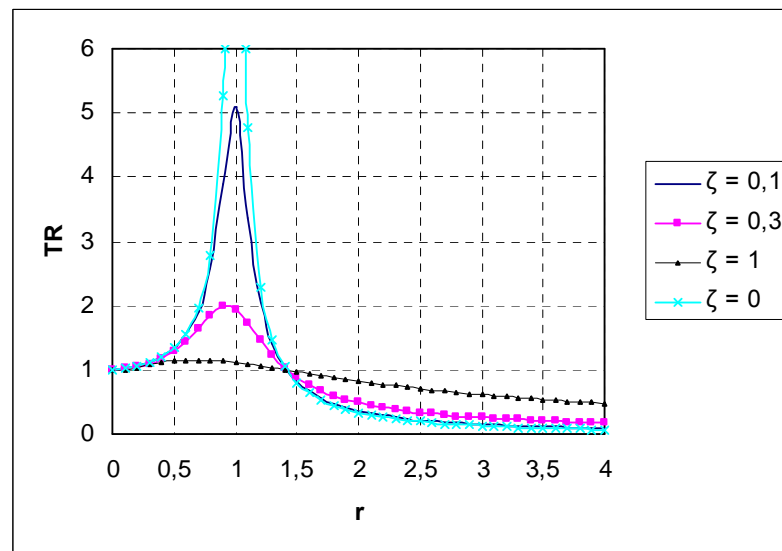


FIGURA 3.4 – Transmissibilidade versus razão de frequência.

Nota-se que para  $r > \sqrt{2}$ , a força transmitida é menor que a força excitante e a transmissibilidade diminui com o decréscimo do amortecimento.

# 4

## FONTES DE EXCITAÇÃO DINÂMICA

### 4.1 – Principais Fontes de Excitação na Indústria

Das principais fontes de excitação que ocorrem na indústria ressaltam-se as máquinas industriais, que são geradoras de vibrações em várias etapas dos processos. As máquinas, quando em operação, transmitem vibrações às superfícies sobre as quais estão apoiadas, resultantes de esforços de seus componentes (vibrações provenientes de caixas de engrenagens, motores, rotores, etc.) ou choques inerentes à sua finalidade. Conforme o tipo de máquina, essas vibrações se manifestam na estrutura suporte em maior ou menor grau.

As explosões são outras fontes de excitações que não devem ser ignoradas, pois para algumas estruturas industriais, as forças provenientes de explosões ocorrem com frequência e a sua resposta deve ser analisada para a verificação de todos os limites, incluindo vibração e fadiga.

A ISO 4866 (1990) apresenta uma tabela apenas indicativa (TAB. 4.1), com faixas típicas de resposta estrutural para várias fontes de excitação, apresentando a característica de cada fonte, bem como a grandeza que usualmente é medida.

TABELA 4.1 – Faixas típicas de respostas estruturais para várias fontes de vibração adaptado da ISO 4866 (1990).

Fonte de vibração	Faixa de frequência (Hz)	Faixa de amplitude ( $\mu\text{m}$ )	Faixa de velocidade (mm/s)	Faixa de aceleração ( $\text{m/s}^2$ )	Característica da vibração	Sugestão da grandeza a ser medida
Tráfego (rodoviário e ferroviário - transmissão pelo solo)	1 a 80	1 a 200	0,2 a 50	0,02 a 1	contínua ou transiente	velocidade
Explosões (transmitidas pelo solo)	1 a 300	100 a 2500	0,2 a 500	0,02 a 50	transiente	velocidade
Cravação de estacas	1 a 100	10 a 50	0,2 a 50	0,02 a 2	transiente	velocidade
Maquinário externo (transmissão pelo solo)	1 a 300	10 a 1000	0,2 a 50	0,02 a 1	contínua ou transiente	velocidade ou aceleração
Acústica (tráfego e maquinário externo)	10 a 250	1 a 1100	0,2 a 30	0,02 a 1	contínua	velocidade ou aceleração
Maquinário interno	1 a 1000	1 a 100	0,2 a 30	0,02 a 1	velocidade ou aceleração	velocidade ou aceleração
Atividades humanas de impacto	0,1 a 100	100 a 500	0,2 a 20	0,02 a 5	transiente	velocidade ou aceleração
Atividades humanas dirigidas	0,1 a 12	100 a 5000	0,2 a 5	0,02 a 0,2	transiente	velocidade ou aceleração
Terremotos	0,1 a 30	10 a $10^5$	0,2 a 400	0,02 a 20	transiente	velocidade ou aceleração
Vento	0,1 a 10	10 a $10^5$	-	-	transiente	aceleração

Embora muitas dessas fontes de excitação sejam comuns a vários tipos de estruturas, algumas não são representativas no projeto dinâmico da maioria das edificações industriais, que normalmente têm estruturas robustas. Dessas fontes, podem-se citar a movimentação de pessoas, o tráfego de veículos e o vento.

Os efeitos da movimentação de pessoas nesse tipo de estrutura não são significativos, pois, devido aos grandes carregamentos a que as mesmas estão sujeitas, elas possuem pisos pouco flexíveis e frequências naturais de excitação bem maiores que as frequências representativas do carregamento devido ao caminhar.

O vento também é um fenômeno pouco crítico para esse tipo de estrutura. Segundo a ISO 4866 (1990), a excitação do vento tende a ter uma energia significativa na faixa de frequência de 0,1 Hz a 2 Hz. Como as estruturas industriais em geral possuem carregamento permanente muito elevado e frequências superiores a essa faixa, o carregamento estático equivalente do vento é suficiente para representá-lo.

A resposta das estruturas submetidas a efeitos dinâmicos dependerá da sua geometria, da massa, da rigidez e do amortecimento, além das características da fonte excitadora como massa, forças dinâmicas transmitidas ao piso e frequência de operação.

A determinação da força dinâmica, que é caracterizada pela magnitude, direção e variação com o tempo, é imprescindível para a análise das respostas. Para estruturas sujeitas a excitações periódicas, a força de excitação é a responsável por manter o sistema mecânico em constante movimento e usualmente a parcela da resposta complementar não é significativa, desaparecendo com o efeito do amortecimento estrutural. Já para os casos em que a força atua em um período muito curto, como força de impacto por exemplo, esta parcela da resposta deve ser considerada.

## **4.2 – Máquinas Industriais**

### **4.2.1 – Tipos de máquinas e isolamento das vibrações**

No presente estudo as máquinas são classificadas em quatro grupos: rotativas, alternativas, vibratórias e de impacto.

A fundação de uma máquina é escolhida em função das características do equipamento e necessidade funcional do processo industrial.

Para as grandes máquinas rotativas, as máquinas alternativas e as máquinas de impacto, normalmente são escolhidas fundações de concreto isoladas, em blocos maciços ou com aberturas. Para casos como esses, é possível considerar na análise as fundações como

corpos rígidos, já que suas deformações são consideradas desprezíveis se comparadas às do solo (ALMEIDA NETO, 1989). Sendo assim, as características do solo são imprescindíveis.

Há muitos casos em que grandes máquinas rotativas e/ou vibratórias se encontram em prédios de aço ou concreto e que devido à altura e às frequências dessas estruturas, o solo não apresenta influência significativa.

Entretanto, para esses casos, necessita-se de grandes níveis de isolamento das vibrações. Em geral são utilizados conjuntos de molas helicoidais de aço para apoiar o equipamento, de frequências naturais muito baixas, resultando em uma transmissibilidade reduzida de forças para o sistema estrutural. No entanto essas molas não costumam fazer parte da análise da estrutura sob as quais elas se apóiam, sendo feitas simplificações para considerar os seus efeitos.

#### **4.2.1.1 - Impacto das simplificações dos sistemas de isolamento**

Muitas vezes a simplificação na análise da estrutura que suporta o equipamento consiste em não modelar o sistema de molas, calculando-se à parte a força transmitida por ele e aplicando-a diretamente na estrutura, com inclusão de uma quantidade de massa dos equipamentos nos pontos correspondentes aos seus apoios. Como os pisos estruturais sob os quais se apóiam esses equipamentos costumam ser muito rígidos se comparados com a rigidez do sistema de molas, esta simplificação pode ser razoável. No entanto os seus impactos devem ser observados quando a relação entre as rigidezes (estrutura de apoio e mola) torna-se significativa.

Para observar esses aspectos foi feito um exemplo com um sistema estrutural simples de uma viga biapoiada, que será apresentado em seguida.

O estudo consiste em analisar o comportamento de uma viga biapoiada com 10 m de vão, usando um perfil de aço de abas paralelas, sujeita a uma excitação dinâmica harmônica atuando no meio do vão sobre uma mola. Será avaliado o impacto da

simplificação de eliminar a mola e aplicar a força dinâmica diretamente na viga. A FIG. 4.1 apresenta o desenho esquemático do sistema estrutural a ser analisado.

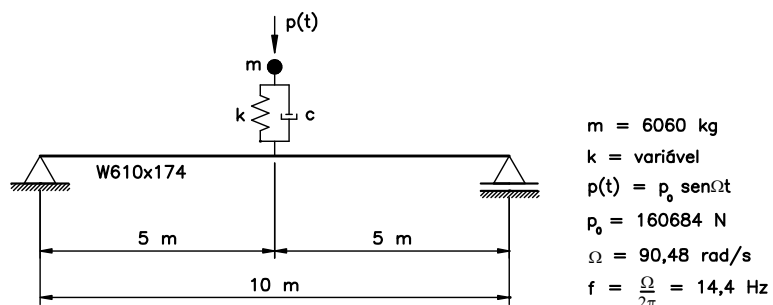


FIGURA 4.1 – Viga biapoiada com um sistema massa-mola atuando no meio do vão.

Considerando esse sistema completo, foi feita a análise no tempo para diferentes rigidezes da mola. Nessas análises considerou-se um fator de amortecimento de 0,03. As amplitudes de deslocamento no meio do vão da viga podem ser observadas na TAB. 4.2.

TABELA 4.2 – Deslocamentos no meio do vão da viga - sistema completo.

k (N/mm)	U (mm)
640	0,279
1225	0,500
2450	0,881
4084	1,268
4900	1,424
6125	1,625
8167	1,891
16335	2,506
1,63E+09	3,714

Visando ter uma idéia da relação entre a carga transmitida e os deslocamentos observados, foi feito o cálculo da força transmitida pela mola à viga considerando-se a extremidade da mola, conectada à viga, como indeslocável, conforme mostrado na FIG. 4.2.

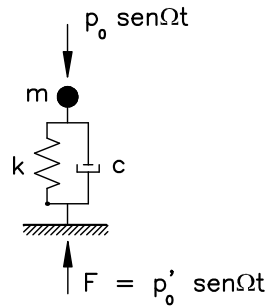


FIGURA 4.2 – Sistema massa-mola com uma extremidade indeslocável.

Dessa forma a magnitude da força transmitida, considerando-se também a força de amortecimento, é calculada pela Eq. (4.1):

$$p_0' = \frac{p_0 \left[ 1 + (2\zeta r)^2 \right]^{\frac{1}{2}}}{\left[ (1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (4.1)$$

onde:

$r$  : razão de frequências;

$\zeta$  : fator de amortecimento = 0,03;

As características do sistema massa-mola e a força transmitida são dadas na TAB. 4.3. Para rigidez da mola buscaram-se valores para os quais o sistema massa-mola não apresentasse o fenômeno da ressonância com a frequência da excitação dinâmica. O primeiro valor de rigidez corresponde a uma mola bem flexível e os demais foram sendo aumentados até um valor que representasse uma mola infinitamente rígida, situação esta que corresponde à aplicação total da carga na viga.



TABELA 4.3 – Características do sistema massa-mola e força transmitida.

k (N/mm)	frequência natural (Hz)	r	p'₀ (N)
640	1,6	8,80	2375
1225	2,3	6,36	4355
2450	3,2	4,50	8647
4084	4,1	3,49	14723
4900	4,5	3,18	17926
6125	5,1	2,85	22957
8167	5,8	2,46	31999
16335	8,3	1,74	79208
1,63E+09	2613,0	0,01	160684

O deslocamento obtido do sistema completo (TAB. 4.2), em cada caso, foi dividido pela magnitude da força transmitida (p'₀) correspondente (TAB. 4.3), gerando deslocamentos devidos a uma força unitária, conforme apresentado na TAB. 4.4.

TABELA 4.4 – Deslocamentos correspondentes a uma força unitária.

U (mm)	U' = U/p'₀
0,279	0,00012
0,500	0,00011
0,881	0,00010
1,268	8,6E-05
1,424	7,9E-05
1,625	7,1E-05
1,891	5,9E-05
2,506	3,2E-05
3,714	2,3E-05

Considerou-se então o estudo da viga isolada, não introduzindo o elemento de mola na análise, com a força dinâmica atuando diretamente no meio do seu vão.

O comportamento da viga isolada foi analisado com uma força unitária atuando no meio do vão. Foi considerada, além da massa da viga, uma massa variável (M) concentrada no mesmo ponto de atuação da força, variando de 0 a 6060 kg.

Para observar a influência da massa nas respostas e comparar essas respostas com os deslocamentos mostrados na TAB. 4.4, foi desenhado o gráfico da FIG 4.3, que apresenta os valores dos deslocamentos em função da frequência natural da viga. Neste mesmo gráfico pode ser verificada a relação da frequência natural da viga com a quantidade de massa  $M$  incorporada à mesma.

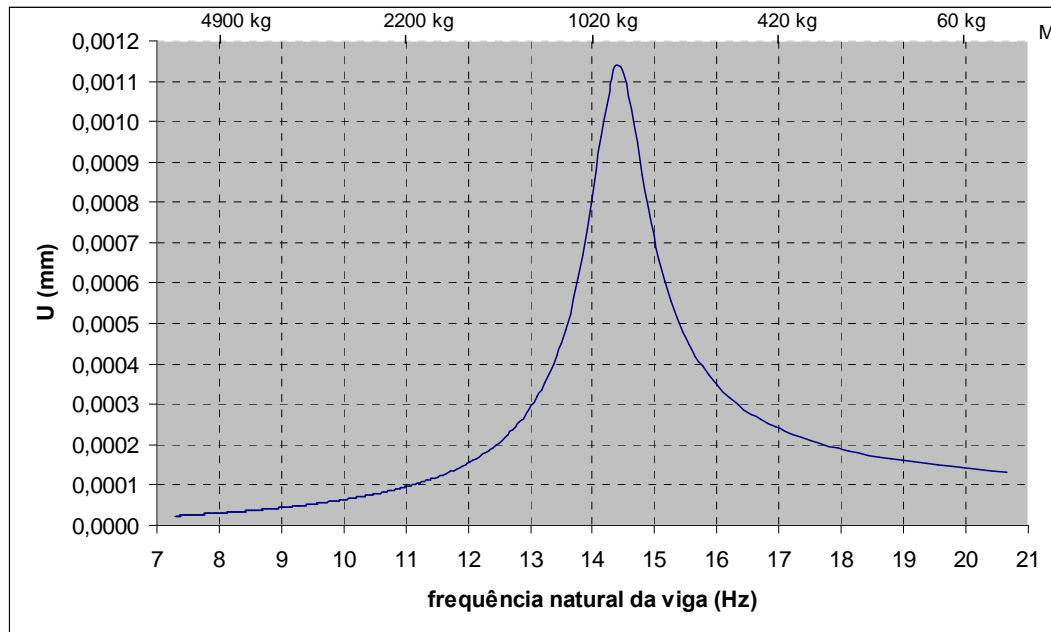


FIGURA 4.3 – Frequência natural da viga versus amplitude de deslocamento.

Observa-se pela comparação dos valores dados na TAB. 4.4 com a FIG. 4.3, que a relação nos valores dos deslocamentos com o aumento da rigidez da mola corresponde a uma maior quantidade de massa a ser incorporada à viga quando calculada isoladamente. Nesse estudo de caso, as respostas do sistema completo resultam em amplitudes parametrizadas  $U'$  abaixo de  $1,2 \times 10^{-4}$  mm, o que corresponde, no gráfico da FIG. 4.3, a uma massa incorporada superior a 2000 kg. A partir desse ponto observa-se a diminuição das amplitudes com o acréscimo da massa e, para uma mola de rigidez muito grande, a massa total deverá ser incorporada à viga isolada.

Logo pode ser concluído que a quantidade de massa a ser incorporada à viga, quando a mesma está sendo analisada de maneira isolada, depende das propriedades do sistema

massa-mola e das características do sistema estrutural de apoio, sendo difícil a sua quantificação. No estudo de caso apresentado, a incorporação de 2000 kg de massa (aproximadamente 1/3 da massa total) resultou em boas respostas para as situações de molas mais flexíveis. Entretanto, muito cuidado deve ser tomado quando se utiliza de simplificações como essa, pois a consideração de uma massa incorporada em torno de 1000 kg levaria à vizinhança do efeito de ressonância da viga (deslocamentos 10 vezes superiores aos obtidos com o modelo completo), resultado este totalmente irreal.

#### **4.2.2 – Máquinas rotativas**

As máquinas rotativas são amplamente utilizadas na indústria e as forças dinâmicas induzidas por tais máquinas são geralmente de natureza harmônica. Dentre as máquinas rotativas mais usuais, pode citar os motores, os ventiladores, os geradores elétricos e as turbinas.

Essas máquinas possuem eixos rotativos denominados rotores, onde podem estar acoplados elementos como discos, geradores, engrenagens e impelidores.

Os rotores são apoiados em mancais que são os responsáveis pela ligação entre a parte móvel e a estrutura fixa de uma máquina rotativa. Além de absorvedores de energia, outra importante função dos mancais é o de guiar ou restringir movimentos durante a rotação do eixo.

Basicamente, um rotor possui dois movimentos de corpo rígido: a rotação pura, quando o centro de massa gira em torno do centro geométrico, e o movimento de precessão, que é a vibração orbital do centro geométrico em relação à linha de equilíbrio dos mancais. As vibrações do rotor podem ser síncronas, quando a velocidade de rotação for igual à velocidade orbital, e assíncronas quando forem diferentes.

A fonte mais comum de vibrações nos sistemas rotativos é o desbalanceamento de massa do rotor. Em algumas aplicações, o projeto do sistema rotativo incorpora um eixo desbalanceado de forma a se obter determinado movimento na máquina.

Recomendações relativas a balanceamento são dadas na ISO 1940-1 (1986), que estabelece limites de desbalanceamento e graus de qualidade de balanceamento (G) para rotores rígidos, de acordo com o tipo de rotor. O grau de qualidade de balanceamento é dado por

$$G = e \omega \quad (4.2)$$

sendo:

$e$  : deslocamento do centro de gravidade ou desbalanceamento residual permissível;

$\omega$  : máxima velocidade angular em serviço, em rad/s.

Todas as características dos equipamentos devem ser fornecidas pelos seus fabricantes, como diagrama do carregamento estático e dinâmico, velocidade de operação, velocidade crítica, balanceamento, etc.

Para os casos mais simples de rotação pura, o EUROCODE 1 (2002) determina as forças dinâmicas de máquinas rotativas como a seguir:

$$F_s = m_R T_s^2 e = m_R T_s (T_s e) \quad (4.3)$$

onde:

$F_s$  : a força livre do rotor;

$m_R$  : a massa do rotor;

$T_s$  : a frequência circular do rotor;

$e$  : a excentricidade da massa.

Esse caso pode ser representado graficamente de acordo com a FIG. 4.4.

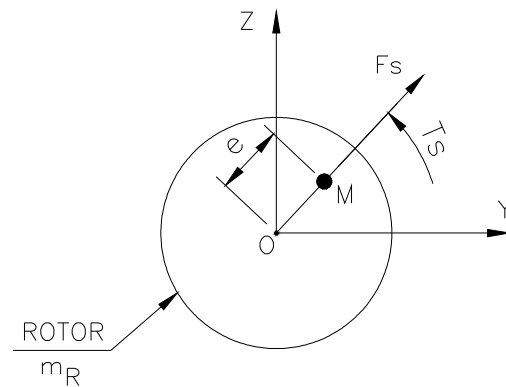


FIGURA 4.4 – Rotor com massa desbalanceada.

onde:

M : centro de massa;

O : centro geométrico.

A Eq. (4.3) pode ser usada em conjunto com as recomendações da ISO 1940-1 (1986), para determinação das forças dinâmicas produzidas por máquinas rotativas. Com as características do equipamento, verifica-se o grau de qualidade de balanceamento aceitável (G), e multiplica-se o seu valor pela massa do rotor ( $m_R$ ) e sua frequência de operação ( $T_s$ ), obtendo assim a força dinâmica, que é a força livre do rotor ( $F_s$ ):

$$F_s = G m_R T_s \quad (4.4)$$

#### 4.2.3 – Máquinas Alternativas

As máquinas alternativas apresentam como característica principal o mecanismo cursor-manivela, capaz de executar movimentos alternativos, que transformam movimentos de translação em movimentos de rotação ou vice-versa. No grupo das máquinas alternativas estão os compressores, as bombas alternativas e os motores a diesel, a vapor e a gasolina.

As grandes máquinas alternativas utilizadas na indústria operam com velocidades relativamente baixas, aumentando assim a probabilidade de gerar vibrações nocivas às construções vizinhas.

Com o intuito de evitar essa situação, BARKAN (1962) sugere que as fundações para máquinas de baixa frequência sejam calculadas de modo que suas frequências naturais fiquem muito acima da frequência operacional da máquina e ainda que suas amplitudes de vibrações não excedam de 0,2 mm a 0,25 mm.

O mecanismo principal de uma máquina alternativa simples, esquematizado na FIG. 4.5, é constituído de um pistão que executa um movimento alternativo ao longo do eixo z, fazendo a biela de comprimento L, girar em torno da manivela OC. Todos os pontos da manivela (OC) executam um movimento rotativo, enquanto os pontos da biela (PC) um movimento elíptico e o pistão um movimento linear.

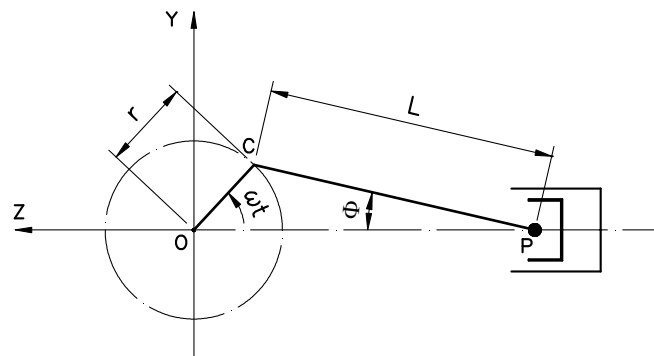


FIGURA 4.5 – Mecanismo cursor-manivela.

Qualquer um desses elementos pode apresentar forças inerciais que são transmitidas à fundação. Desprezando potências de ordens superiores, RICHART (1970) calcula as forças inerciais  $F_z$  e  $F_y$ :

$$F_z = (m_p + m_c) r \omega^2 \cos \omega t + m_p \frac{r^2}{L} \omega^2 \cos 2\omega t \quad (4.5)$$

e

$$F_y = m_c r \omega^2 \sin \omega t \quad (4.6)$$

onde:

$m_p$  : massa do pistão com massa equivalente da biela;

$m_c$  : massa da manivela com massa equivalente da biela.

Nota-se que a força  $F_z$  tem ambas as componentes dos movimentos rotativo e alternativo atuando na frequência de rotação e uma componente do movimento alternativo atuando em duas vezes a frequência, enquanto a força  $F_y$  tem apenas a componente devido ao movimento rotativo.

#### 4.2.4 – Máquinas Vibratórias

Muitas máquinas devem prescrever movimentos para que executem determinadas tarefas necessárias na indústria. As peneiras e grelhas vibratórias são exemplos bem usuais desse grupo de equipamentos.

Os movimentos desejados são produzidos por mecanismos vibratórios, os quais constituem parte essencial desses equipamentos. Esses mecanismos são baseados em sistemas de massas excêntricas que produzem forças dinâmicas suficientes para obter amplitudes de vibrações no equipamento, que normalmente variam de 1,5 mm a 6 mm, com frequências de operação da máquina de 700 rpm a 1200 rpm. Os mecanismos em geral executam movimentos circulares, elípticos ou lineares, conforme mostrado na FIG. 4.6, FIG. 4.7 e FIG. 4.8, respectivamente.

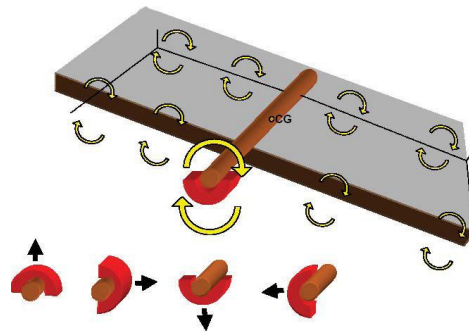


FIGURA 4.6 – Movimento circular.

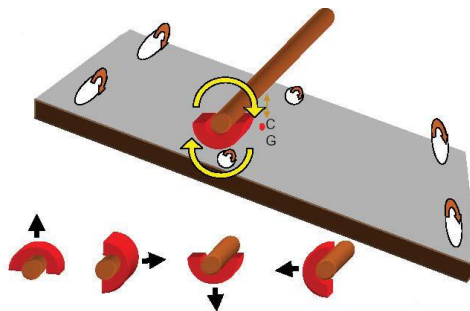


FIGURA 4.7 – Movimento elíptico.

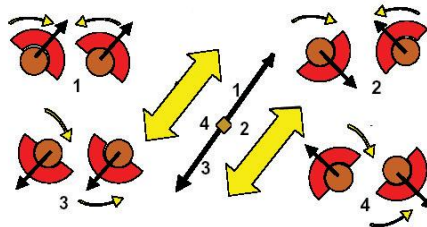


FIGURA 4.8 – Movimento linear.

A força dinâmica produzida pelos mecanismos vibratórios, similarmente às máquinas com partes rotativas, pode simplificadaamente ser expressa por:

$$F = m r \omega^2 \quad (4.7)$$

onde:

F : força dinâmica;



- $m$  : massa desbalanceada;  
 $r$  : excentricidade da massa desbalanceada;  
 $\omega$  : frequência circular de rotação.

A direção da força dependerá do movimento executado pelo acionamento, conforme FIG. 4.6 a FIG. 4.8, apresentadas anteriormente.

A FIG. 4.9 abaixo é de uma peneira vibratória tipo “Banana” que executa movimentos provenientes de mecanismo vibratório de movimento linear. Esse equipamento é similar ao do estudo de caso desse trabalho.



FIGURA 4.9 – Peneira vibratória tipo “Banana” – METSO (2009)

A força no mecanismo vibratório da FIG. 4.10 pode ser alterada através dos contrapesos que são ajustáveis com insertos de aço ou de chumbo.

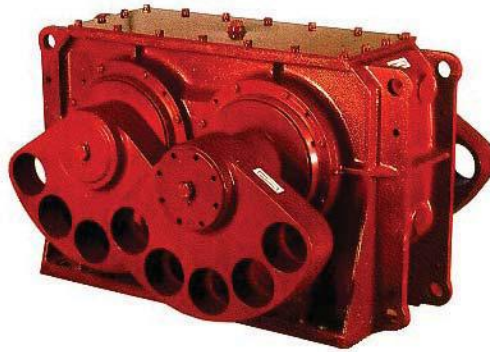


FIGURA 4.10 – Mecanismo vibratório – METSO (2009).

Conforme a FIG. 4.11, os contrapesos giram em sentidos opostos. Pode ser notado que, com o auto-sincronismo, existem determinadas posições em que as componentes da força centrífuga gerada pelo movimento angular se somam ou se anulam:

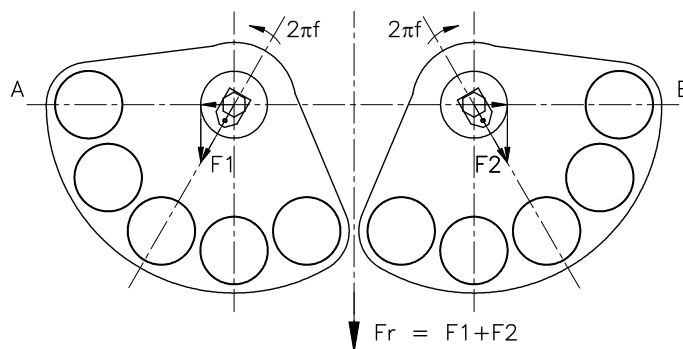


FIGURA 4.11 – Esquema dos contrapesos.

A força resultante  $Fr$  é dada por:

$$Fr = (F1 + F2)\sin(2\pi ft) \quad (4.8)$$

onde:

$F1$  : força centrífuga gerada pelos contrapesos do eixo A;

$F2$  : força centrífuga gerada pelos contrapesos do eixo B;

$f$  : frequência de operação do equipamento;

#### 4.2.5 – Máquinas de Impacto

Choque pode ser descrito, de maneira mais genérica, como uma força transitória subitamente aplicada ou uma perturbação.

O impacto é um caso especial de choque, que ocorre quando há a colisão de duas ou mais massas. Muitas máquinas na indústria têm como princípio de funcionamento exatamente o impacto, como por exemplo, os compactadores, os martelos de forjaria e as prensas, pois essas máquinas geram esforços dinâmicos de grande magnitude em um período muito curto. Tais forças são referidas como impulsivas e possuem o tempo de duração muito menor que o período natural da excitação. Essas máquinas geralmente são apoiadas em grandes blocos de concreto.

Os martelos de forjaria são exemplos de máquinas de impacto muito usuais nos processos industriais. Eles são compostos por um martinete que choca contra uma bigorna apoiada em bloco rígido sob um suporte elástico, podendo ser representado por um sistema com dois graus de liberdade:

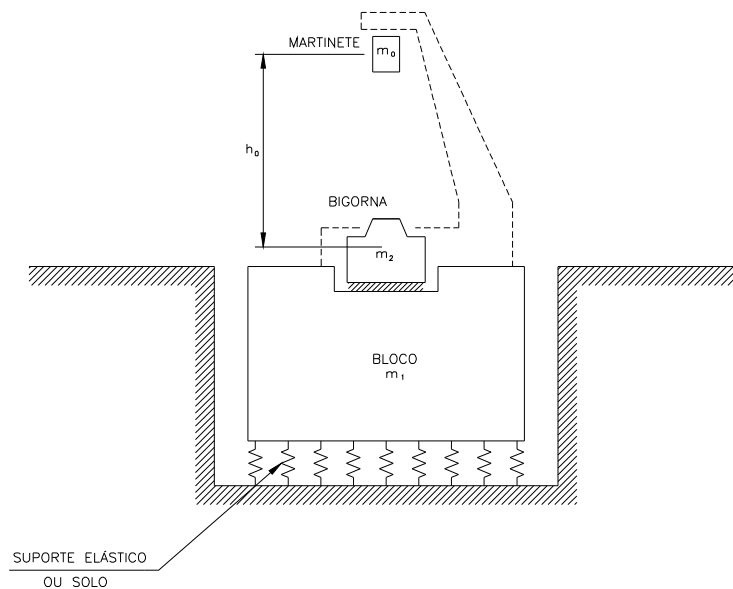


FIGURA 4.12 – Martelo de forjaria.

O impulso em uma estrutura é dado pela área sob a força de impacto, que é igual à variação da quantidade de movimento da massa impactante:

$$\Delta(mv) = \int_0^{t_d} p(t) dt \quad (4.9)$$

onde:

$m$  : massa do objeto impactante;

$v$  : velocidade do objeto impactante;

$t_d$  : tempo de duração do carregamento.

No instante do impacto, quando o impactador bate no objeto impactante, a velocidade é dada por:

$$v = \frac{\text{impulso}}{m} \quad (4.10)$$

Após o impacto, a massa está em vibração livre e a resposta pode ser obtida a partir das condições iniciais. No caso de um impulso sem amortecimento e considerando a vibração livre, a resposta ao impulso é dada por:

$$u(t) = \left( \frac{I}{m\omega_n} \right) \sin\omega_n t \quad (4.11)$$

Segundo CLOUGH (1995), a resposta de um sistema a um pulso infinitamente curto pode ser aproximada por um movimento de vibração livre, provocado para este caso do martelo pela velocidade da bigorna após o impacto.

A velocidade do martinete ( $v$ ) antes do impacto quando em queda livre é dada por:

$$v = \sqrt{2gh_0} \quad (4.12)$$

sendo  $g$  a aceleração da gravidade e  $h_0$  a altura da queda, conforme a FIG. 4.12.

A velocidade do martinete pode variar se for usada uma fonte externa de energia cinética como vapor ou ar comprimido.

BARKAN (1962) apresenta um método para o cálculo da velocidade da bigorna após o impacto, que utiliza a conservação da quantidade de movimento durante o impacto:

$$m_0 v = m_0 v' + m_2 v_0 \quad (4.13)$$

onde  $v_0$  corresponde à velocidade da bigorna após o impacto,  $v$  a velocidade do martinete antes do impacto e  $v'$  a velocidade do martinete depois do impacto. Utilizando o coeficiente de restituição ( $C_r$ ):

$$C_r = \frac{(v_0 - v')}{v} \quad (4.14)$$

que varia de 0 (choques perfeitamente plásticos) a 1 (choques perfeitamente elásticos), e utilizando as Eq. (4.12) e Eq. (4.13), obtém-se a velocidade da bigorna após o impacto:

$$v_0 = \frac{1 - C_r}{1 + \mu_0} v, \text{ onde } \mu_0 = \frac{m_2}{m_0} \quad (4.15)$$

### 4.3 – Explosões

A maior parte das explosões é produzida por detonações de materiais explosivos. Estas detonações podem ocorrer devido à necessidade de algumas atividades industriais como o caso de minas, de pedreiras e de obras geotécnicas, para demolição de edifícios ou ainda com propósitos nefastos como guerras e terrorismo.

Os efeitos das explosões podem ser transmitidos às estruturas principalmente por via aérea, por ondas de choques através da atmosfera, ou pelo terreno, atuando no nível das fundações.

As detonações por via aérea, são convertidas em altas pressões de gás, produzindo uma onda de choque com alta velocidade. O rápido movimento da onda de explosão gera um aumento instantâneo na pressão ambiente para um pico de pressão incidente. A pressão então decai para valores abaixo da pressão ambiente, retornando posteriormente às condições ambientais. O pico de pressão e duração são pontos dados em função do tipo e peso do material explosivo, além da distância da explosão.

A FIG. 4.13 apresenta a idealização de uma onda de explosão:

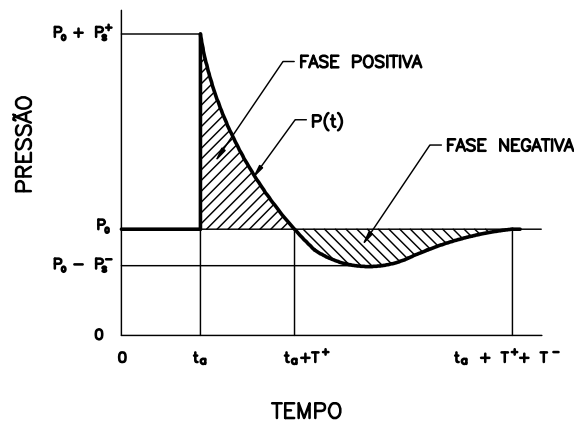


FIGURA 4.13 – Idealização de uma onda de explosão - adaptada do TM5-1300 (1990) apud SHOPE (2006).

As explosões podem ocorrer muito próximas à superfície de tal modo que a onda da explosão é refletida e imediatamente amplificada pela onda da superfície, formando uma onda uniforme conforme representado na FIG. 4.14.

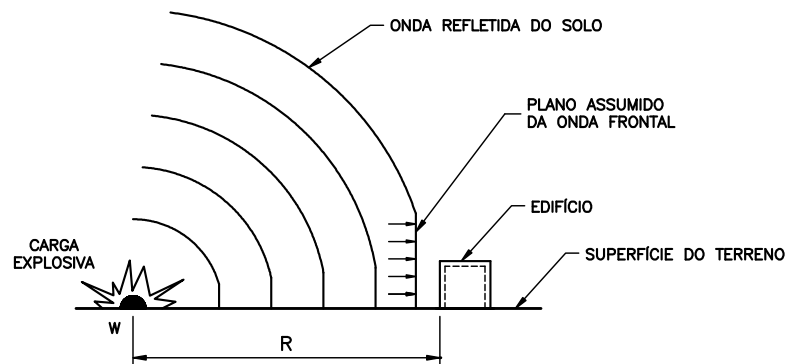


FIGURA 4.14 - Detonação próxima à superfície do terreno - adaptada do TM5-1300 (1990) apud SHOPE (2006).

Para determinar o carregamento representativo da força de explosão, vários métodos analíticos e numéricos foram desenvolvidos, com procedimentos apresentados em manuais de cálculo. Desses manuais, é muito citado em publicações o TM5-1300 (1990) apud REMENNIKOV (2003), que apresenta características de ondas de explosão e procedimentos para análise e cálculo de estruturas em aço e concreto.

Para o caso de explosões externas, o TM5-1300 apresenta curvas que fornecem pressão, duração e impulso de uma onda de explosão em função da distância escalada  $Z$ , que é dada pela fórmula:

$$Z = \frac{R}{W^{1/3}} \quad (4.16)$$

sendo  $R$  a distância do centro da explosão até o ponto de interesse e  $W$  o peso total do material explosivo.

Os efeitos das vibrações transmitidas pelo terreno, além desses fatores, dependem também do tipo da estrutura e da litologia do terreno.

# 5

## **EFEITOS DAS VIBRAÇÕES**

### **5.1 – Introdução**

Sabe-se que as vibrações nas edificações industriais podem provocar danos a equipamentos, às estruturas, ao meio ambiente e às pessoas. Portanto, seus efeitos devem ser abordados em diferentes aspectos e muitas vezes envolver profissionais com diferentes interesses. Na maioria dos casos o objetivo é manter a integridade física dos equipamentos e das estruturas e a integridade física e psicológica de indivíduos, limitando as vibrações e ruídos a níveis aceitáveis, baseados em normas.

É necessário que as estruturas suportes de máquinas sejam adequadamente projetadas para que ocorra o bom desempenho das máquinas e equipamentos ali instalados, bem como o conforto e a segurança dos seus operadores e das pessoas que transitam nos seus arredores.



## 5.2 – Equipamentos

Os equipamentos vibratórios devem ser projetados para operar com máxima eficiência durante a sua expectativa de vida útil. As vibrações não controladas em equipamentos podem provocar desgaste prematuro de componentes, quebras inesperadas, fadiga estrutural do equipamento, desconexão de partes, baixa qualidade dos produtos e aumento de custos de manutenção.

Por isso as vibrações dos equipamentos devem ser eliminadas ou, quando não possível, controladas a fim de reduzir os impactos provocados com os movimentos vibratórios.

Em virtude disso, a ISO 2372 (1974) especifica limites de vibração que dependem da potência da máquina e do tipo de fundação. As vibrações são medidas em pontos das superfícies das máquinas que operam com frequência na faixa de 10 Hz a 1000 Hz. A TAB. 5.1 apresenta as faixas de classificação:

TABELA 5.1 – Critérios de severidade das vibrações de máquinas  
(adaptado da ISO 2372, 1974).

Faixas de severidade de vibração Velocidade rms (mm/s)	Classe das máquinas			
	classe I	classe II	classe III	classe IV
0,28	BOM	BOM	BOM	BOM
0,45				
0,71				
1,12	PERMISSÍVEL	PERMISSÍVEL	PERMISSÍVEL	PERMISSÍVEL
1,8	TOLERÁVEL			
2,8	INACEITÁVEL	TOLERÁVEL	TOLERÁVEL	TOLERÁVEL
4,5		INACEITÁVEL	INACEITÁVEL	PERMISSÍVEL
7,1				TOLERÁVEL
11,2	INACEITÁVEL	INACEITÁVEL	INACEITÁVEL	PERMISSÍVEL
18				TOLERÁVEL
28				INACEITÁVEL
45	INACEITÁVEL	INACEITÁVEL	INACEITÁVEL	INACEITÁVEL

A classe I corresponde a máquinas pequenas de até 15 kW. A classe II, máquinas médias de 15 kW a 75 kW quando rigidamente montadas, ou acima de 300 kW com fundações especiais. A classe III é para grandes máquinas com fundação rígida e pesada, cuja frequência natural não exceda a velocidade da máquina. Na classe IV estão

as grandes máquinas que operam com velocidade acima da frequência natural da fundação, como as turbo-máquinas.

Com o intuito de mostrar as condições de vibrações para máquinas rotativas em geral, BAXTER e BERNHARD apud RICHART (1970) apresentam na TAB. 5.2 a condição de operação da máquina em função do pico de velocidade horizontal:

TABELA 5.2 – Severidade de vibração para máquinas rotativas  
(adaptado de RICHART 1970).

Amplitude de velocidade horizontal (mm/s)	condição de operação da máquina
< 0,13	extremamente suave
0,13 - 0,25	muito suave
0,25 - 0,50	suave
0,50 - 1,0	muito boa
1,0 - 2,0	boa
2,0 - 4	razoável
4,0 - 8,0	levemente severa
8,0 - 16,0	severa
> 16,00	muito severa

A severidade das vibrações apresentadas nas TAB. 5.1 e TAB. 5.2 pode servir como um indicador das condições de uma máquina, inclusive no caso de manutenções preventivas.

### 5.3 – Estruturas

As estruturas, assim como os equipamentos, devem ser projetadas para resistir a todos os carregamentos a que serão impostas durante sua utilização, além de atender à finalidade a que se destina.

Portanto, as estruturas que estão submetidas a esforços dinâmicos, devem ter suas respostas analisadas no tempo de modo que atenda, além dos limites de resistência, ao

bom funcionamento das máquinas e equipamentos ali instalados, bem como ao conforto dos usuários da edificação.

Mesmo se encontrando dentro de todos os limites de resistência e conforto, um importante item a ser avaliado é a fadiga estrutural pois, em muitos casos, quando o material é solicitado por ações cíclicas, a ruptura poderá ocorrer para níveis de carregamento inferiores ao limite de escoamento. Esse fenômeno é crítico principalmente nas conexões metálicas.

Os efeitos das vibrações em estruturas são influenciados por diversos fatores, dentre eles as características da excitação (o tipo, a duração, a frequência e a intensidade) e as características da estrutura (o amortecimento, as frequências naturais e as formas modais).

Outro importante fator é o isolamento das vibrações, que é muito comum nas estruturas industriais sujeitas a vibração de equipamentos. Em muitos casos, a influência do solo também pode ser um fator determinante.

Os valores limites de velocidade de vibração de partículas para que não ocorram danos estruturais, em geral são superiores aos níveis de sensibilidade e conforto humano. Na TAB. 5.3 são apresentados os valores permissíveis de velocidade para vibrações de curta duração:

TABELA 5.3 – Velocidade permissível para vibrações transientes em edifícios de acordo com a DIN 4150. Fonte: GERB (1994).

Velocidades Permissíveis em mm/s				
Tipo de Estrutura	Nível da Fundação			Nível mais alto do edifício
	Frequências			Qualquer Frequência
	<10 Hz	10 - 50 Hz	50 - 100 Hz	
Industrial	20	20 - 40	40 - 50	40
Residencial	5	5 - 15	15 - 20	15
Edifícios mais sensíveis a vibrações (Ex: monumentos)	3	3 - 8	8 - 10	8

Observa-se que para as estruturas industriais, essa norma admite velocidades de até 50 mm/s para frequências entre 50 Hz e 100 Hz, no nível da fundação, para que não ocorram danos estruturais. Já para o andar mais alto da edificação, admite-se até 40 mm/s, em qualquer frequência, sem riscos de danos.

A norma britânica BS 7385-2 (1993) considera o limite de velocidade de 50 mm/s (medido na base do edifício) em qualquer frequência para que não ocorram danos em estruturas industriais aporricadas sujeitas a vibrações transientes. No caso de estruturas com vibrações contínuas, em que se observa amplificação dinâmica na resposta, essa norma sugere que o limite seja reduzido pela metade, baseado na prática.

#### **5.4 – Conforto Humano**

Os efeitos das vibrações em pessoas têm ganhado cada vez mais importância no cenário mundial. Estudos apontam que os efeitos das vibrações podem ser abordados sob vários aspectos, sejam eles patológicos, fisiológicos e psicológicos, de modo que podem causar, além de desconforto, sérios riscos à saúde. No Brasil, a Norma Regulamentadora NR 15 (anexo 8) do Ministério do Trabalho, dispõe sobre atividades e operações insalubres, caracterizando as vibrações como um risco físico ocupacional à saúde dos trabalhadores com base nas recomendações definidas pela ISO 2631 e ISO 5349.

Um dos riscos pode ser representado pela combinação das vibrações com ruído, que produz um efeito sinérgico potencializado nos danos auditivos de trabalhadores expostos a vibrações mecânicas, conforme abordado no artigo por IZUMI et al (2006).

O corpo humano é um sistema biomecânico extremamente complexo. Assim como qualquer corpo que possui massa e elasticidade, pode ser representado por um modelo mecânico, com massas, molas e amortecedores, com cada parte do corpo com sua respectiva frequência natural, conforme mostrado na FIG. 5.1.

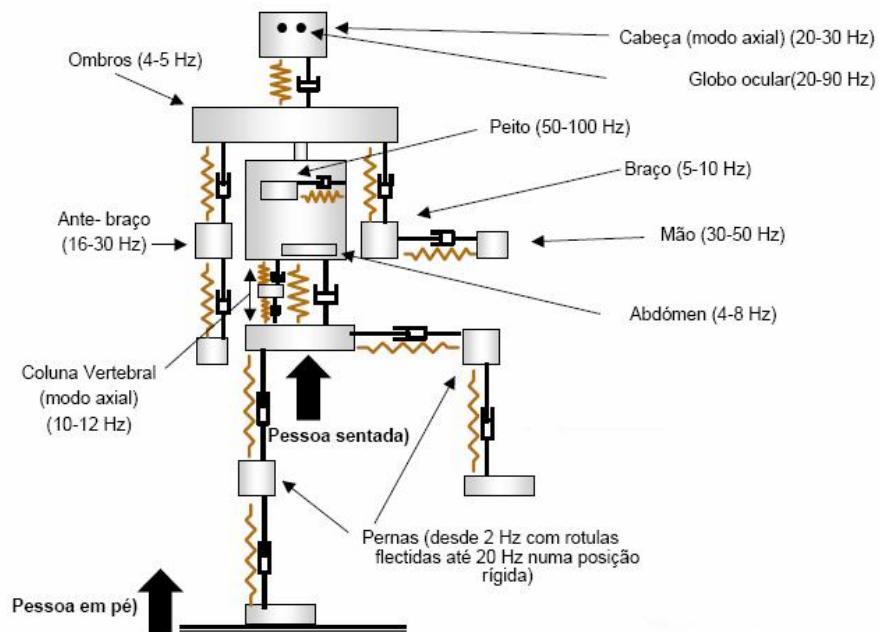


FIGURA 5.1 – Modelo mecânico do corpo humano. (Fonte: Brüel & Kjær

<http://www.bkpt.com>).

Essas partes podem entrar em ressonância quando submetidas a vibrações externas de mesma frequência, com a consequente amplificação das vibrações.

Na literatura e nas normas vigentes, as vibrações transmitidas ao corpo humano costumam ser classificadas em dois tipos, de acordo com o meio de transmissão ao corpo:

- Vibrações de corpo inteiro; quando a pessoa exposta está suportada pela superfície vibratória, sentada, em pé ou deitada, conforme abordado pela ISO 2631;
- Vibrações de extremidades, também conhecidas como segmentais, localizadas ou de mãos e braços. Esse tipo de vibração está presente em situações onde o indivíduo manipula algum tipo de equipamento vibratório e são normatizadas pela ISO 5349.

As normas estabelecem que a vibração de corpo inteiro seja medida de acordo com um sistema de coordenadas que se origina no ponto onde a vibração se incorpora ao corpo humano, na seguinte forma: segundo o eixo Z no sentido dos pés à cabeça, o eixo X no sentido das costas ao peito e o eixo Y no sentido do lado direito ao esquerdo (FIG. 5.2):

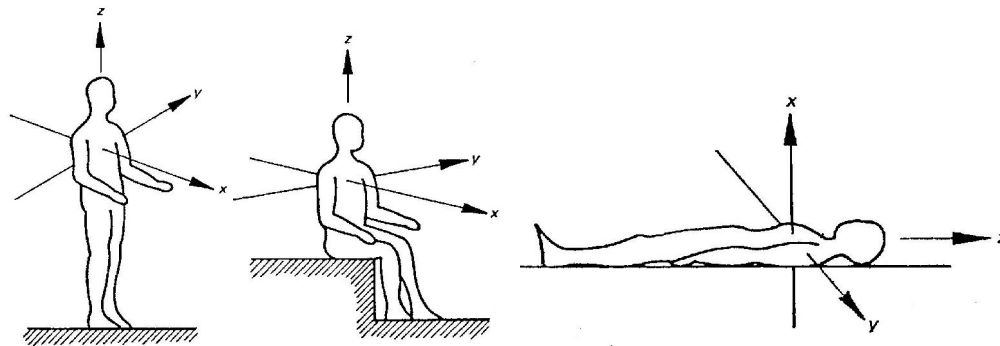


FIGURA 5.2 – Direções do sistema de coordenadas para vibrações mecânicas em seres humanos – ISO 2631-1 (1997).

Segundo GRIFFIN (1996), vários fatores influenciam no desconforto de uma pessoa, sendo alguns deles: as características da vibração (magnitude, frequência e direção), sua duração, a posição na qual a vibração entra em contato com o corpo, as características físicas das pessoas (como peso e transmissibilidade), a idade, além de atributos psicológicos.

Por simplificação as normas não consideram todos esses fatores, o que motiva as diversas pesquisas que abordam as vibrações em termos da sensibilidade humana, podendo-se citar MISAEL (2001) e PEREIRA (2005), que apresentam estudos sobre os níveis de vibração relacionados à percepção e ao conforto humano, através de experimentos de laboratório.

Os resultados obtidos são comparados com a ISO 2631-2 (1989). Essa parte da norma se refere aos limites de vibrações em construções, visando o conforto humano, através de curvas de aceleração em função da frequência para cada direção do movimento. Aos

valores encontrados devem ser aplicados fatores multiplicativos que variam de acordo com o ambiente e o horário.

Os limites aceitáveis de vibração para o homem são amplamente discutíveis uma vez que dependem de muitas variáveis e a sensibilidade às vibrações é um tanto quanto subjetiva, variando de pessoa para pessoa e com o ambiente onde ocorre a vibração.

Segundo VASCONCELOS (1998), pessoas em escritórios ou residências não aceitam vibrações com picos superiores à aceleração de 0,5% da aceleração da gravidade, enquanto que pessoas tomando parte de uma atividade rítmica irão aceitar vibrações 10 vezes maiores.

No estudo realizado por PEREIRA (2005) as respostas para vibração vertical senoidal de 30 voluntários (15 homens e 15 mulheres) foram determinadas para frequências no intervalo de 12 Hz a 80 Hz. Dessa forma foram verificados os níveis de aceleração perceptíveis às pessoas e o intervalo de incerteza dos resultados encontrados nesses valores. Buscou-se ainda conhecer os níveis de vibração vertical senoidal que as pessoas consideram desconfortáveis em seu ambiente residencial, visando determinar a relação existente entre o limite de percepção e conforto. Nos resultados obtidos, foi comprovado que a diminuição das amplitudes do movimento para frequências mais elevadas torna a vibração mais difícil de ser detectada, reduzindo a sensibilidade das pessoas. Observou-se também que a postura tem influência significativa nos limites de percepção. A FIG 5.3 fornece a comparação dos resultados de um experimento na posição sentada com a curva básica da ISO 2631-2.

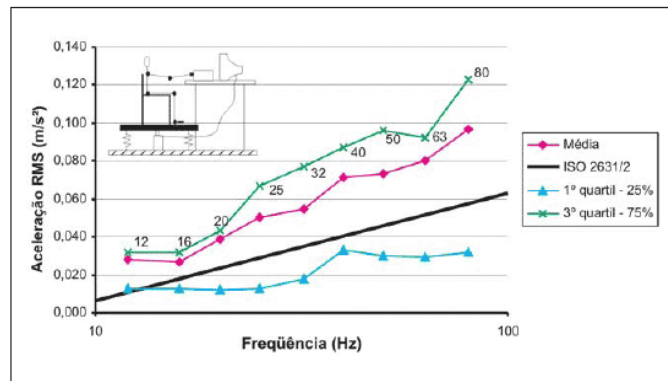


FIGURA 5.3 – Comparação dos resultados do experimento para o limite de percepção com a curva básica da ISO 2631-2 – PEREIRA (2005).

Nota-se que a curva básica da ISO 2631-2 (1989) encontra-se entre o primeiro quartil e a média dos resultados para o limite de percepção. PEREIRA (2005) conclui que os resultados obtidos estão em conformidade com os valores apresentados na ISO 2631-2 (1989), especificamente para ambientes residenciais em horário diurno. No entanto, não é indicada a utilização de um fator multiplicador médio para a curva do limite de percepção na predição do conforto à vibração como ocorre na ISO 2631-2 (1989), pois, dependendo da faixa de frequência, as respostas podem estar superestimadas ou subestimadas.

A norma Internacional ISO 2631 de 1978 define e fornece valores numéricos dos limites de exposição a vibrações transmitidas ao corpo humano, na amplitude de frequências entre 1 Hz e 80 Hz.

Os limites admissíveis de vibração são definidos para os três critérios geralmente reconhecíveis de preservação do conforto, eficiência de trabalho e segurança ou saúde, denominados, respectivamente: nível de conforto, nível reduzido de eficiência (fadiga) e limite de exposição. A FIG. 5.4 apresenta os limites de aceleração vertical recomendados para o nível reduzido de eficiência, especificado em termos de frequência vibratória, magnitude de aceleração (r.m.s.) e tempo de exposição.



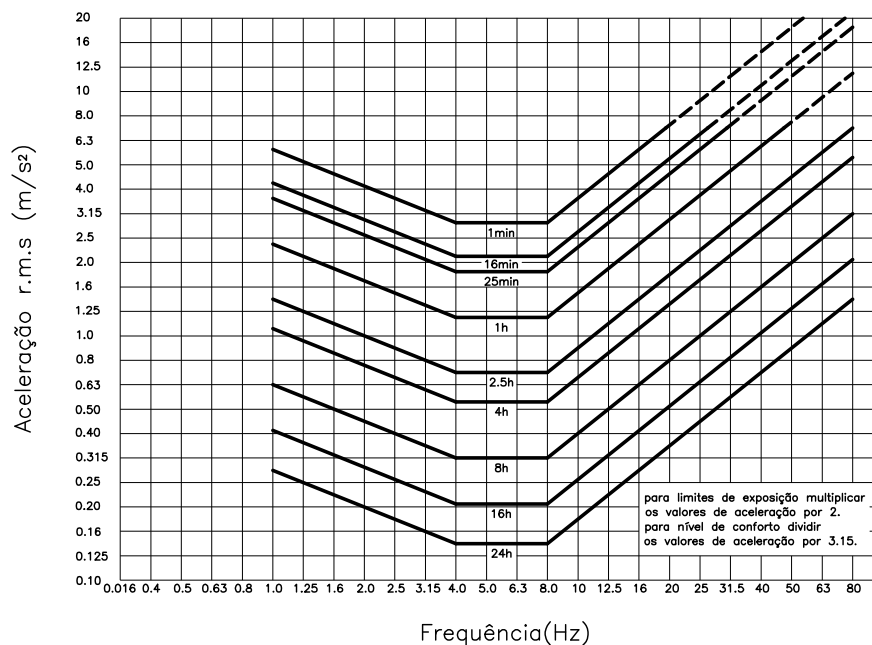


FIGURA 5.4 – Limite de aceleração vertical versus frequência, em função do tempo de exposição, para o nível reduzido de eficiência (fadiga) – adaptado da ISO 2631 (1978).

Entretanto, na revisão da norma ISO 2631 em 1997, esses limites foram excluídos. Nessa atualização da norma define-se um método para a avaliação de exposição à vibração do corpo inteiro, bem como indicam-se os principais fatores relacionados para se determinar o nível de exposição à vibração que seja aceitável sem, no entanto, estabelecer limites específicos de aceitação.

A DIRETIVA EUROPÉIA (2002), que tem sido adotada por vários órgãos, fornece valores para níveis de ação e limites de exposição. O primeiro é o valor total de exposição diária a partir do qual o empregador deve tomar medidas preventivas e implementar programas para redução dos níveis de vibração; já o limite de exposição são níveis que não devem ser excedidos em nenhuma situação. A TAB. 5.4 apresenta esses valores.

TABELA 5.4 – Limites de exposição e níveis de ação – DIRETIVA EUROPÉIA(2002).

Parâmetro	Nível de ação	Limite de Exposição
Vibração em mãos e braços	2,5 m/s <sup>2</sup> A(8)	5,0 m/s <sup>2</sup> A(8)
Vibração de corpo inteiro	0,5 m/s <sup>2</sup> A(8) ou 9,1 VDV	1,15 m/s <sup>2</sup> A(8) ou 21 VDV

A (8) - aceleração para exposição de oito horas, expressa em r.m.s.

VDV - Valor Dose de Vibração

Nota-se que nos valores da TAB. 5.4 não há referência a nenhuma frequência específica, embora as pesquisas comprovem sua influência nas respostas humanas à vibração.

# 6

## ESTUDO DE CASO

### 6.1 – Introdução

Tendo em vista a freqüente ocorrência de equipamentos vibratórios que são alocados em prédios industriais e as dificuldades encontradas para avaliação dos seus efeitos dinâmicos, optou-se pelo estudo de um caso real. Esse estudo consistiu em elaborar modelos computacionais a partir do projeto estrutural de um prédio existente e das informações da peneira vibratória ali instalada, fornecidas pelo seu fabricante.

Para viabilizar uma comparação com a situação real da estrutura, fez-se uma visita técnica ao local onde a estrutura se encontra para medições dos níveis de aceleração em alguns pontos da mesma. Essa visita ocorreu em um dia de operação normal da mineradora, em que a peneira estava em pleno funcionamento. Em consequência disso não foi possível fazer avaliações de algumas condições como, por exemplo, do comportamento da estrutura no momento de partida e de parada do equipamento e de seu funcionamento sem material a ser peneirado.

A seguir serão apresentadas as características da estrutura em questão e dos modelos computacionais gerados, o experimento realizado com o equipamento em funcionamento, os resultados obtidos e as discussões e comentários sobre os mesmos.

## **6.2 – Apresentação da Estrutura Analisada**

Trata-se de um prédio usualmente edificado em áreas industriais, principalmente na mineração, em um dos processos que, nesse caso, é o peneiramento. Essa estrutura faz parte do complexo industrial da Mina de Brucutu, de propriedade da mineradora VALE, localizado no município de São Gonçalo, no Estado de Minas Gerais.

Das principais características do prédio, destacam-se:

- Utilização de perfis metálicos laminados de abas paralelas em aço estrutural ASTM-A572 – Grau 50;
- Perfis do tipo U, soldados e cantoneiras em aço estrutural ASTM-A36;
- Piso em chapa xadrez (espessura de 6,3mm);
- Ligações entre as peças principais através de parafusos de alta resistência (ASTM-A325);
- Altura total de aproximadamente 8 metros e três níveis de plataformas, sendo uma delas para apoio da peneira;
- Estabilidade transversal e longitudinal garantida através de pórticos com perfis de abas paralelas.

A FIG. 6.1 à FIG. 6.9 a seguir apresentam os desenhos do projeto estrutural do Prédio do Peneiramento. Nesses desenhos, as dimensões se encontram em milímetro, as elevações se referem ao topo da viga (T.V.) e do concreto bruto (T.C.B.).

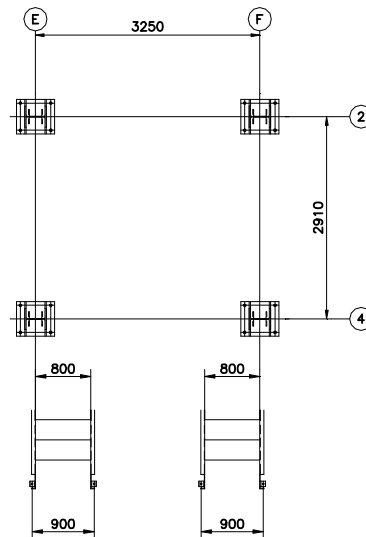


FIGURA 6.1 – Desenho de Projeto - Plano das bases

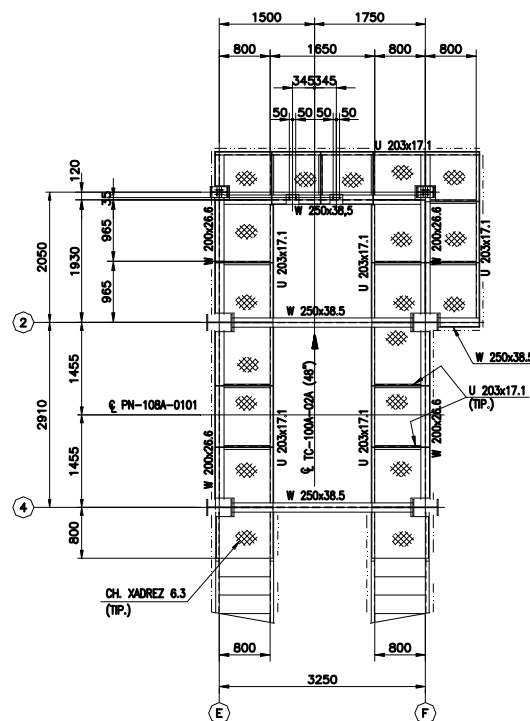


FIGURA 6.2 – Desenho de Projeto – Plataforma da Elevação 867858.

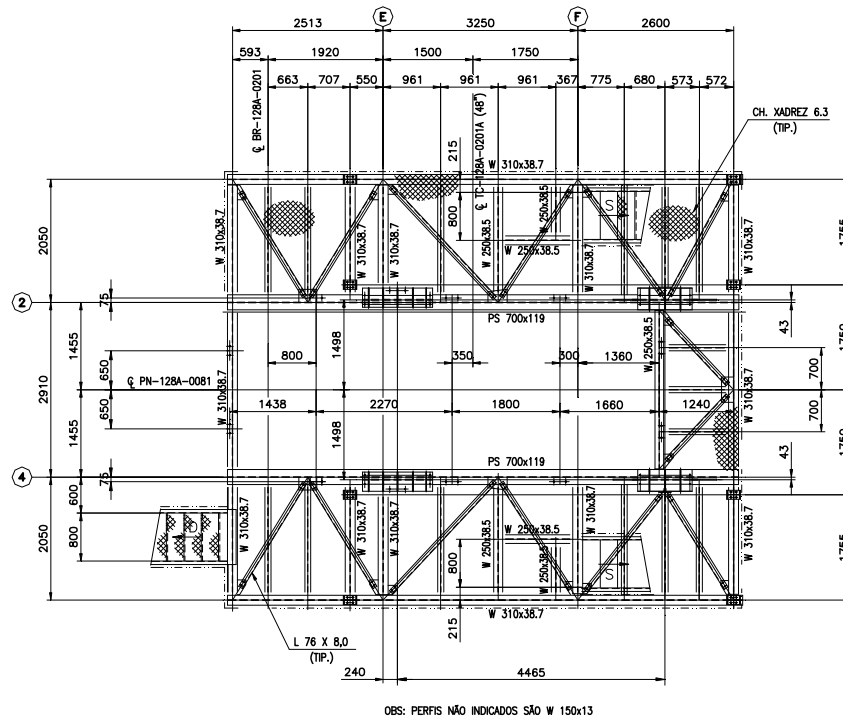


FIGURA 6.3 – Desenho de Projeto – Plataforma da Elevação 872025.

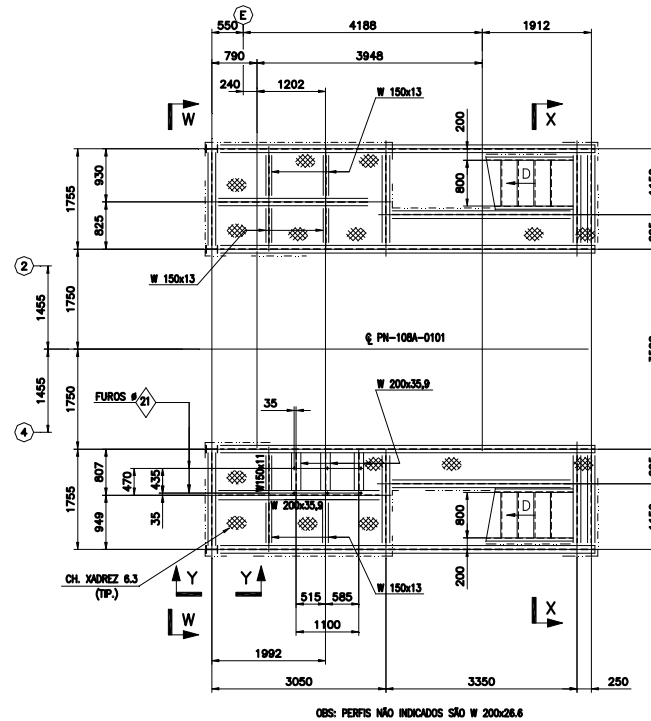


FIGURA 6.4 – Desenho de Projeto – Plataforma da Elevação 874225.

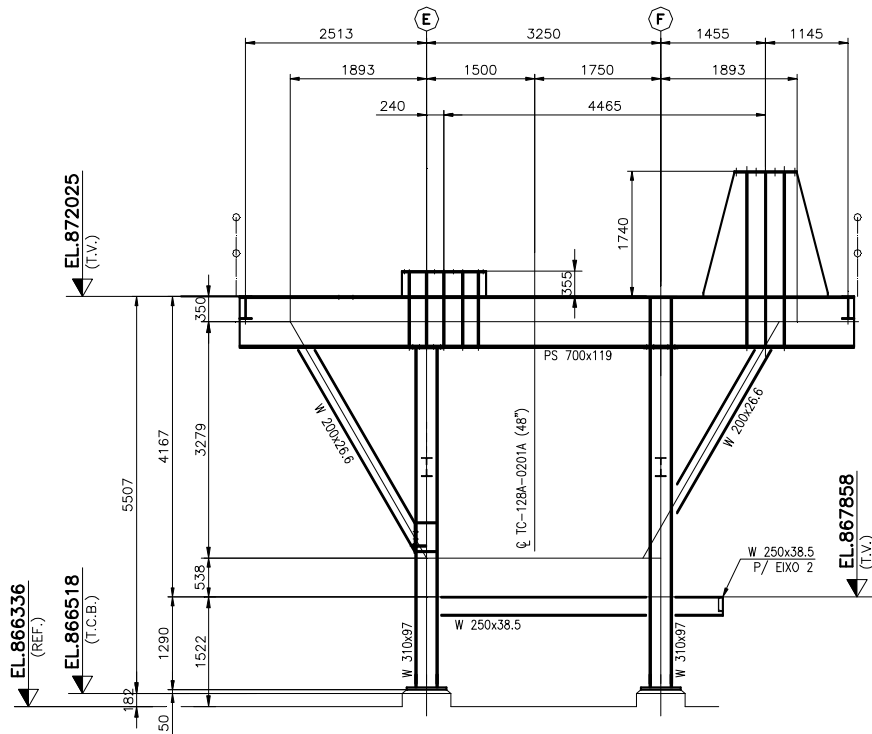


FIGURA 6.5 – Desenho de Projeto – Elevação dos Eixos 2 e 4.

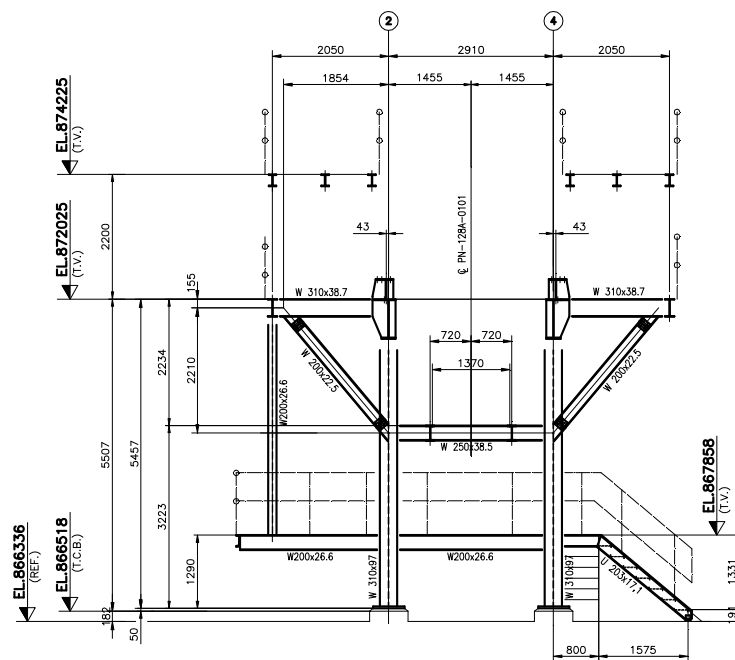


FIGURA 6.6 – Desenho de Projeto – Elevação da Fila E.

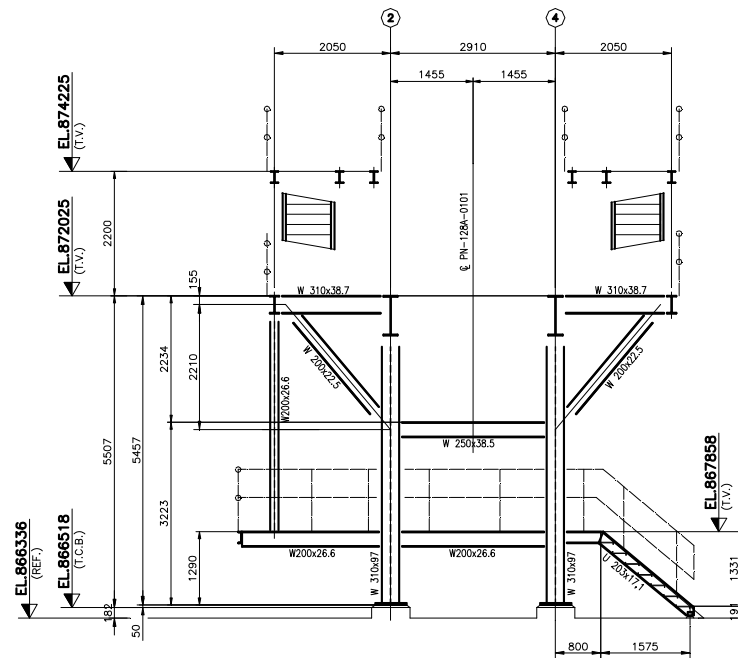


FIGURA 6.7 – Desenho de Projeto – Elevação da Fila F.

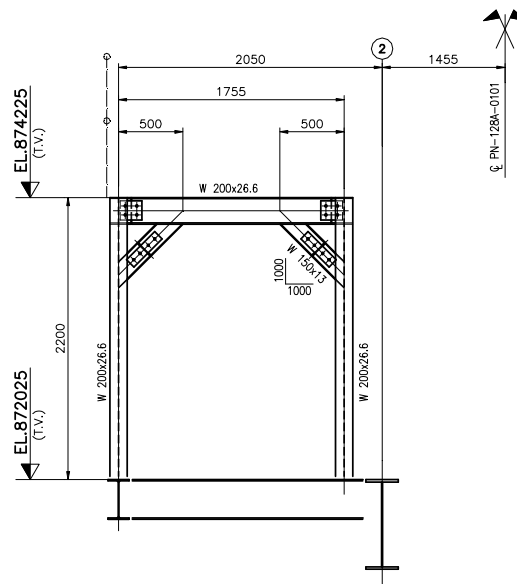


FIGURA 6.8 – Desenho de Projeto – Corte W-W.



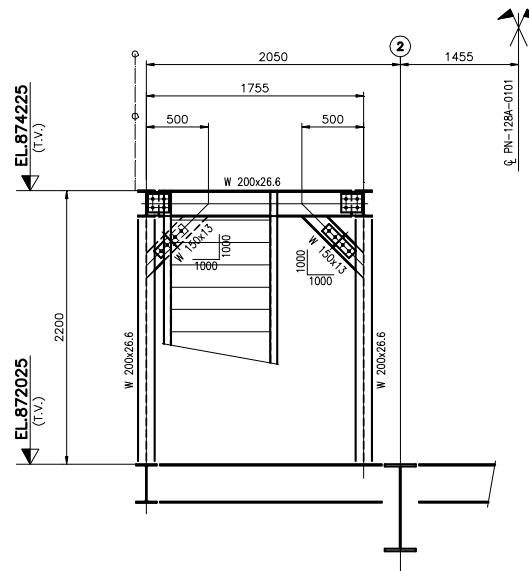
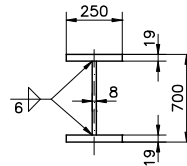


FIGURA 6.9 – Desenho de Projeto – Corte X-X.

As seções dos perfis de abas paralelas utilizados nesse projeto estão apresentadas a seguir pela FIG. 6.10.

DIMENSÕES DO PERFIL SOLDADO – PS 700X119



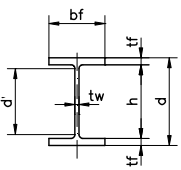
	DIMENSÕES DOS PERFIS LAMINADOS						
	PERFIL	d	bf	tf	tw	h	d'
	W 150x13	148	100	4.9	4.3	138	118
	W 200x22.5	206	102	8.0	6.2	190	170
	W 200x26.6	207	133	8.4	5.8	190	170
	W 200x46.1	203	203	11.0	7.2	181	161
	W 250x38.5	262	147	11.2	6.6	240	220
	W 310x38.7	310	165	9.7	5.8	291	271
	W 310x97	308	305	15.4	9.9	277	245

FIGURA 6.10 – Seções dos perfis de abas paralelas.

A estrutura está sujeita a diversos fatores que podem provocar vibrações. No entanto, nessa análise dinâmica, considerou-se que a fonte excitadora é uma peneira vibratória utilizada para o processo de separação granulométrica. A FIG. 6.11 mostra o desenho da peneira fornecida pelo seu fabricante.



Trata-se de uma peneira tipo banana com movimento linear provocado por um conjunto de excitadores inclinados a 45°. Segundo o manual do fabricante (METSU 2009), a força gerada por cada mecanismo vibratório varia de 142 kN a 460 kN (considerando 850 rpm) e os momentos estáticos (que correspondem à massa desbalanceada multiplicada por sua excentricidade) de 18 kg.m a 58 kg.m.

Com base nos dados apresentados foram desenvolvidos modelos computacionais com o intuito de melhor representar a estrutura para análise de suas respostas dinâmicas. No desenvolvimento dos modelos estruturais foram empregadas técnicas usuais de discretização, via método dos elementos finitos, por meio do programa computacional SAP 2000 em sua versão avançada 11.0.8.

## **6.3 – Descrição dos modelos**

### **6.3.1 – Modelagem da Estrutura Suporte**

Para avaliar o comportamento estrutural dinâmico do prédio anteriormente apresentado, foram feitas modelagens para três situações distintas denominadas: Modelo 01, Modelo 02 e Modelo 03. Entretanto suas diferenças são, basicamente, a partir do apoio fixo do equipamento, ou seja, das molas helicoidais. Dessa forma, a estrutura do prédio, que não teve variações na modelagem, será tratada nesse estudo como Estrutura Suporte.

O modelo da Estrutura Suporte é constituído por vigas e colunas, simuladas por elementos unidimensionais (elemento tipo “*straight frames*”), formando um conjunto tridimensional, conforme mostrado na FIG. 6.12.

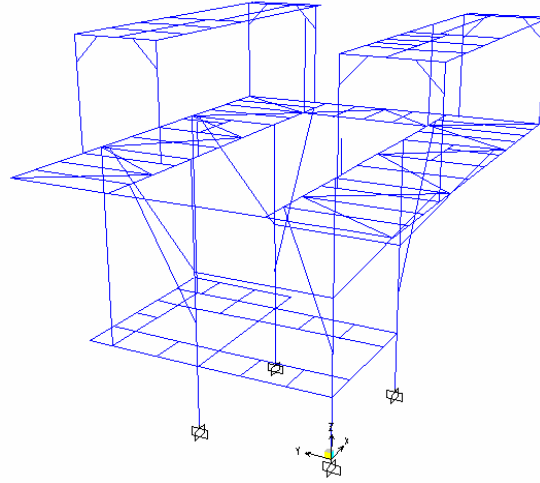


FIGURA 6.12 – Modelo tridimensional da Estrutura Suporte.

As ligações entre as barras foram consideradas totalmente rígidas ou rotuladas, com cada nó apresentando seis graus de liberdade: três translações e três rotações. As bases foram totalmente engastadas. A FIG. 6.13 à FIG. 6.17 mostram a geometria do modelo gerado.

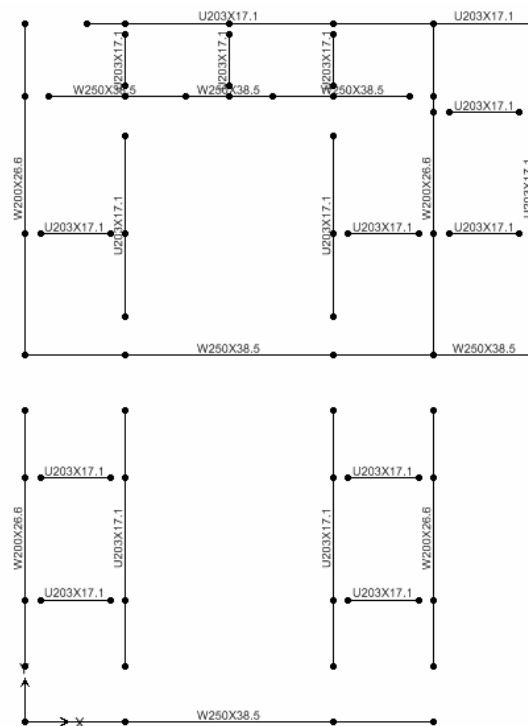


FIGURA 6.13 – Plataforma da Elevação 867858.

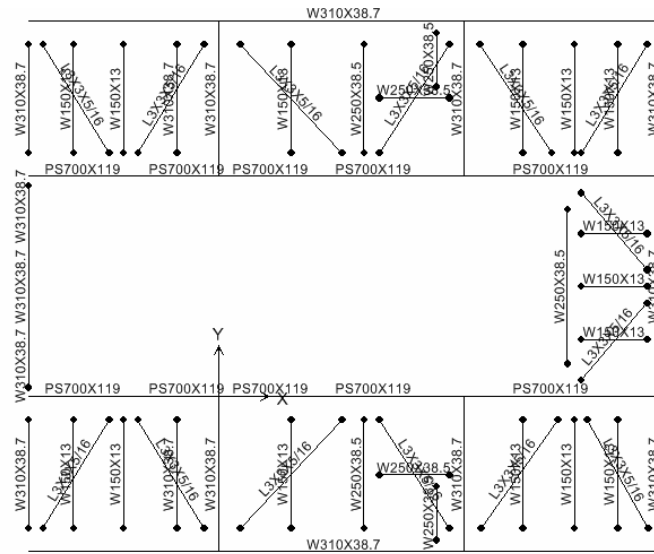


FIGURA 6.14 – Plataforma da Elevação 872025.

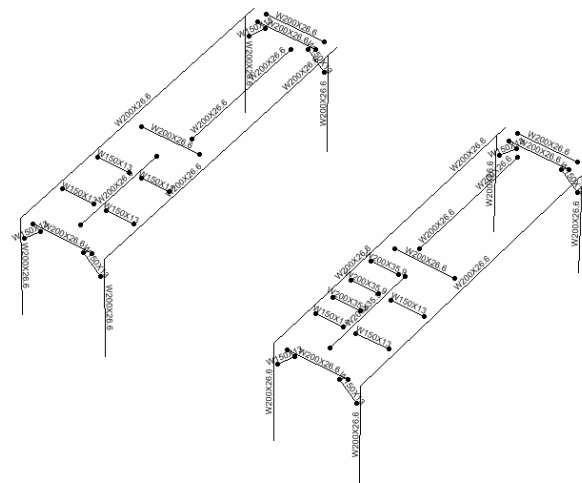


FIGURA 6.15 – Vista tridimensional da Plataforma da Elevação 874225.

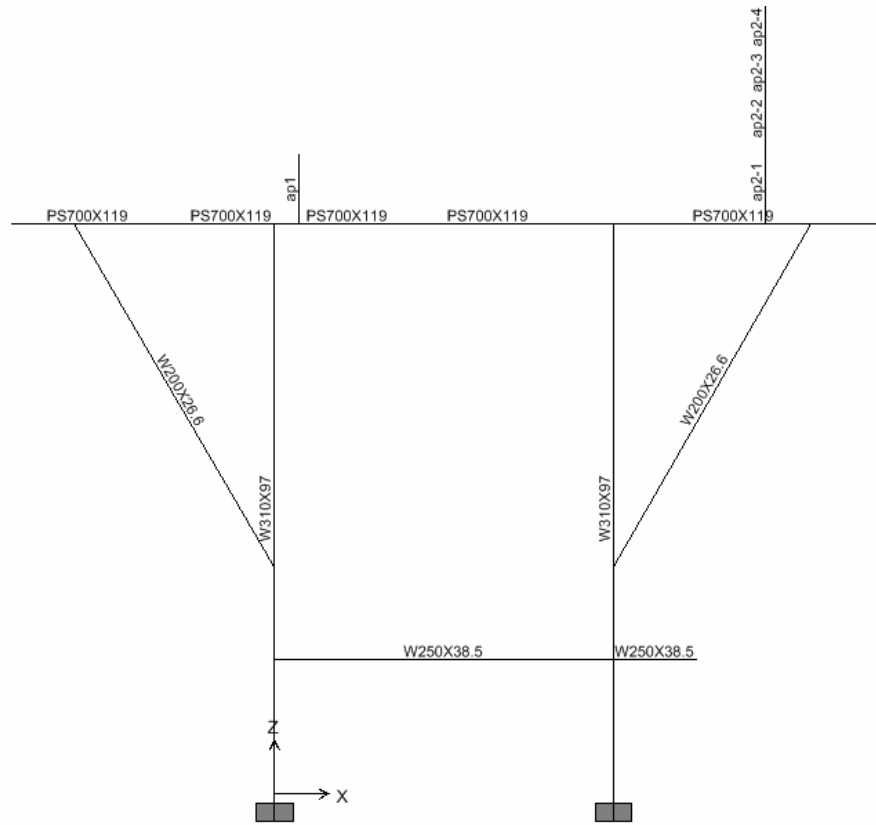


FIGURA 6.16 – Elevação dos Eixos 2 e 4.

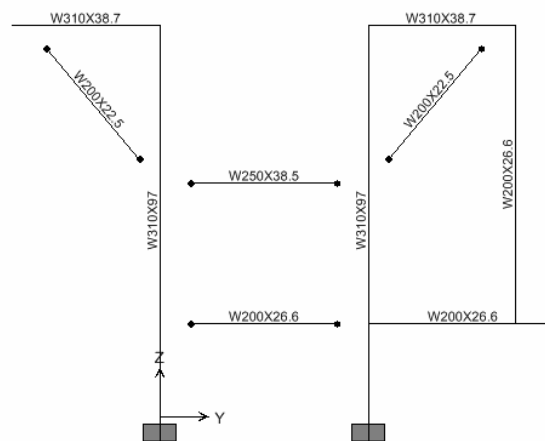


FIGURA 6.17 – Elevação das Filas E e F.

Para modelagem dos apoios da peneira (apoio do tipo 1 e apoio do tipo 2, mostrado na FIG. 6.18), foram compostos perfis com propriedades semelhantes às apresentadas no desenho do projeto estrutural do prédio.

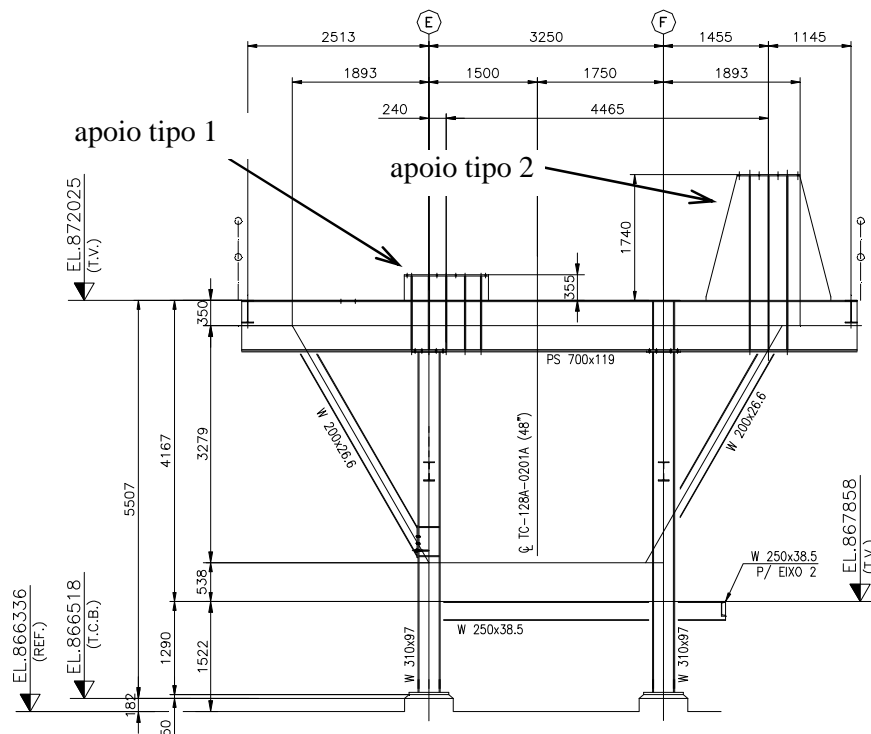


FIGURA 6.18 – Apoios da peneira na elevação dos eixos 2 e 4.

O apoio do tipo 1 foi representado por um elemento denominado ap1, enquanto o apoio do tipo 2, devido a sua geometria variável, foi dividido em 4 elementos com inércia constante: ap2-1, ap2-2, ap2-3 e ap2-4, entretanto com as propriedades da seção média dessa divisão. Essa nomenclatura pode ser observada na elevação dos eixos 2 e 4 da FIG. 6.16, enquanto as seções desses perfis, que possuem todas as chapas com espessura de 16 mm exceto onde anotado, são representados na FIG. 6.19 à FIG. 6.23.

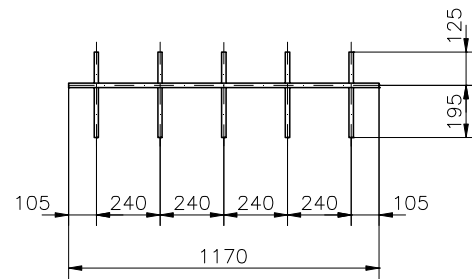


FIGURA 6.19 – Seção geométrica do perfil ap1.

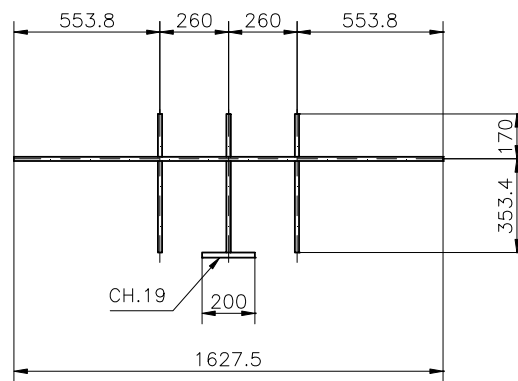


FIGURA 6.20 – Seção geométrica do perfil ap2-1.

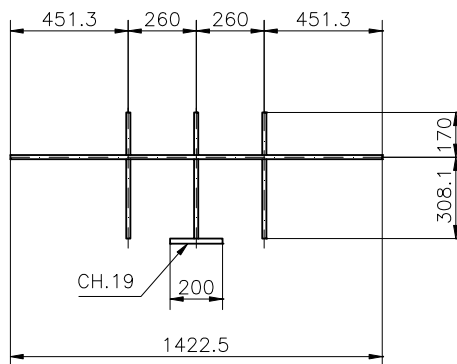


FIGURA 6.21 – Seção geométrica do perfil ap2-2.



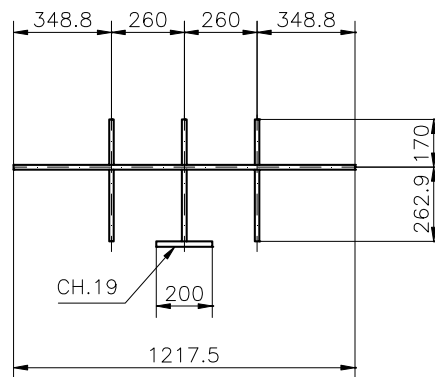


FIGURA 6.22 – Seção geométrica do perfil ap2-3.

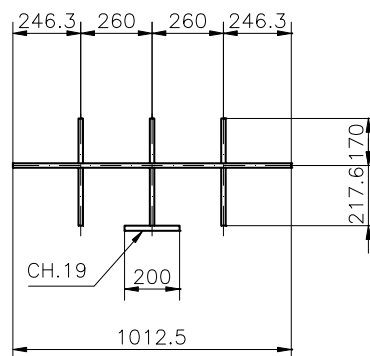


FIGURA 6.23 – Seção geométrica do perfil ap2-4.

Quanto às massas consideradas no modelo da Estrutura Suporte, são as devidas ao peso próprio de todos os elementos presentes na modelagem, além do peso próprio dos equipamentos. A massa referente aos pisos e escadas foi adicionada aos nós, já que não estão presentes na modelagem.

A seguir serão descritas as características e as diferenças dos modelos.

### 6.3.2 – Modelo 01

Nesse modelo a peneira discretizada é incluída no modelo da Estrutura Suporte, bem como as molas sob as quais ela se apoia, de forma que se tenha uma situação o mais real possível. A FIG. 6.24 mostra o Modelo 01 gerado para análise.

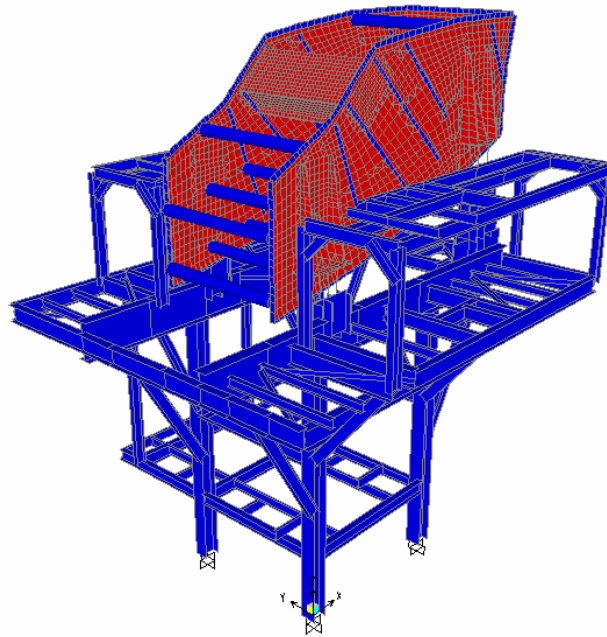


FIGURA 6.24 – Modelo estrutural 01.

A peneira foi modelada com auxílio de elementos bidimensionais de casca (elemento tipo “*shell-thin*”), utilizando elementos lineares triangulares e retangulares até a região das chapas de apoio, sob as quais estão as molas. Alguns componentes da peneira, tais como as cantoneiras de reforço e os tubos de ligação entre as duas laterais, foram modelados através de elementos de barra. A FIG. 6.25 apresenta o modelo estrutural da peneira.

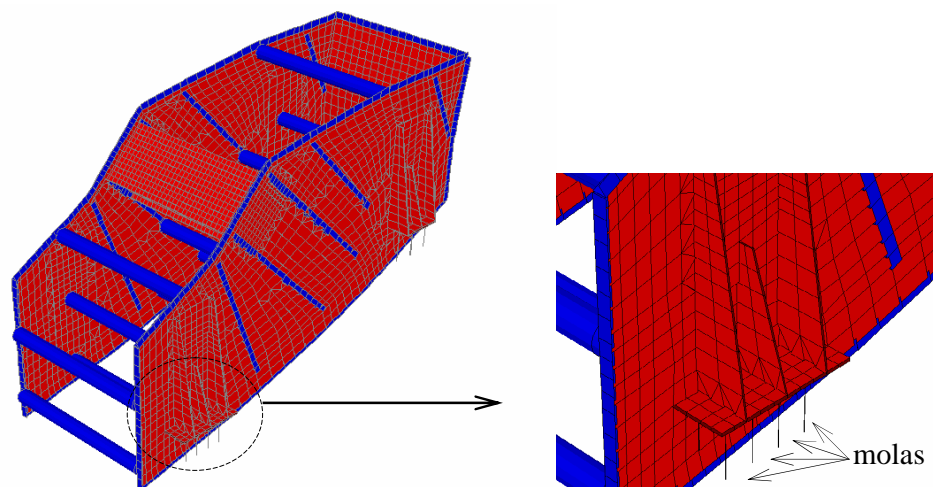


FIGURA 6.25 – Modelo estrutural da peneira.

Não houve a intenção de um refinamento na malha de elementos finitos que fosse suficiente para uma análise de tensões e deformações entre os componentes estruturais da peneira. Dessa forma, na discretização buscou-se representar, com níveis de detalhes satisfatórios, a distribuição de massas, de rigidezes e os pontos de aplicação das forças dinâmicas, de modo que os seus efeitos na Estrutura Suporte fossem fielmente retratados.

A simulação das molas de apoio (molas helicoidais de aço) se deu através de elementos de barra com características semelhantes às informadas pelo fabricante do equipamento, conforme mostrado na FIG. 6.26. A rigidez lateral foi calculada segundo recomendações da GERB (1994) e o valor encontrado foi de 75,62 N/mm.

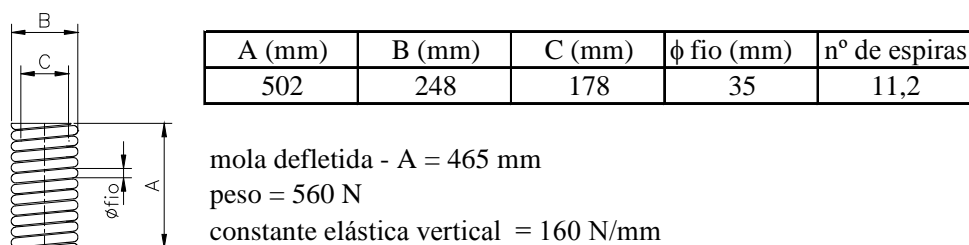


FIGURA 6.26 – Dados da mola de apoio da peneira.

Para interligação das molas na estrutura suporte, em que três ou quatro pontos dos elementos das molas ligam-se em um único ponto do apoio da estrutura (FIG. 6.27), utilizaram-se elementos de ligação (elemento tipo “*constraint-body*”), considerando-se dessa forma que esses pontos se movimentam como um corpo rígido tridimensional.

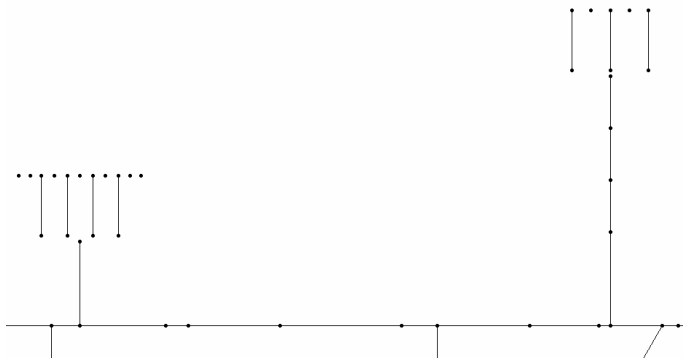


FIGURA 6.27 – Vista lateral na região da ligação da mola com a Estrutura Suporte.

A força dinâmica gerada foi calculada a partir de informações do fabricante do equipamento, que afirma que nesse projeto o conjunto de excitadores apresenta uma massa desbalanceada multiplicada pela sua excentricidade de 97,4 kg.m para executar a amplitude do movimento desejado da peneira. Com base na Eq. (4.5) ( $F_s = m_R T_s^2 e$ ) e considerando a frequência de operação igual a 864 rpm (frequência detectada no experimento), a força dinâmica (F) foi encontrada através da Eq. (6.1).

$$F = 97,4 \cdot \left( \frac{864 \cdot 2\pi}{60} \right)^2 = 797340N \quad (6.1)$$

Essa força foi aplicada aos 72 nós que representam os pontos de fixação dos excitadores, conforme mostrado na FIG. 6.28.

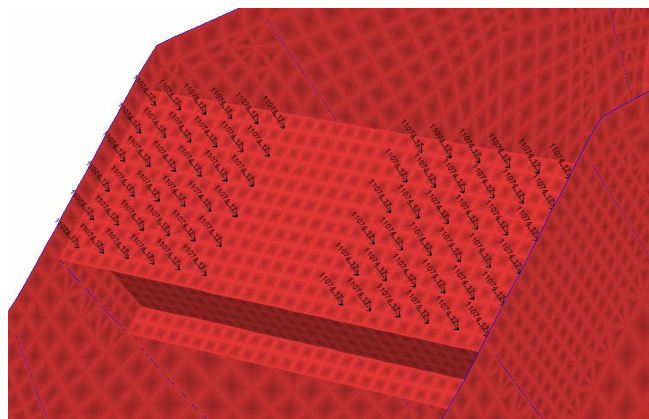


FIGURA 6.28 – Força dinâmica na região dos excitadores.

### 6.3.3 – Modelo 02

No Modelo 02, foram representados a Estrutura Suporte do equipamento e as molas helicoidais de apoio do mesmo, conforme mostrado na FIG. 6.29.

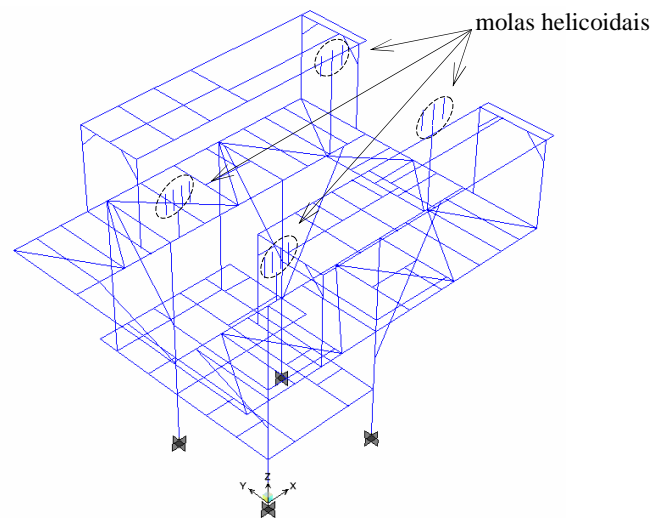


FIGURA 6.29 – Vista tridimensional do Modelo 02.

A massa total e a força dinâmica são concentradas no topo das molas. A quantidade de massa aplicada em cada ponto foi definida de acordo com a distribuição do peso próprio dado pelo desenho do fornecedor do equipamento, apresentado na FIG. 6.11.

Já a força dinâmica foi a mesma encontrada na Eq. (6.1), contudo sua distribuição aos apoios foi baseada, em termos percentuais, na distribuição da força dinâmica do fabricante (57% para os apoios do tipo 2 e 43% para os apoios do tipo1). Além disso, o valor foi igualmente projetado no plano vertical e horizontal, já que o seu ponto de atuação acontece a um ângulo de  $45^\circ$  com os apoios. A FIG. 6.30 e a FIG. 6.31 representam a força dinâmica aplicada nos apoios.

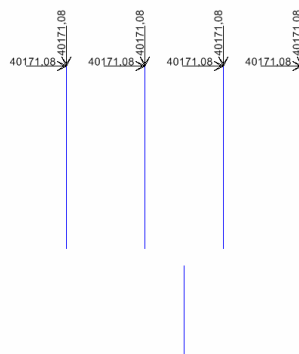


FIGURA 6.30 – Força dinâmica no apoio do tipo 1.

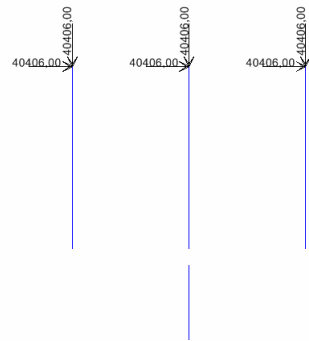


FIGURA 6.31 – Força dinâmica no apoio do tipo 2.

### 6.3.4 – Modelo 03

O Modelo 03 é o mais simplificado quando se trata de informações referentes ao equipamento, já que foram consideradas as forças dinâmicas induzidas pela peneira atuando abaixo do apoio das molas, diretamente na Estrutura Suporte (FIG. 6.32). Os valores dos esforços correspondem às máximas forças dinâmicas em regime de operação apresentadas no desenho do fabricante (FIG. 6.11). Nesse modelo não foi considerada a massa da peneira.

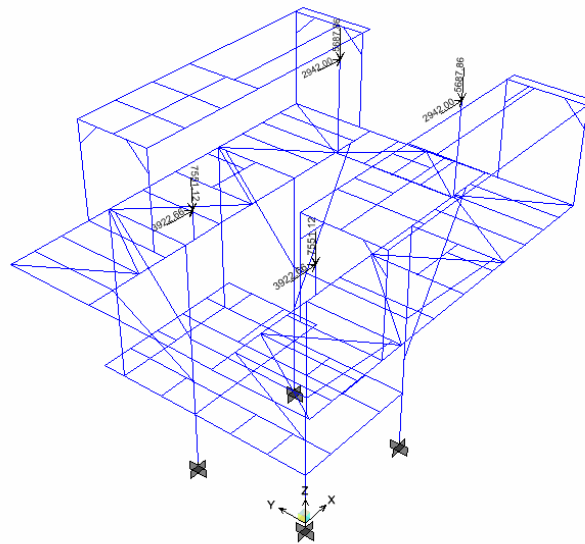


FIGURA 6.32 – Força dinâmica do Modelo 03.

### 6.3.5 – Variações do Modelo 03

Com o intuito de avaliar os impactos das forças dinâmicas nas respostas estruturais obtidas e de compará-las com aquelas fornecidas pelo fabricante, fez-se o Modelo 03-A, que é uma das variações do Modelo 03 com alteração da força dinâmica.

Nessa simulação, as forças dinâmicas do modelo foram substituídas por forças calculadas a partir do deslocamento relativo das molas sobre as quais a peneira está apoiada.

Os deslocamentos foram retirados do Modelo 01, por se tratar de uma modelagem mais completa. A numeração dos nós na região dos apoios pode ser vista na FIG. 6.33 e FIG. 6.34, e os picos de deslocamentos dados pelo programa computacional devido ao esforço dinâmico na TAB. 6.1. Tendo em vista que não há diferença de fase entre os dois pontos correspondentes da mola, adotou-se como deslocamento relativo a diferença dos picos de deslocamento listados na TAB. 6.1.

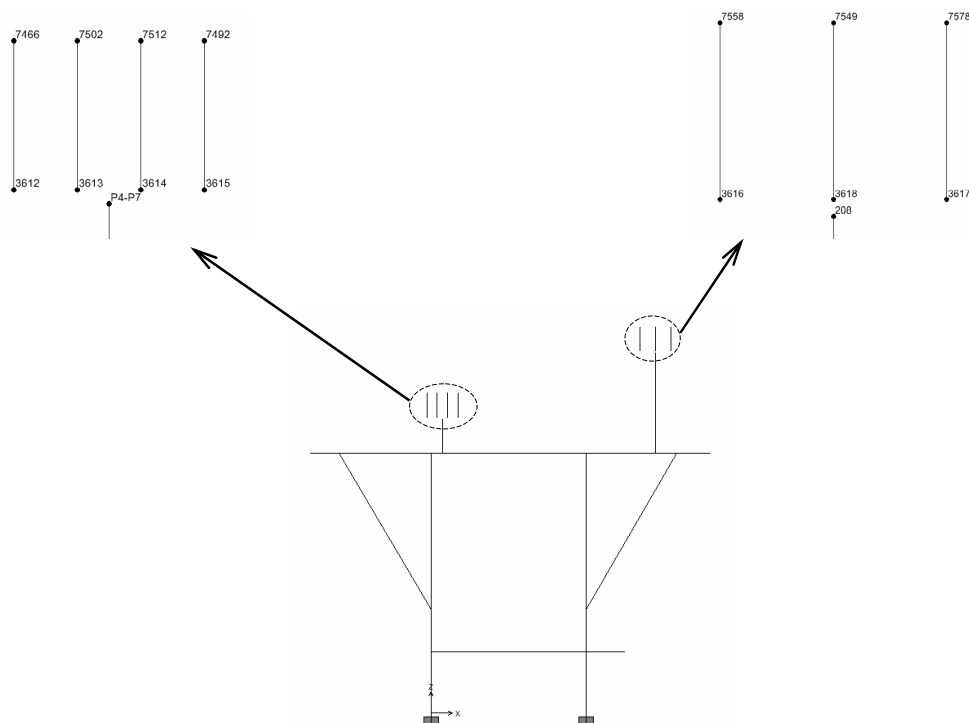


FIGURA 6.33 – Numeração dos nós das molas do eixo 2.

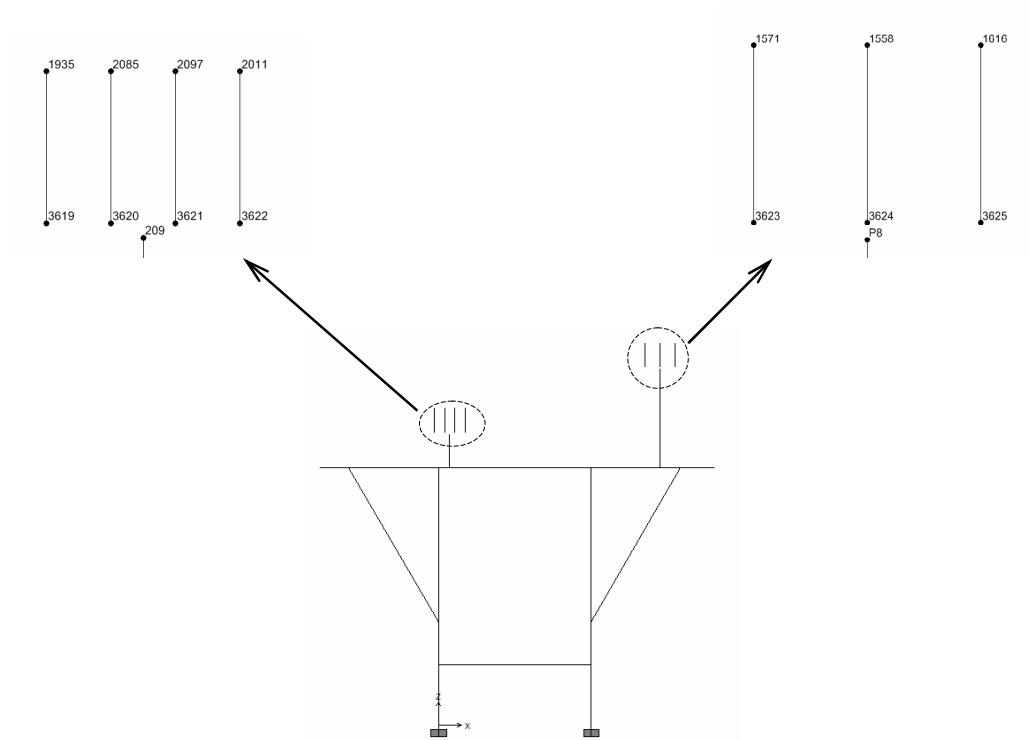


FIGURA 6.34 – Numeração dos nós das molas do eixo 4.

TABELA 6.1 – Deslocamento nos nós das molas devido ao esforço dinâmico.

DESLOCAMENTO (mm)			
Nó	U <sub>x</sub>	U <sub>y</sub>	U <sub>z</sub>
1558	3,6680	0,0015	3,4943
1571	3,6679	0,0014	3,5155
1616	3,6679	0,0017	3,4716
1935	3,7658	0,0006	3,8331
2011	3,7658	0,0005	3,7893
2085	3,7658	0,0006	3,8179
2097	3,7658	0,0005	3,8021
3612	0,0486	0,0005	0,0047
3613	0,0486	0,0005	0,0048
3614	0,0486	0,0005	0,0050
3615	0,0486	0,0005	0,0051
3616	0,0480	0,0015	0,0091
3617	0,0480	0,0018	0,0099
3618	0,0480	0,0016	0,0095
3619	0,0475	0,0005	0,0054
3620	0,0475	0,0005	0,0055
3621	0,0475	0,0005	0,0057
3622	0,0475	0,0005	0,0058
3623	0,0470	0,0015	0,0097
3624	0,0470	0,0016	0,0101
3625	0,0470	0,0018	0,0105
7466	3,7649	0,0006	3,8329
7492	3,7649	0,0005	3,7891
7502	3,7649	0,0006	3,8177
7512	3,7649	0,0005	3,8018
7549	3,6676	0,0015	3,4952
7558	3,6676	0,0014	3,5162
7578	3,6676	0,0017	3,4725



A partir dos deslocamentos apresentados na TAB. 6.1, calculou-se a força dinâmica em cada apoio, multiplicando-se a média dos deslocamentos relativos na direção transversal ( $U_x$ ) e na direção vertical ( $U_z$ ) por suas correspondentes constantes elásticas, conforme dado na TAB. 6.2.

TABELA 6.2 – Força dinâmica a partir do deslocamento relativo.

Direção	Deslocamento relativo (mm)	Constante elástica (N/mm)	Força por mola (N)	Força por apoio (N)
Vertical (apoio 1)	3,81	160	610	2438
Horizontal (apoio 1)	3,72	75,62	281	1125
Vertical (apoio 2)	3,48	160	557	1670
Horizontal (apoio 2)	3,62	75,62	274	821

Observa-se que essas forças encontradas por apoio ficaram bem menores do que as forças dinâmicas máximas em regime de operação do equipamento, informadas pelo fabricante na FIG. 6.11 e reproduzidas na TAB. 6.3 abaixo.

TABELA 6.3 – Força dinâmica em regime de operação fornecida pelo fabricante.

Direção	Força por apoio (N)
Vertical (apoio 1)	7551
Horizontal (apoio 1)	3923
Vertical (apoio 2)	5688
Horizontal (apoio 2)	2942

Na FIG. 6.35 pode ser visto o carregamento dinâmico calculado a partir dos deslocamentos relativos aplicado nos respectivos apoios.

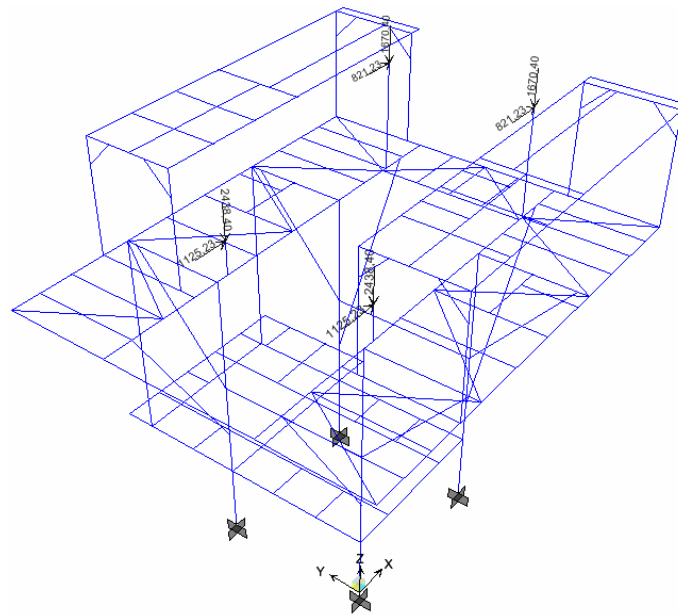


FIGURA 6.35 – Carregamento dinâmico aplicado no Modelo 03.

Outras duas hipóteses foram avaliadas com o objetivo de analisar o impacto do acréscimo das massas da peneira no modelo simplificado.

Uma delas é o Modelo 03-B, que corresponde ao modelo simplificado com forças dinâmicas calculadas a partir dos deslocamentos relativos das molas (Modelo 03-A), com acréscimo da massa da peneira nos pontos de apoio.

A outra hipótese, o Modelo 03-C, que corresponde ao Modelo 03 com o acréscimo da massa da peneira nos pontos de apoio.

## 6.4 – Análise numérica

A primeira análise feita nos modelos foi a análise modal, em que se observa os modos de vibração da estrutura sem amortecimento com as suas respectivas frequências naturais.

Devido ao fato do modelo possuir múltiplos graus de liberdade, existem modos de vibração localizados que não influenciam de maneira significativa nas respostas. Na FIG. 6.36 à FIG. 6.38 são apresentados os modos de vibração da Estrutura Suporte que apresentam uma movimentação global de suas partes principais, associados de forma direta à excitação da peneira.

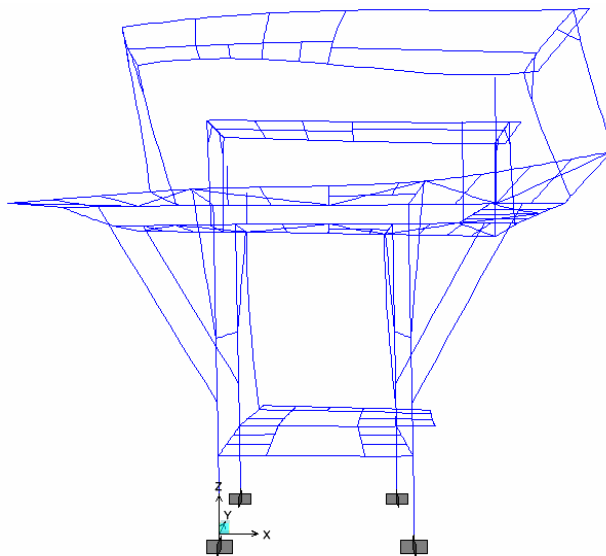


FIGURA 6.36 – 6º modo de vibração da Estrutura Suporte – 4,2 Hz.

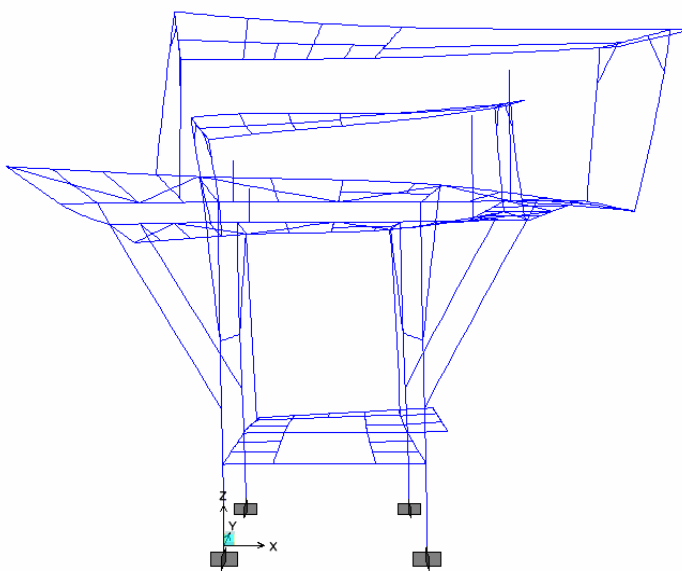


FIGURA 6.37 – 7º modo de vibração da Estrutura Suporte – 4,9 Hz.

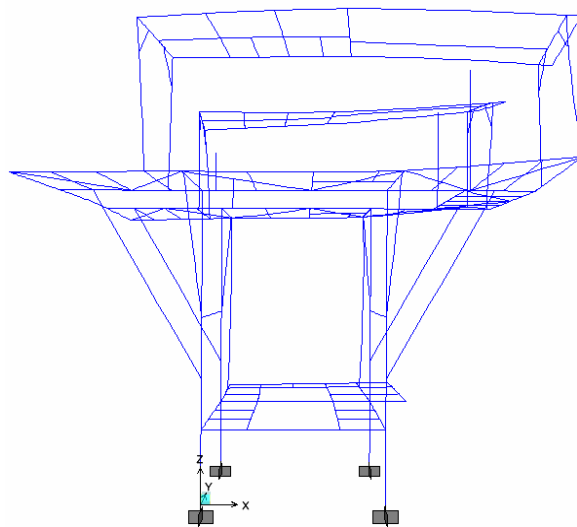


FIGURA 6.38 – 8º modo de vibração da Estrutura Suporte – 5,3 Hz.

Foi feita também a análise linear no tempo (do tipo “*time history*”) através da superposição de 40 modos de vibração, com uma excitação periódica, definida a partir de uma função senoidal com a mesma frequência de operação do equipamento (FIG. 6.39):

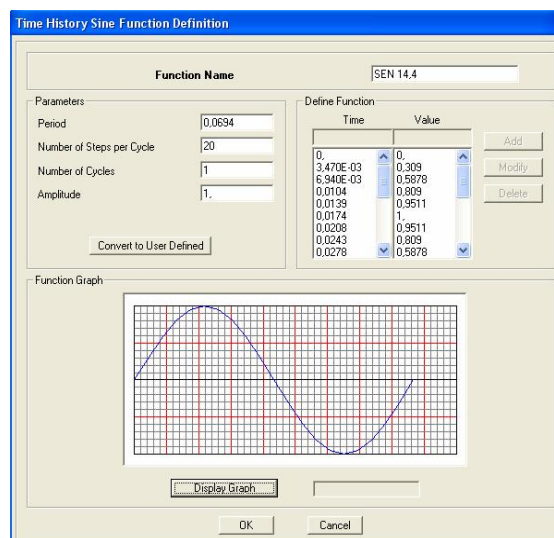


FIGURA 6.39 – Função de excitação com frequência de 14,4 Hz.

Nessa análise considerou-se um fator de amortecimento estrutural de 0,03 em todos os modos de vibração.

## 6.5 – Análise experimental

### 6.5.1 – Equipamentos utilizados e pontos de medição

A análise experimental consistiu em medições dos níveis de aceleração em pontos da estrutura com a peneira vibratória em funcionamento.

A escolha dos pontos de medição, pontos P1, P2, P5 e P6, foi baseada em pontos nodais do modelo estrutural que apresentavam maiores valores de aceleração, enquanto o ponto P3 foi escolhido por estar localizado na viga, entre os dois apoios da peneira. A escolha dos demais pontos se deu em locais da estrutura o mais próximo possível das molas de apoio do equipamento. As localizações dos pontos são mostradas na FIG 6.40 à FIG. 6.43.

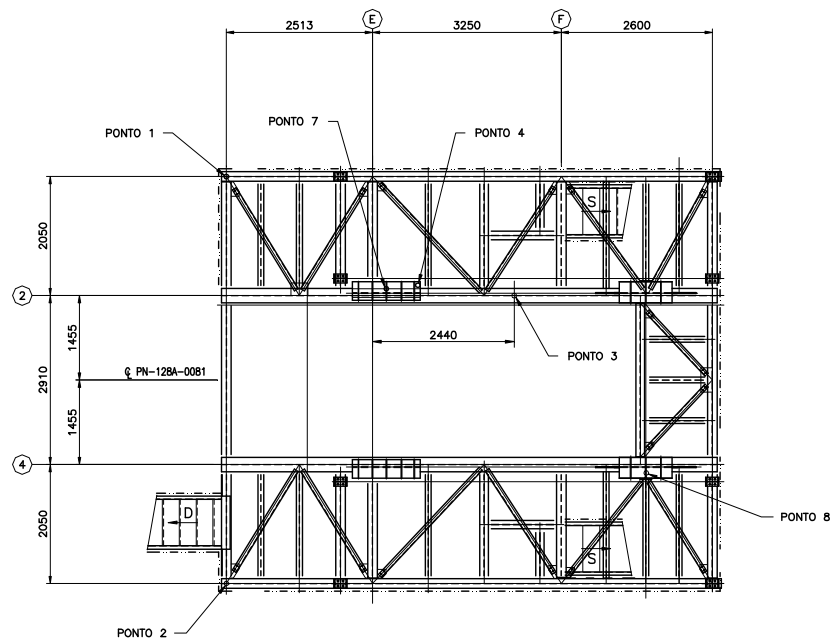


FIGURA 6.40 – Localização dos pontos - Plataforma da Elevação 872025.

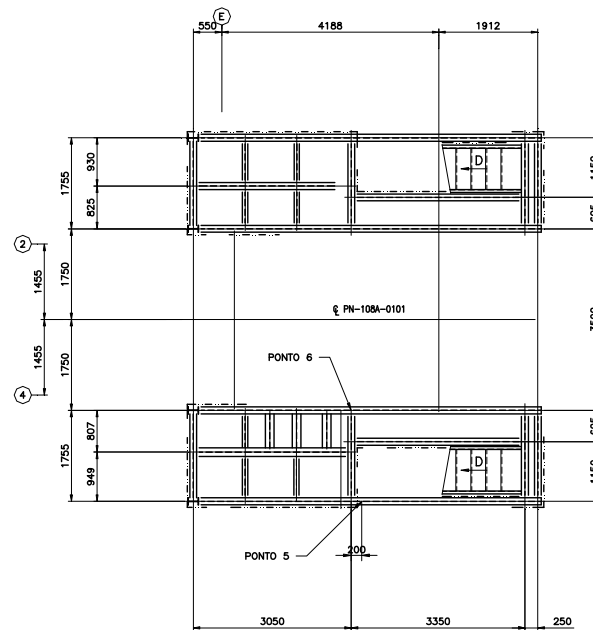


FIGURA 6.41 – Localização dos pontos – Plataforma da Elevação 874225.

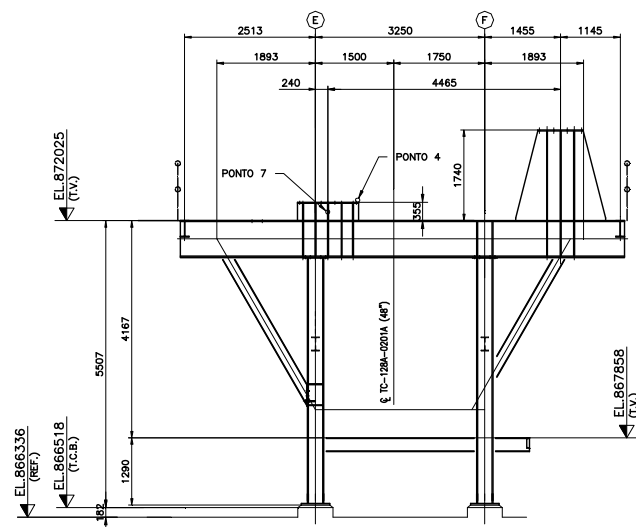


FIGURA 6.42 – Localização dos pontos – Elevação do Eixo 2.

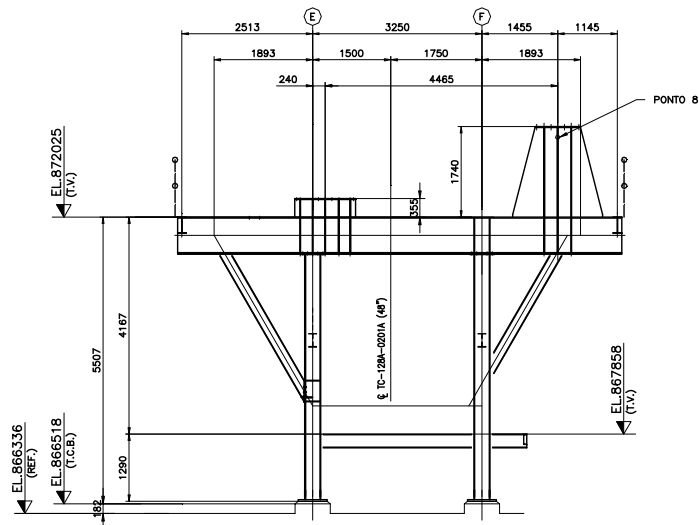


FIGURA 6.43 – Localização dos pontos – Elevação do Eixo 4.

Para realização das medidas dos sinais de aceleração foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Acelerômetro uniaxial tipo ICP, modelo 353-B34 do fabricante PCB.
- Sistema de aquisição de dados PHOTON II da LDS Dactron/Nicolet, com quatro canais.
- Computador.

O acelerômetro foi fixado em cada ponto da estrutura a ser medido, utilizando-se adesivo apropriado. Esse acelerômetro foi conectado ao sistema de aquisição de dados através de cabos. Foi definida uma taxa de amostragem com frequência de 500 Hz, com uma resolução de 25.600 linhas. Desse modo, em cada ponto foi realizada a aquisição dos valores de aceleração por um período de 51,2 segundos. A FOTO 6.1 ilustra o sistema de medição montado no ponto P3.



FOTO 6.1 – Montagem dos equipamentos para medição no ponto P3.

### 6.5.2 – Análise dos sinais

A análise dos sinais foi feita com auxílio do software RT PRO PHOTON 6.32. Para ilustrar a forma dos sinais obtidos, a FIG. 6.44 apresenta o sinal registrado no ponto P1. O mesmo sinal no domínio da frequência é apresentado na FIG. 6.45.



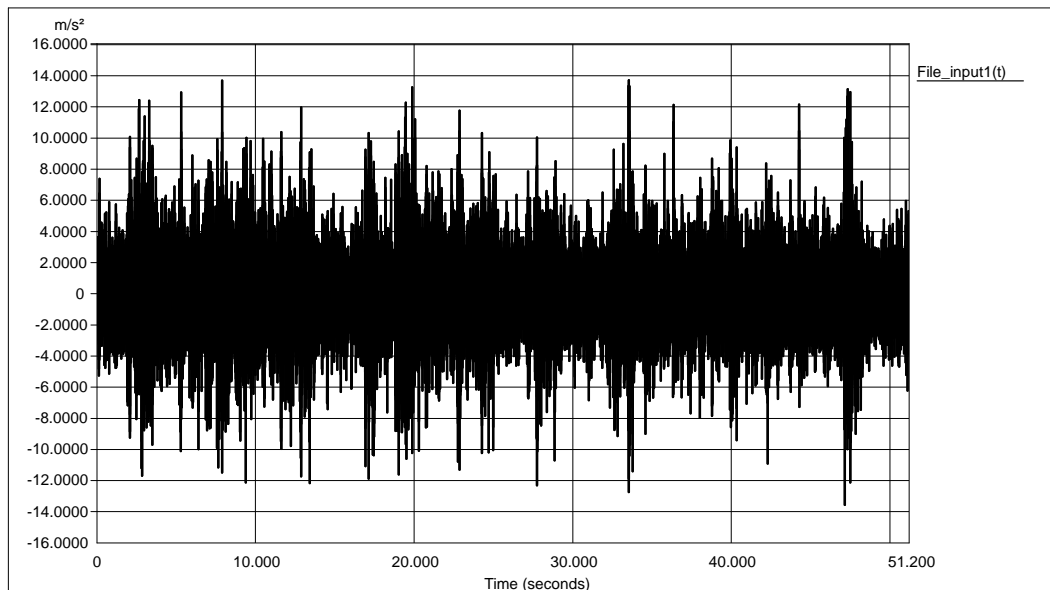


FIGURA 6.44 – Sinal do ponto P1.

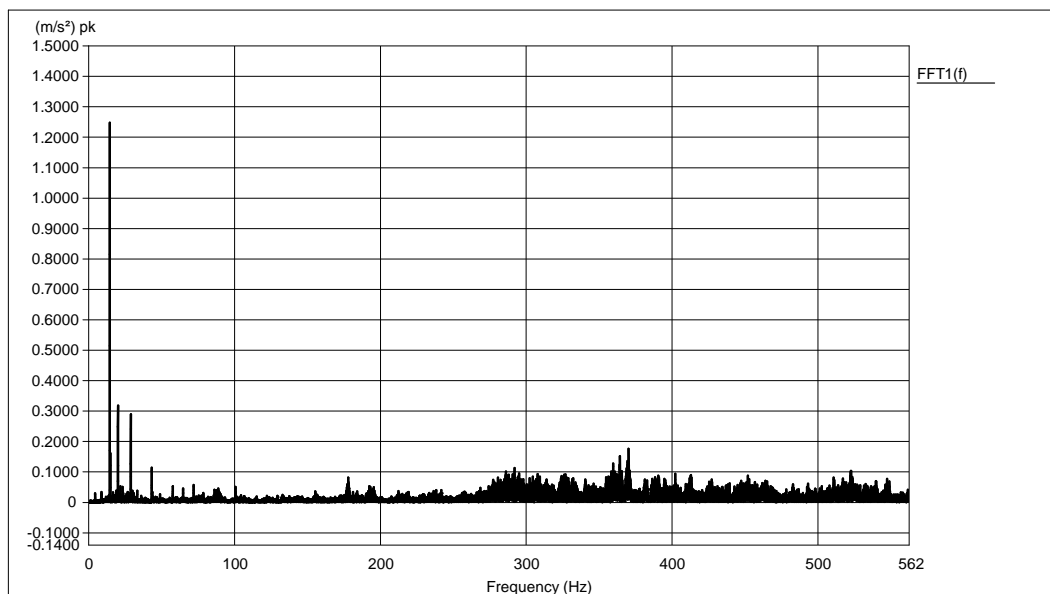


FIGURA 6.45 – Sinal do ponto P1 no domínio da frequência.

Da análise da resposta no domínio da frequência constatou-se que o sinal mais significativo foi obtido na frequência de 14,4 Hz, indicando ser essa a frequência de operação do equipamento. Esse fato pode ser observado pela FIG. 6.46 em que é apresentada a superposição das respostas em todos os pontos monitorados.

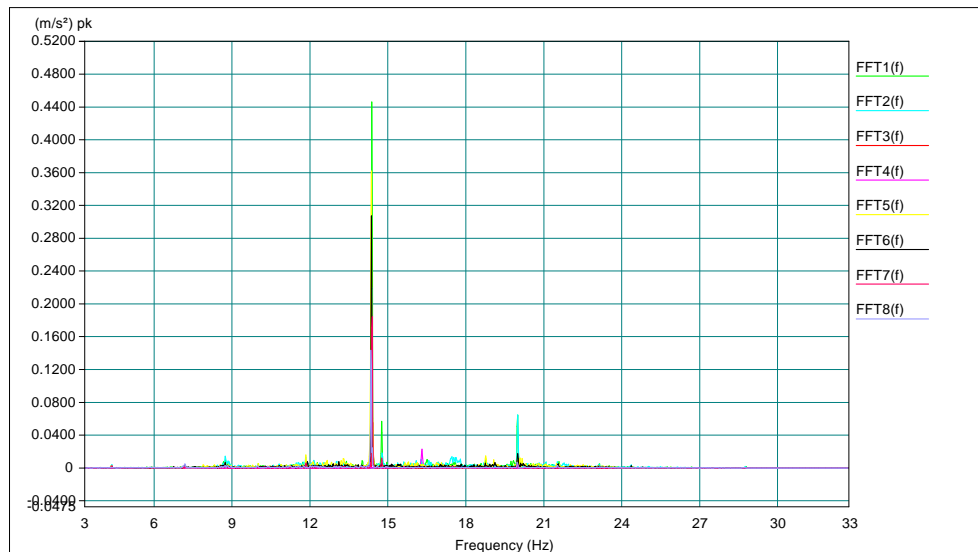


FIGURA 6.46 – Resposta no domínio da frequência para os pontos P1 a P8.

A FIG. 6.47 e a FIG. 6.48 mostram as respostas separadamente para os pontos P1 e P2, com indicação dos valores de pico em cada caso.

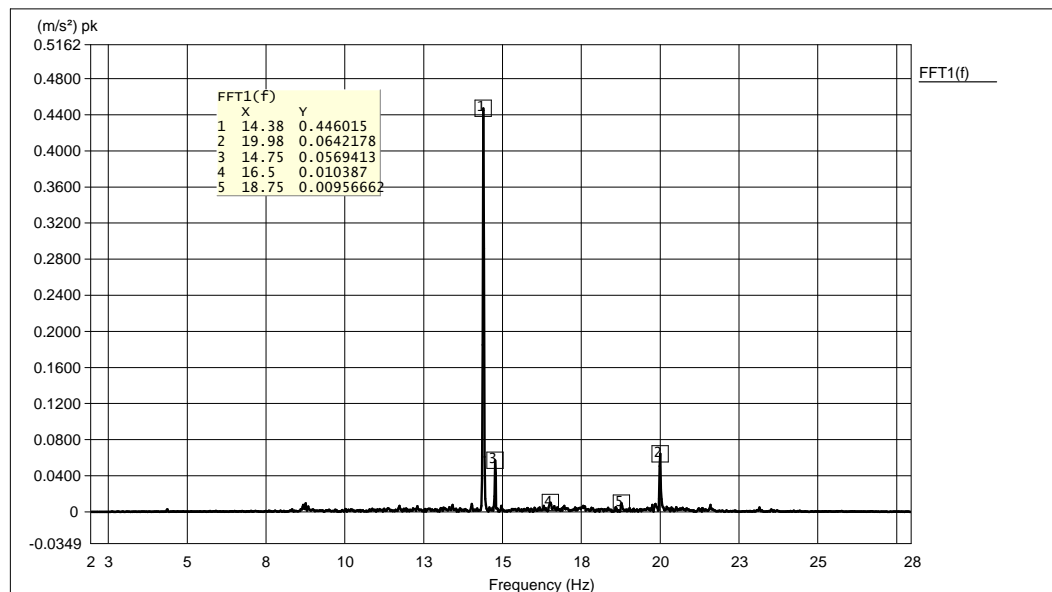


FIGURA 6.47 – Resposta no domínio da frequência para o ponto P1.

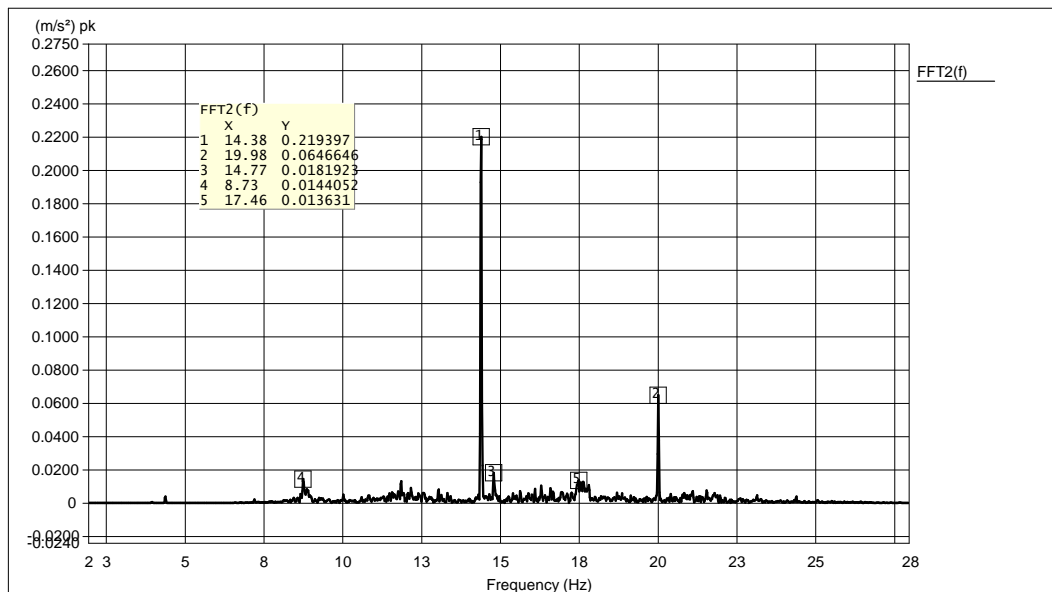


FIGURA 6.48 – Resposta no domínio da frequência para o ponto P2.

Como pode ser observado, o ponto com pico máximo de aceleração indica a frequência de 14,38 Hz. Foi então utilizado um filtro digital do tipo passa-faixa, com o valor de 12 Hz para a frequência de transição inferior e 16 Hz para a frequência de transição superior, para a obtenção do sinal na faixa de operação do equipamento.

Na FIG. 6.49 à FIG. 6.56 são apresentados os sinais filtrados, indicando os picos máximos de aceleração. Os intervalos apresentados são os representativos da melhor uniformidade das respostas.

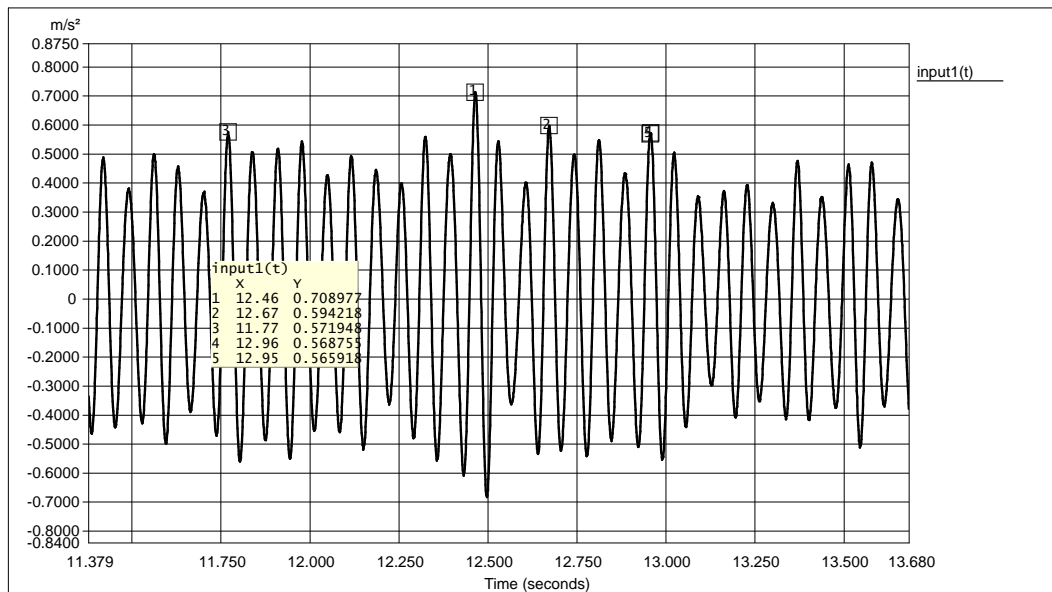


FIGURA 6.49 – Resposta no domínio do tempo - ponto P1.

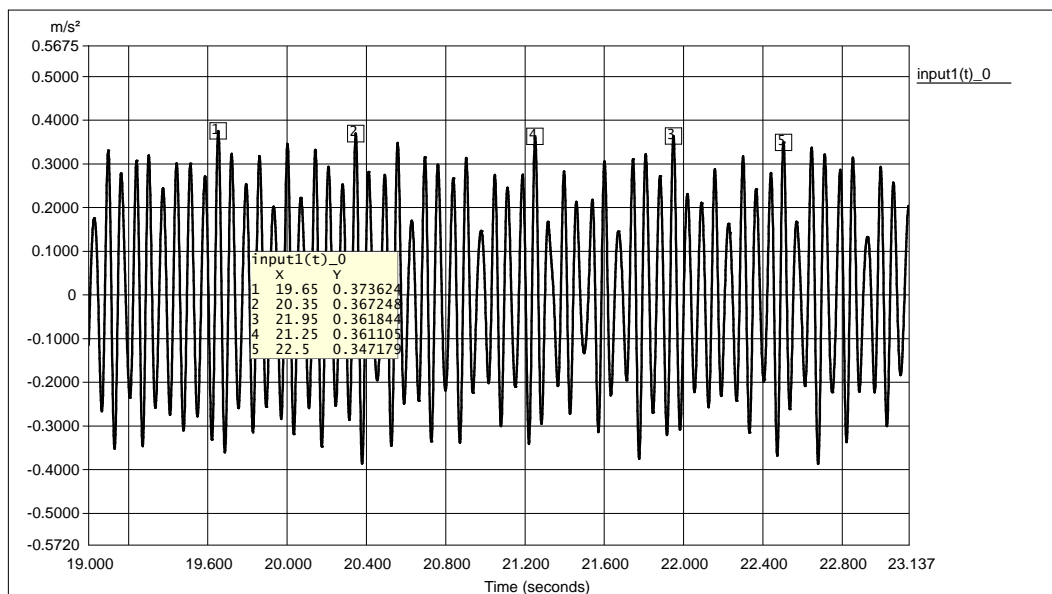


FIGURA 6.50 – Resposta no domínio do tempo - ponto P2.

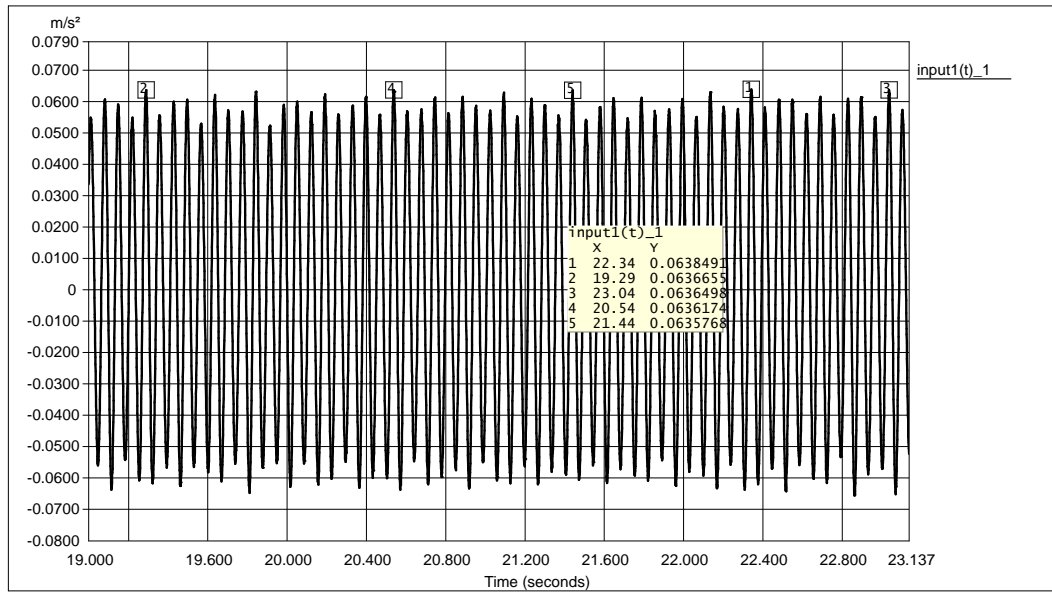


FIGURA 6.51 – Resposta no domínio do tempo - ponto P3.

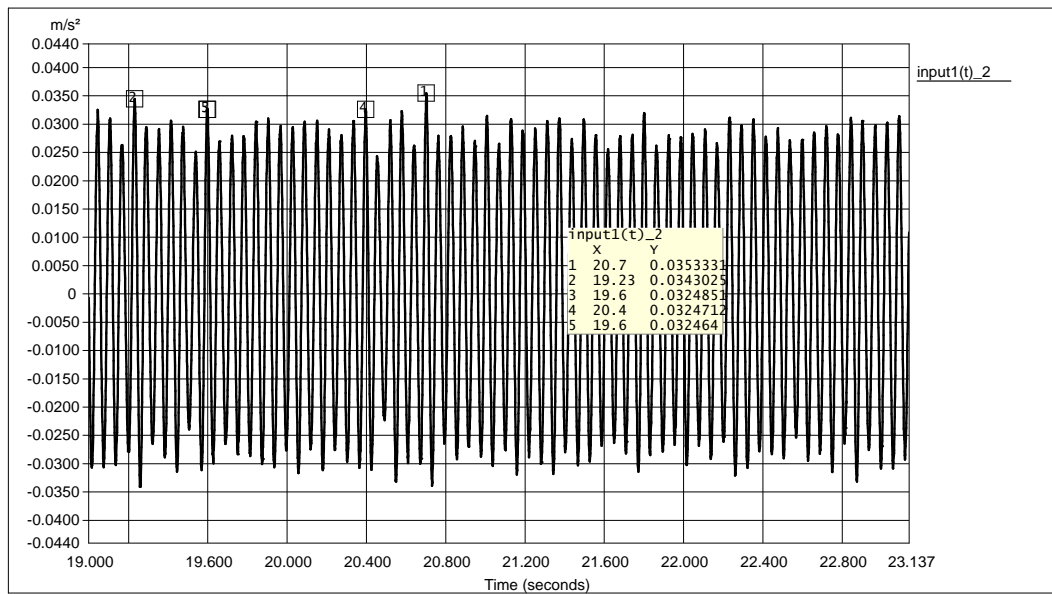


FIGURA 6.52 – Resposta no domínio do tempo - ponto P4.

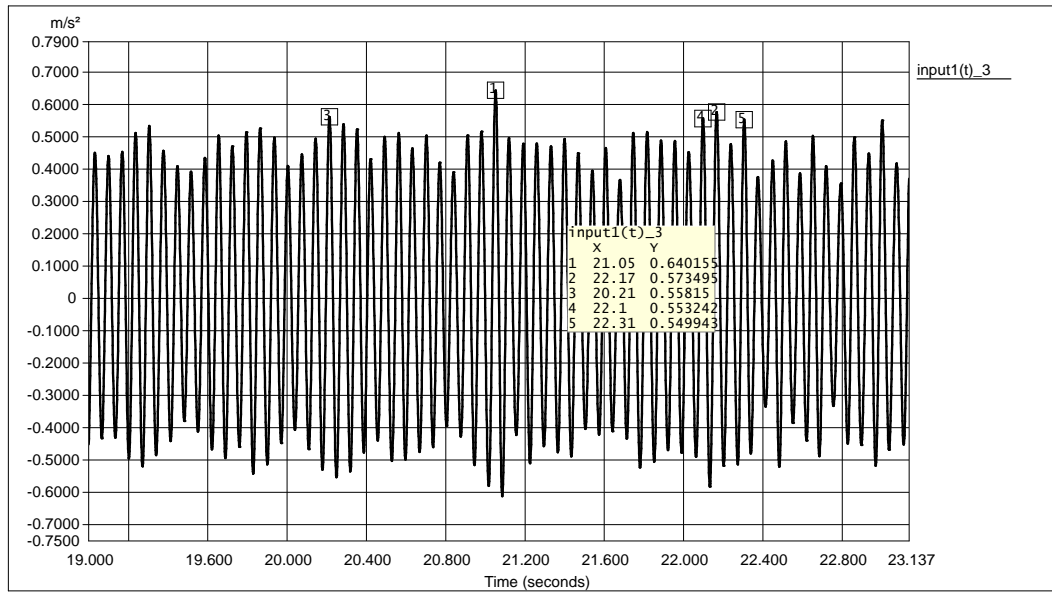


FIGURA 6.53 – Resposta no domínio do tempo - ponto P5.

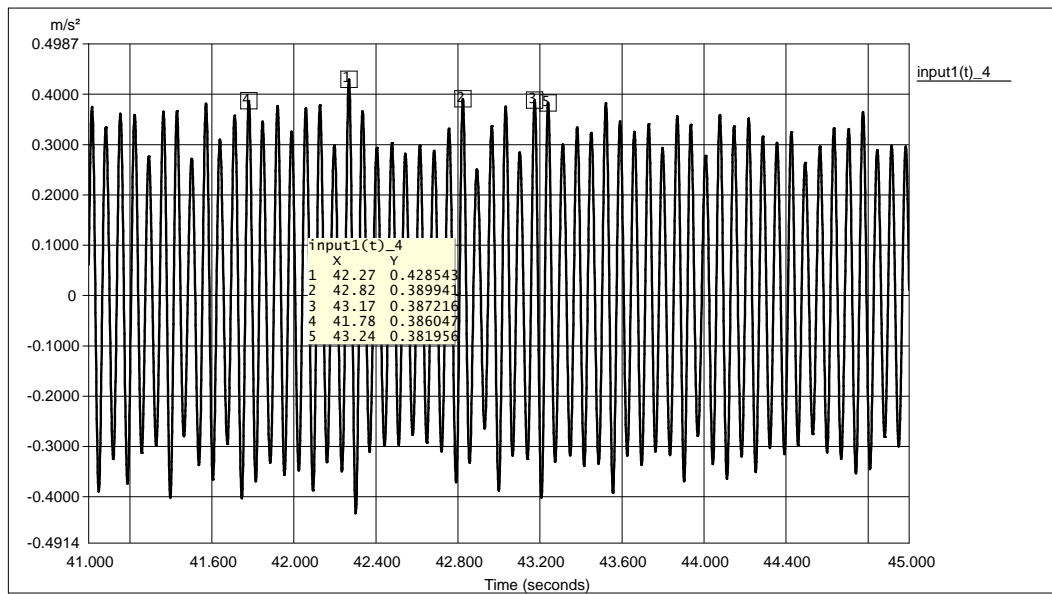


FIGURA 6.54 – Resposta no domínio do tempo - ponto P6.

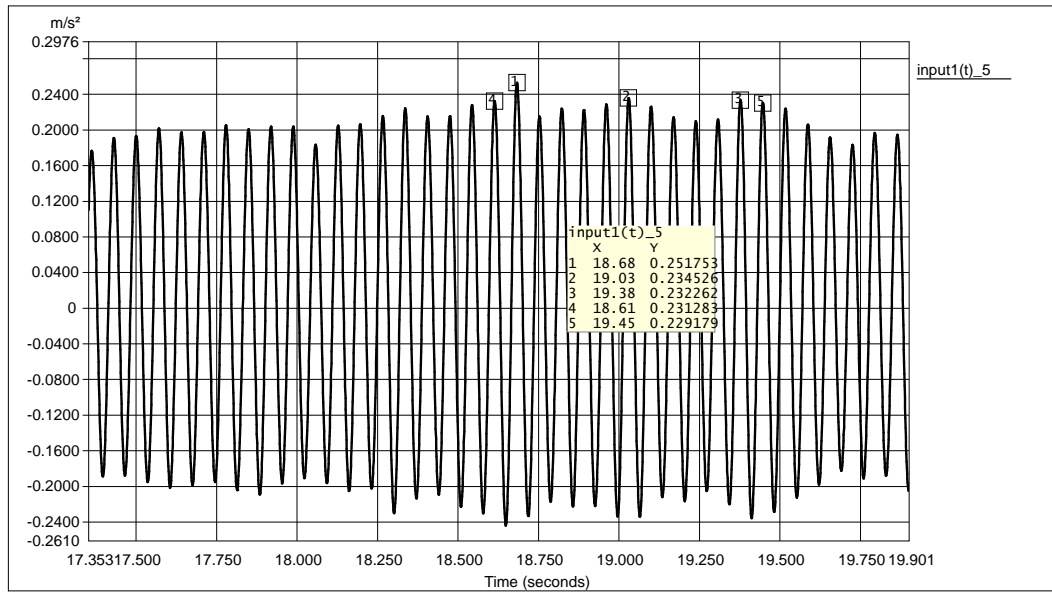


FIGURA 6.55 – Resposta no domínio do tempo - ponto P7.

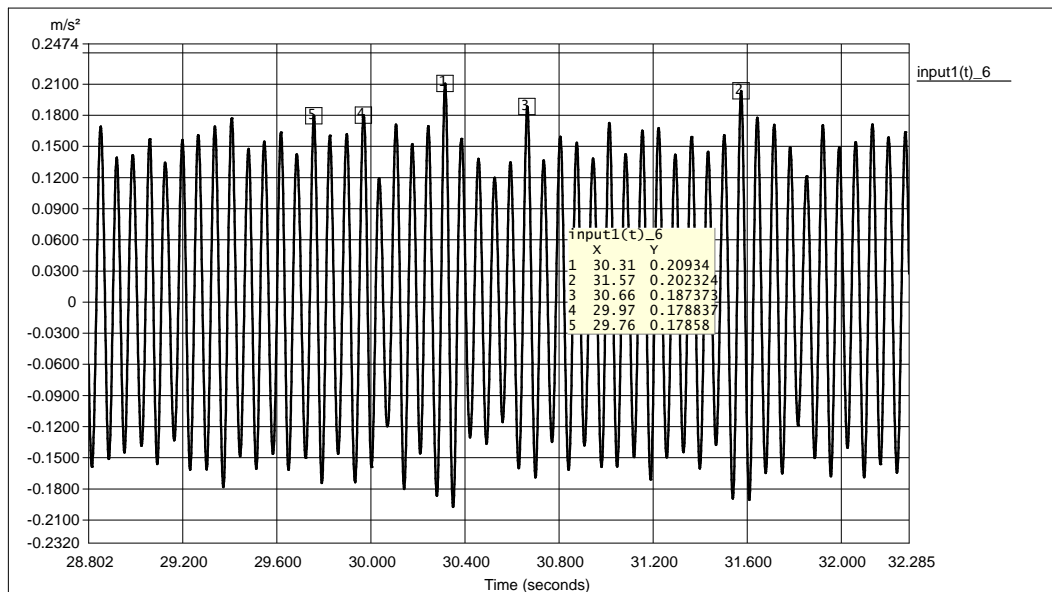


FIGURA 6.56 – Resposta no domínio do tempo - ponto P8.

## 6.6 – Resultados da análise numérica

Para comparação dos resultados, foram utilizadas as respostas da análise no tempo dos modelos computacionais anteriormente descritos, nos mesmos pontos onde foram efetuadas as medições experimentais. Os valores de pico de aceleração nos pontos medidos são apresentados para cada modelo na TAB. 6.4 à TAB. 6.9.

TABELA 6.4 – Valores de aceleração do Modelo 01.

ACELERAÇÃO (m/s <sup>2</sup> )			
Ponto	Direção	Direção	Direção
	Horizontal (X)	Horizontal (Y)	Vertical (Z)
P1	0,440	0,013	1,354
P2	0,429	0,013	0,873
P3	0,410	0,014	0,029
P5	0,502	0,120	0,775
P6	0,374	0,120	0,766
P8	0,385	0,013	0,083
P4-P7	0,398	0,004	0,040

TABELA 6.5 – Valores de aceleração do Modelo 02.

ACELERAÇÃO (m/s <sup>2</sup> )			
Ponto	Direção	Direção	Direção
	Horizontal (X)	Horizontal (Y)	Vertical (Z)
P1	0,405	0,015	1,312
P2	0,410	0,026	0,818
P3	0,384	0,003	0,027
P5	0,510	0,110	0,743
P6	0,377	0,110	0,726
P8	0,352	0,015	0,089
P4-P7	0,371	0,005	0,034

TABELA 6.6 – Valores de aceleração do modelo 03.

ACELERAÇÃO (m/s <sup>2</sup> )			
Ponto	Direção	Direção	Direção
	Horizontal (X)	Horizontal (Y)	Vertical (Z)
P1	1,437	0,032	4,410
P2	1,397	0,030	2,801
P3	1,400	0,056	0,009
P5	1,629	0,395	2,416
P6	1,175	0,395	2,380
P8	1,422	0,040	0,128
P4-P7	1,422	0,009	0,010



TABELA 6.7 – Valores de aceleração do Modelo 03-A.

ACELERAÇÃO (m/s <sup>2</sup> )			
Ponto	Direção	Direção	Direção
	Horizontal (X)	Horizontal (Y)	Vertical
P1	0,408	0,009	1,266
P2	0,396	0,009	0,809
P3	0,398	0,016	0,003
P5	0,466	0,115	0,699
P6	0,335	0,115	0,691
P8	0,404	0,011	0,037
P4-P7	0,404	0,003	0,003

TABELA 6.8 – Valores de aceleração do Modelo 03-B.

ACELERAÇÃO (m/s <sup>2</sup> )			
Ponto	Direção	Direção	Direção
	Horizontal (X)	Horizontal (Y)	Vertical (Z)
P1	0,172	0,014	0,868
P2	0,175	0,018	0,668
P3	0,167	0,003	0,012
P5	0,389	0,108	0,568
P6	0,271	0,108	0,562
P8	0,118	0,008	0,114
P4-P7	0,153	0,003	0,003

TABELA 6.9 – Valores de aceleração do Modelo 03-C.

ACELERAÇÃO (m/s <sup>2</sup> )			
Ponto	Direção	Direção	Direção
	Horizontal (X)	Horizontal (Y)	Vertical (Z)
P1	0,606	0,048	2,995
P2	0,613	0,062	2,256
P3	0,588	0,012	0,039
P5	1,352	0,368	1,945
P6	0,944	0,367	1,916
P8	0,415	0,028	0,393
P4-P7	0,538	0,010	0,013

Nota-se que os pontos P4 e P7 são coincidentes no modelo numérico computacional, entretanto na medição experimental eles se referem respectivamente às direções vertical e horizontal.

## 6.7 – Comparação dos resultados e comentários

Os resultados da análise foram organizados de acordo com o modelo e as direções de medição e comparados entre si conforme apresentado na TAB. 6.10.

TABELA 6.10 – Valores das acelerações medidas e dos Modelos 01, 02 e 03.

PONTO	DIREÇÃO	ACELERAÇÃO MEDIDA (m/s <sup>2</sup> )	ACELERAÇÃO MODELO 01 (m/s <sup>2</sup> )	ACELERAÇÃO MODELO 02 (m/s <sup>2</sup> )	ACELERAÇÃO MODELO 03 (m/s <sup>2</sup> )
P1	VERTICAL	0,709	1,354	1,312	4,410
P2	VERTICAL	0,374	0,873	0,818	2,801
P3	VERTICAL	0,064	0,029	0,027	0,009
P4	VERTICAL	0,035	0,040	0,034	0,010
P5	VERTICAL	0,640	0,775	0,743	2,416
P6	VERTICAL	0,429	0,766	0,726	2,380
P7	HORIZONTAL - X	0,252	0,398	0,371	1,422
P8	HORIZONTAL - X	0,209	0,385	0,352	1,422

MODELO 01 - Modelo completo (com peneira discretizada).

MODELO 02 - Modelo proposto (molas e massas).

MODELO 03 - Modelo simplificado (carregamento dinâmico do fabricante).

Observa-se pela comparação dos resultados que o Modelo 01, com exceção do ponto P3, apresenta acelerações maiores do que as medidas.

Um dos motivos da diferença encontrada pode ter sido consequência de algumas simplificações, como as que envolvem as ligações. Nesse estudo, as ligações foram consideradas como totalmente rígidas ou rotuladas. As rótulas perfeitas em geral contribuem para a flexibilidade do modelo, o que pode ocasionar resultados mais conservadores. No entanto, os detalhes usualmente adotados para a execução das ligações rotuladas, como no caso do edifício em análise, aproximam o comportamento das mesmas mais como rótulas perfeitas do que como ligações rígidas.

Apenas para efeito comparativo, fez-se a análise numérica com todas as ligações do modelo rígidas, obtendo-se acelerações, nos pontos monitorados, bem inferiores aos obtidos no caso de ligações rotuladas, conforme pode ser observado na TAB. 6.11, sendo que nos Modelos 01 e 02 as acelerações foram inclusive inferiores às medidas.

TABELA 6.11 – Valores das acelerações dos Modelos 01, 02 e 03 com ligações rígidas.

PONTO	DIREÇÃO	ACELERAÇÃO	ACELERAÇÃO	ACELERAÇÃO	ACELERAÇÃO
		MEDIDA	MODELO 01	MODELO 02	MODELO 03
		(m/s <sup>2</sup> )	(m/s <sup>2</sup> )	(m/s <sup>2</sup> )	(m/s <sup>2</sup> )
P1	VERTICAL	0,709	0,310	0,353	1,035
P2	VERTICAL	0,374	0,234	0,204	0,680
P3	VERTICAL	0,064	0,033	0,031	0,029
P4	VERTICAL	0,035	0,043	0,035	0,026
P5	VERTICAL	0,640	0,087	0,076	0,299
P6	VERTICAL	0,429	0,102	0,124	0,304
P7	HORIZONTAL - X	0,252	0,283	0,261	1,021
P8	HORIZONTAL - X	0,209	0,270	0,244	1,007

Outro motivo, que pode ter contribuído para a diferença dos valores experimentais com o numérico, é o fato de não ter sido considerado o material que estava sendo processado sobre a peneira no momento do experimento. Isso se deu pela grande incerteza na sua quantificação e por não ser um valor significativo se comparado com a massa vibrante da peneira, embora alguns testes feitos apontem que para esse caso um acréscimo da massa vibrante diminui a resposta.

O ponto P3, que teve um comportamento diferente dos demais, não foi motivo de preocupação por se tratar de um valor pouco significativo quando comparado com os valores máximos de aceleração da estrutura.

O Modelo 02 apresenta resultados semelhantes ao do modelo completo, além de apresentar menor complexidade em sua elaboração, que consiste em acrescentar na estrutura suporte do equipamento suas molas de apoio, a massa vibrante e a força dinâmica da excitação.

Já o Modelo 03 apresenta valores muito superiores aos valores medidos e aos demais modelos, com exceção dos pontos P3 e P4 que são valores muito pequenos. Nesse modelo simplificado a força dinâmica é aplicada diretamente na viga suporte do equipamento com os valores máximos em regime de operação fornecidos pelo fabricante.

Na TAB. 6.12 a seguir são comparadas as acelerações medidas com simulações feitas a partir das variações do Modelo 03.

TABELA 6.12 – Valores das acelerações medidas e dos modelos 03-A, 03-B e 03-C.

PONTO	DIREÇÃO	ACELERAÇÃO MEDIDA (m/s <sup>2</sup> )	ACELERAÇÃO MODELO 03-A (m/s <sup>2</sup> )	ACELERAÇÃO MODELO 03-B (m/s <sup>2</sup> )	ACELERAÇÃO MODELO 03-C (m/s <sup>2</sup> )
P1	VERTICAL	0,709	1,266	0,868	2,995
P2	VERTICAL	0,374	0,809	0,668	2,256
P3	VERTICAL	0,064	0,003	0,012	0,039
P4	VERTICAL	0,035	0,003	0,003	0,013
P5	VERTICAL	0,640	0,699	0,568	1,945
P6	VERTICAL	0,429	0,691	0,562	1,916
P7	HORIZONTAL - X	0,252	0,404	0,153	0,538
P8	HORIZONTAL - X	0,209	0,404	0,118	0,415

MODELO 03-A - Modelo simplificado com alteração da carga dinâmica.

MODELO 03-B - Modelo simplificado com alteração da carga dinâmica e acréscimo de massas.

MODELO 03-C - Modelo simplificado 03 com acréscimo de massas.

No modelo 03-A, em que a força dinâmica do fabricante do equipamento foi substituída por forças calculadas a partir do deslocamento relativo do modelo 01, observa-se que as respostas são próximas às do Modelo 01 e 02. As diferenças entre as forças dos Modelos 03 e 03-A podem ser observadas pela TAB. 6.12 abaixo.

TABELA 6.12 – Valores dos esforços dinâmicos dos Modelos 03 e 03-A.

Direção	Esforço Modelo 03 (N)	Esforço Modelo 03-A (N)
Vertical (apoio 1)	7551	2438
Horizontal (apoio 1)	3923	1125
Vertical (apoio 2)	5688	1670
Horizontal (apoio 2)	2942	821

Nesse mesmo modelo com a hipótese de acrescentar massas referentes ao peso próprio da peneira (Modelo 03-B), os valores da aceleração diminuem, afastando-se dos modelos completo e proposto, embora coincidentemente aproximem-se mais da aceleração medida.

Observa-se também que o modelo simplificado com as forças dinâmicas do fabricante e o acréscimo das massas apresenta valores menores que o Modelo 03.

Resumidamente pode-se concluir que as forças dinâmicas máximas fornecidas pelo fabricante do equipamento são muito maiores do que aquelas encontradas no modelo completo, aumentando significativamente as respostas.

Outro ponto importante é a simplificação do sistema massa-mola do equipamento, em que a massa do equipamento é incorporada na estrutura, alterando dessa forma a sua frequência natural e conseqüentemente sua resposta, conforme mostrado nos Modelos 03-B e 03-C.

Na análise das amplitudes de velocidade no Modelo 02 (modelo proposto) verifica-se que a velocidade no ponto P1 (ponto que apresenta maiores respostas) é de 14,5 mm/s. Esse valor é inferior ao valor de referência preconizado pela norma britânica BS 7385-2 (1993) que, como anteriormente comentado, sugere um limite de velocidade de 25 mm/s (na base do edifício) para que não ocorram danos em estruturas industriais aperticadas sujeitas a vibrações contínuas.

Conforme apresentado na TAB. 6.10, o valor da aceleração nesse ponto do Modelo 02 é de  $1,312 \text{ m/s}^2$ . Isso indica que seria inaceitável um trabalhador ser exposto por oito horas a esse nível de aceleração pois, pela DIRETIVA EUROPÉIA (2002), o valor de  $1,15 \text{ m/s}^2$  para vibrações de corpo inteiro não deve ser excedido em nenhuma situação. Entretanto não há trabalhadores expostos a vibrações contínuas, já que o processo mineral nesse caso é automático e apenas esporadicamente pessoas passam perto desse ponto da estrutura. Além disso, os demais valores de aceleração são bem inferiores aos do ponto P1.

# 7

## CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

### 7.1 – Conclusões

Com os estudos realizados neste trabalho foi possível constatar que, de fato, uma das principais fontes de excitação que ocorre nos ambientes industriais pode ser representada por uma função harmônica. Entretanto, algumas dificuldades ainda são encontradas, principalmente para definir a magnitude do esforço dinâmico e realizar a análise no tempo de maneira criteriosa. O número de informações do fabricante usualmente não é suficiente para caracterizar a quantidade de massa envolvida nos movimentos quando os equipamentos estão em operação, dado este importante para caracterizar os esforços oriundos do mesmo. Quando os esforços dependem do nível de balanceamento do equipamento (máquinas rotativas), torna-se necessária uma manutenção adequada do mesmo para garantir que as solicitações não superem os valores considerados no projeto.

Durante as investigações, observou-se que, para estruturas que suportam grandes equipamentos e necessitam de altos níveis de isolamento das vibrações, não é recomendável adotar algumas simplificações nos modelos estruturais para análise de

deslocamentos e esforços. Através de diferentes modelos computacionais foi possível avaliar os impactos das simplificações nas respostas dinâmicas de um estudo de caso analisado, além de comparar as acelerações obtidas nesses modelos com as medidas experimentalmente.

Após comparações entre a situação real da estrutura estudada, os modelos simplificados e o Modelo 01 (modelo em que todos os elementos foram discretizados, inclusive a peneira, com a excitação dinâmica real dos seus excitadores), detectou-se que os esforços dinâmicos máximos transmitidos à estrutura, fornecidos no desenho do fabricante da peneira, são muito maiores do que os esforços observados nos estudos realizados.

Além disso, nos modelos simplificados que inclui a massa devido ao peso próprio da peneira, houve uma diminuição das respostas, com valores inclusive inferiores aos valores medidos experimentalmente. Esse aspecto é de fundamental importância, já que o acréscimo de massa diminui a frequência natural da estrutura. Para esse caso especificamente, essa redução implicou em afastar a frequência natural da estrutura da frequência de excitação, reduzindo conseqüentemente as respostas.

Os resultados obtidos pelo Modelo 02 (modelo onde se representaram as molas com a massa e o esforço dinâmico dos excitadores da peneira) foram satisfatórios, pois apresentaram valores semelhantes ao denominado modelo completo (Modelo 01). Dessa forma o Modelo 02 é proposto como o mais adequado para a análise estrutural, já que evita a simplificação de eliminar os graus de liberdade do sistema de isolamento e, dessa forma, simula a transmissão exata de esforços e a contribuição da massa vibrante nas respostas, sem no entanto modelar o equipamento.

Mesmo com todas as condições adversas do local onde foi realizado o ensaio, que ocorreu em um dia operacional normal da mina, os valores medidos experimentalmente, apresentaram valores coerentes com os obtidos com os Modelos 01 e 02, confirmando assim a eficácia da metodologia empregada, embora os valores obtidos nesses modelos tenham sido conservadores. Esse fato se justifica principalmente pela simplificação das

ligações que foram consideradas totalmente rígidas ou rotuladas. Para uma simulação ainda mais real, seria indicado o estudo de uma situação intermediária para essas ligações, considerando-as como semi-rígidas, em função da sua capacidade de rotação.

É importante observar, pelas simulações numéricas realizadas, que a massa incorporada ao modelo e a rigidez dos elementos, devem ser muito precisos, uma vez que as respostas apresentam grande sensibilidade a essas variáveis. Dessa forma, qualquer falha nessas informações pode mascarar completamente os resultados.

Diante do exposto acima pode-se afirmar que, para a análise dinâmica de estruturas com grandes equipamentos, como a peneira vibratória analisada no estudo, é necessário um trabalho conjunto com o fabricante do equipamento visando identificar a excitação dinâmica e o sistema de isolamento da vibração em cada projeto, de modo que essas informações sejam incluídas na análise, o que resultará em maior confiabilidade nas respostas obtidas.

## **7.2 – Recomendações**

Durante a pesquisa bibliográfica ficou evidente a carência de estudos específicos sobre o comportamento de estruturas sujeitas a vibrações devidas a equipamentos industriais. Por isso, são sugeridos os seguintes estudos:

- Analisar o esforço dinâmico e a quantidade de massa do equipamento a ser considerada em uma análise simplificada da sua estrutura suporte para situações intermediárias de rigidezes do sistema de isolamento.
- Estudar casos reais de outros tipos de carregamentos representativos como máquinas de impacto e máquinas alternativas.
- Estender o estudo a casos de equipamentos apoiados em estruturas ou fundações onde a interação com o solo apresente grande influência nas respostas.



## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA NETO, EDGARD SANT'ANNA DE - *Introdução à Análise Dinâmica de Fundações de Máquinas*. Dissertação (Mestrado): (1989) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia de Estruturas e Fundações. São Paulo.

BARKAN, D. D., *Dynamics of Bases and Foundations*. New York, McGraw Hill, (1962).

BAXTER, R. L., AND BERNHARD, D. L., *Vibration Tolerances for Industry*. ASME Paper 67-PEM-14, (1967) apud RICHART, F. E., JR., HALL, J.R., JR. E WOODS, R. D. *Vibration of Soils and Foundations*. New Jersey: Prentice-Hall, Inc., (1970).

BS – BRITISH STANDARD. BS 7385: *Evaluation and Measurement for Vibration in Buildings* – Part 2: Guide to damage levels from groundborne vibration. (1993).

CLOUGH, R. W., PENZIEN, J. *Dynamics of Structures*. Third Edition. University Avenue Berkeley, California 94704 – USA.: Computers and Structures, Inc., (1995).

CRAIG JR., R. R. *Fundamentals of Structural Dynamics*. Second Edition. New York: John Wiley & Sons, Inc., (2006).

DIRETIVA EUROPÉIA - DIRECTIVE 2002/44/EC: *On the Minimum Health and Safety Requirements Regarding the Exposure of Workers to the Risks Arising From Physical Agents (Vibration)* - of the European Parliament and of the Council (2002).

EUROCODE 1: ACTIONS ON STRUCTURES - *Part3: Actions induced by cranes and machinery*; European Committee for Standardization, CEN, Brussels, second draft, (2002).

GERB SCHWINGUNGSISOLIERUNGEN GMBH & CO KG – *Vibration Isolation Systems*. 9<sup>o</sup> Edition (1994), German.

GRIFFIN, M. J., *Handbook of Human Vibration* - Ed. Academic Press, (1996).

IZUKA, EDUARDO KENJI - *Análise de Tensões em Peneiras Vibratórias através de Modelagem Numérica Utilizando o Método dos Elementos Finitos e Experimentalmente por Extensometria*. Dissertação (Mestrado): (2006) – Universidade estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. Campinas.

IRD BALANCING TECHNICAL PAPER 1 – *Balance Quality Requirements of Rigid Rotors - The Practical Application of ISO 1940-1*. – Rev. 2, Março (2009).

ISO – INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 1940-1: *Balance quality of rigid bodies* (1986).

ISO – INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 2372: *Mechanical Vibration of machines whith operating speeds from 10 to 200 rev/s – Basis for specifying evaluation standards* (1974).

ISO – INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 2631-1: *Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human exposure to Whole-Body Vibration – Part 1: General Requirements*, 2nd Edition. Geneve.(1978).

ISO – INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 2631-1: *Mechanical Vibration and Shock – Evaluation of Human exposure to Whole-Body Vibration – Part 1: General Requirements*, 2nd Edition. Geneve.(1997).

ISO – INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 2631-2: *Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 2: Continuous and Shock-induced Vibration in Buildings (1 to 80 Hz)*”, 1st Edition. Geneve: (1989).

ISO – INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 4866: *Mechanical Vibration and Shock – Vibration of Building – Guidelines for the measurement of vibrations and evaluation of their effects on buildings*. (1990).

IZUMI, RENATA; MITRE, EDSON IBRAHIM; DUART, MARIA LÚCIA M.. Efeito das Vibrações de Corpo Inteiro na Audição. *Rev. CEFAC*, São Paulo. Volume 8, n.3, julho-setembro, 2006. p. 386-392.

KARLSSON, S., E., S. Identification of external structural loads from measured harmonic responses. *Journal of Sound and Vibration*, Fevereiro de 1996. p. 59-74.

LU, Z., R., E LAW, S., S. Force identification based on sensitivity in time domain. *Journal of engineering mechanics*, outubro de 2006. p. 1050-1056

MANUAL SAP2000 - *Linear and Nonlinear Static and Dynamic Analysis and Design of Three Dimensional Structures* - Computers and Structures, Inc. 1995 University Avenue Berkeley, California 94704 – USA.

METSO MINERALS – *Manual de Britagem – Peneiras e Grelhas* – Publicação técnica. Disponível em <<http://www.metsominerals.com.br>>. Acesso em 26 de julho de 2009.

MISAEL, MARCOS ROBERTO – *Conforto Humano aos Níveis de Vibração*. Dissertação (Mestrado): (2001) – Universidade Federal de Minas Gerais. Departamento de Engenharia Mecânica. Belo Horizonte.

NR – NORMA REGULAMENTADORA. NR 15 – anexo nº 8: *Vibrações* - Alterado pela Portaria SSMT n.º 12, (1983). Ministério do Trabalho, Brasil.

PEREIRA, CRISTIANO CÁRIA GUIMARÃES – *Curvas de Percepção e Conforto Humano para Vibrações Verticais*. Dissertação (Mestrado): (2005) – Universidade Federal de Ouro Preto. Departamento de Engenharia Civil. Ouro Preto.

REMENNIKOV, A. M. A Review of Methods for Predicting Bomb Blast Effects on Buildings. *Faculty of Engineering – Papers*. University of Wollongong, Austrália, 2003. Disponível em: <<http://ro.uow.edu.au/engpapers/357/>>. Acesso em: 26 de julho de 2009.

RICHART, F. E., JR., HALL, J.R., JR. E WOODS, R. D. *Vibration of Soils and Foundations*. New Jersey: Prentice-Hall, Inc., 1970. p. 406.

SHOPE, RONALD L. – *Response of Wide Flange Steel Columns Subjected to Constant Axial Load and Lateral Blast Load*. Dissertação (Doutorado): (2006) – Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University. Blacksburg, Virginia.

US DEPARTMENT OF ARMY. *Design of structures to resist the effects of accidental explosions*. Technical Manual (TM5-1300). Washington, DC, 1990 apud REMENNIKOV, A. M. A Review of Methods for Predicting Bomb Blast Effects on Buildings. *Faculty of Engineering – Papers*. University of Wollongong, Austrália, 2003. Disponível em: <<http://ro.uow.edu.au/engpapers/357/>>. Acesso em: 26 de julho de 2009.

VASCONCELOS, R. P. – *Atenuações de vibrações em lajes Nervuradas de Piso em Concreto Armado*. Dissertação (Mestrado): (1998) – Universidade Federal do Rio de Janeiro.

WANG, M., L., E SCHREYER, H., L. Non-parametric force identification from structural response. *Soil Dynamics and Earthquake Engineering*. Fevereiro de 1992. p. 269-277.