

## **ANÁLISE DINÂMICA DE UMA ESTRUTURA DE AÇO SUBMETIDA ÀS VIBRAÇÕES PROVENIENTES DO DESBALANCEAMENTO DE EQUIPAMENTOS MECÂNICOS**

**Cláudia M. Kamei<sup>a</sup>, Walnório G. Ferreira<sup>b</sup> and José Guilherme S. da Silva<sup>c</sup>**

<sup>a</sup>*Aluna do Mestrado em Engenharia Civil da Universidade Federal do Espírito Santo, UFES, claudia@kamei.com.br*

<sup>b</sup>*Professor da Universidade Federal do Espírito Santo, UFES, walnorio@gmail.com*

<sup>c</sup>*Professor da Universidade Estadual do Rio de Janeiro, UERJ, jgss@uerj.br*

**Palavras Chave:** análise dinâmica, máquinas rotativas, carga desbalanceada, conforto humano.

**Resumo.** O desenvolvimento científico e tecnológico vem proporcionando o avanço da construção civil e industrial, seja no campo que envolve o conhecimento dos materiais e novas técnicas construtivas, seja no aprimoramento dos processos de cálculo. Para manter a competitividade, o mercado busca novas soluções, com alto nível de qualidade e que tenham um melhor custo-benefício. Com o mercado competitivo e o avanço tecnológico, engenheiros têm tentado desenvolver soluções estruturais mais leves, de menor custo e com maior velocidade de construção. Esse procedimento tem resultado em estruturas mais esbeltas, flexíveis e com baixo amortecimento, sendo mais suscetíveis a problemas como fadiga, ruídos e níveis indesejáveis de vibração, ficando vulneráveis a cargas dinâmicas produzidos, por exemplo, por máquinas rotativas devido ao desbalanceamento do rotor. Dessa forma, o presente trabalho analisou o comportamento dinâmico de uma estrutura em aço sob os efeitos dinâmicos de duas unidades de transportadores de correia cujo desbalanceamento dos rotores produz vibrações possíveis de danos aos seus componentes mecânicos e a seus suportes. Os resultados obtidos foram comparados com os limites estabelecidos por normas e recomendações internacionais.

## 1 INTRODUÇÃO

Nas áreas industriais onde há necessidade de transportes de materiais granulares, como nas mineradoras, as correias transportadoras estão presentes e comportam quilômetros de comprimentos. Os transportadores são compostos por uma correia que corre sobre roletes e são colocadas em movimento através de tambores acionados por um conjunto de motor e redutor. É muito comum hoje em dia o uso de estruturas elevadas para apoiar o acionamento de um transportador de correia. Esses acionamentos são compostos basicamente de um motor, um acoplamento, um redutor e um acoplamento hidráulico de ligação com o eixo do tambor de acionamento da correia. Tais equipamentos são cuidadosamente balanceados e alinhados e exigem grande precisão em sua instalação na estrutura. A estrutura de apoio dos acionamentos deve ser dimensionada para as baixas tolerâncias dimensionais de montagem e operação dos componentes mecânicos e deve ser analisada quanto ao efeito dinâmico produzido pela vibração. Um dos efeitos dinâmicos de máquinas rotativas ocorre pelo desbalanceamento do rotor, ou seja, a concentração de massa fora do eixo de rotação do rotor. Esse desbalanceamento ocorre devido a vários fatores que geram vibrações harmônicas. Na literatura clássica, como [Richart et al. \(1970\)](#), propõe-se o cálculo da amplitude das forças dinâmicas multiplicando-se a massa total desbalanceada pelo raio de sua excentricidade e o quadrado da frequência circular de operação. A International Organization for Standardization (ISO), [ISO 1940-1 \(1986\)](#) estabelece os graus de qualidade de balanceamento aceitáveis para rotores rígidos de acordo com o tipo de rotor.

A estrutura de apoio deve ser dimensionada para prevenir que vibrações inaceitáveis sejam transmitidas ao ambiente, respeitando as amplitudes e acelerações máximas do equipamento e do conforto humano.

A estrutura analisada neste artigo abriga duas unidades de acionamento de correia transportadora e, na fase de testes dos equipamentos, apresentou problemas perceptíveis de vibração causados pela carga desbalanceada dos rotores. Os testes foram interrompidos para evitar danos aos equipamentos e à própria estrutura e o comportamento dinâmico dessa foi investigado. Após as intervenções necessárias, a estrutura pôde retomar às operações.

No presente estudo foram elaborados dois modelos computacionais utilizando o software STRAP, V. 2009 ([Manual STRAP, 2009](#)), o primeiro modelo antes da intervenção estrutural e o segundo modelo com os reforços estruturais sugeridos.

A resposta dinâmica do modelo estrutural foi determinada através das análises das frequências naturais. Uma análise numérica foi feita para avaliar os efeitos das máquinas rotativas na estrutura. Baseado nos valores dos picos de aceleração, velocidade e deslocamentos transversais, foi possível avaliar o desempenho do modelo estrutural em termos de conforto humano, de tolerâncias máximas dos equipamentos mecânicos para uma condição perfeita de funcionamento, e em termos dos estados limites de serviço do sistema estrutural, baseado nas recomendações das normas de projeto.

## 2 MODELO ESTRUTURAL VERIFICADO

O sistema estrutural verificado faz parte do projeto do repotenciamento de carregamento de navios do píer 01 da Vale em Tubarão, Vitória – ES. Trata-se da estrutura que suporta o acionamento do transportador A4-A. Essa estrutura é ilustrada na Figura 1.

Dentre as 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 grades metálicas;
- Ligações entre as peças principais através de parafusos de alta resistência (ASTM-A325);
- Módulo de elasticidade de  $2,05 \times 10^5$  MPa para o aço estrutural, coeficiente de Poisson de 0,3 e massa específica igual a  $7850 \text{ kg/m}^3$ .



Figura 1: Vista frontal da estrutura analisada

## 2.1 Modelagem da Estrutura

Para avaliar numericamente o comportamento estrutural dinâmico dessa estrutura, foram desenvolvidos dois modelos computacionais, o primeiro na situação inicial e o segundo considerando a estrutura reforçada.

Os modelos estruturais são constituídos por vigas e colunas, simuladas por elementos unidimensionais de barra com capacidade de absorver esforços de tensão, compressão, torção e momento fletor. Os elementos de barra possuem 6 graus de liberdade em cada nó: translação nas direções x, y e z e rotações em torno dos eixos x, y e z.

### Modelo 01 – Situação Inicial

A estrutura inicial era composta por duas plataformas onde se apoiavam as unidades de acionamento. A estrutura era contraventada verticalmente apenas abaixo das plataformas. As colunas do eixo “A” interrompiam na plataforma (veja Figura 2).

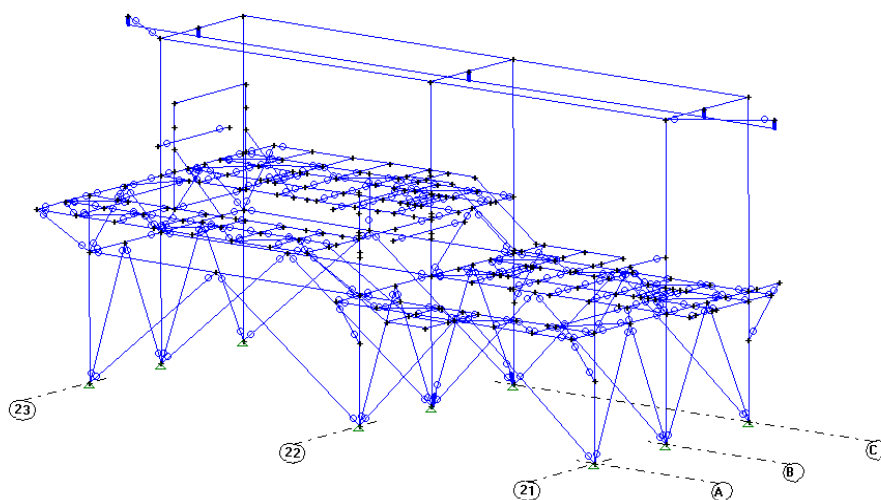


Figura 2: Modelo tridimensional da estrutura do modelo 01

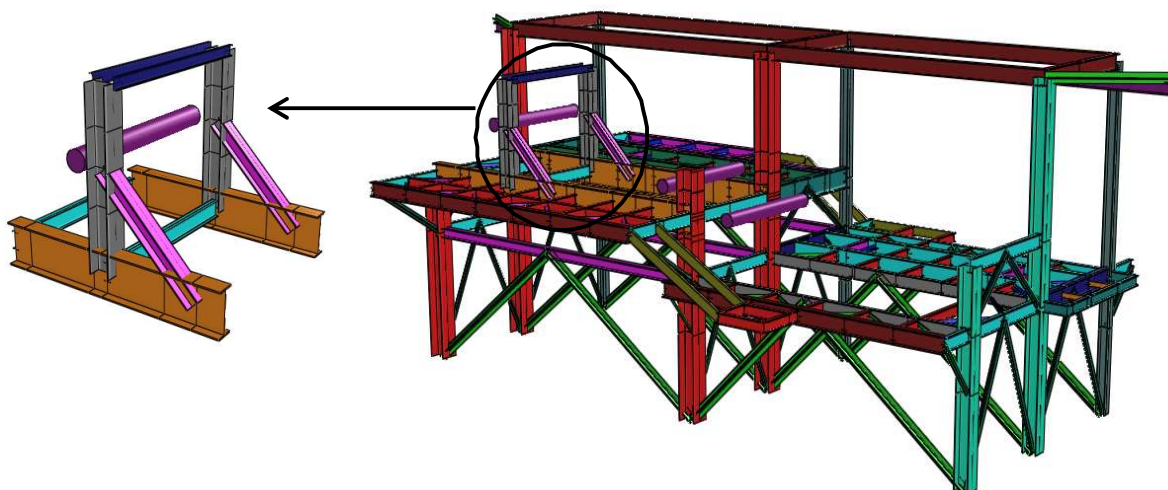


Figura 3: Modelo tridimensional da estrutura do modelo 01 – Detalhe para o suporte do tambor

### Modelo 02 – Reforço estrutural

Nesse modelo, as colunas do eixo “A” foram prolongadas e, em alguns trechos, a estrutura foi contraventada verticalmente acima das plataformas também. A estrutura de suporte do tambor foi estendida até o nível superior garantindo maior estabilidade ao conjunto, como mostram as Figuras 4 e 5. As vigas principais das plataformas foram reforçadas conforme a Figura 6.

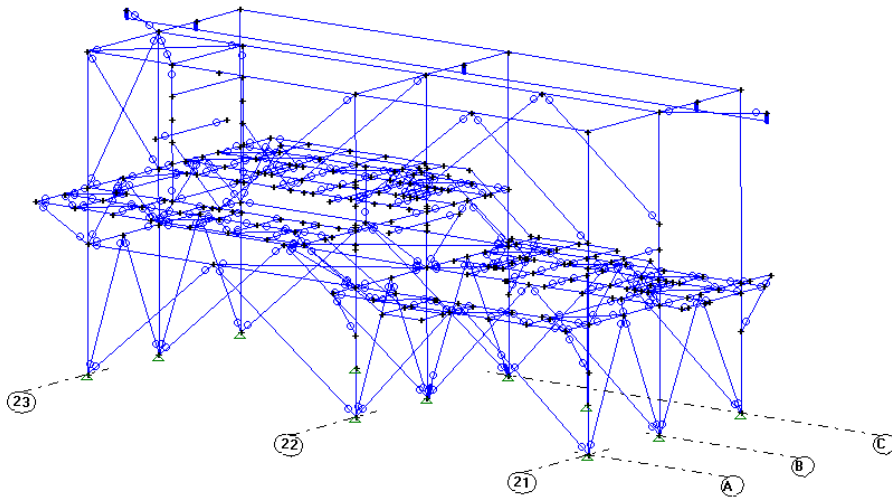


Figura 4: Modelo tridimensional da estrutura do modelo 02 (reforço estrutural)

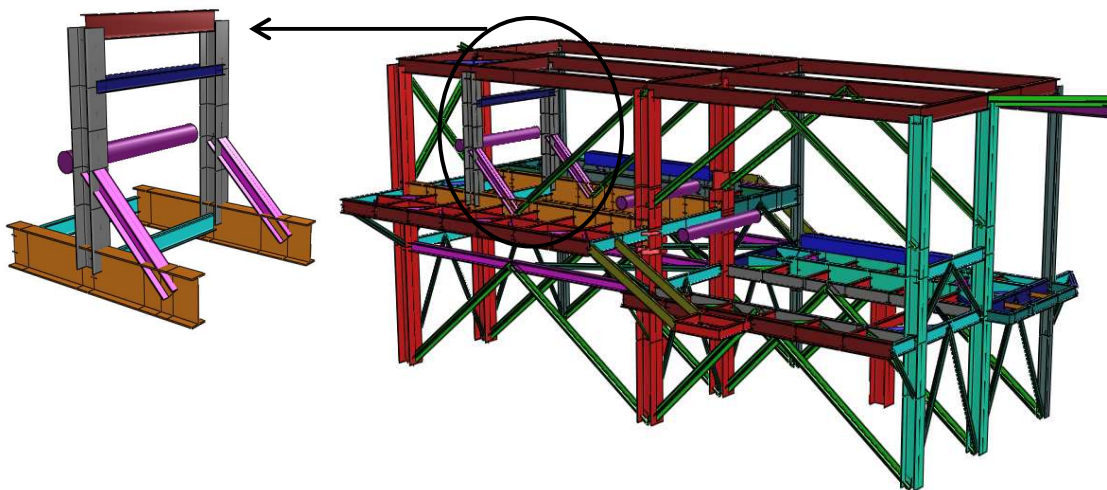


Figura 5: Modelo tridimensional da estrutura do modelo 02 (reforço estrutural) – Detalhe para a estrutura suporte do tambor

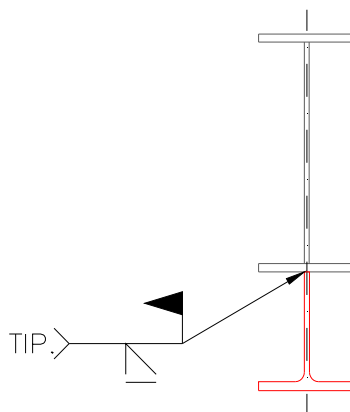


Figura 6: Perfil da plataforma reforçado

### 3 ANÁLISE DINÂMICA

Esta seção apresenta a avaliação dos níveis de vibração do sistema estrutural quando submetido a excitações dinâmicas da máquina rotativa. A resposta estrutural foi determinada através da análise das frequências naturais, deslocamentos, velocidades e acelerações.

#### 3.1 Frequências Naturais e Modos de Vibração

As frequências naturais da estrutura foram determinadas com o auxílio do programa STRAP V.2009 (Manual STRAP, 2009) e são indicados na Tabela 1. Cada frequência natural tem um modo de vibração associado.

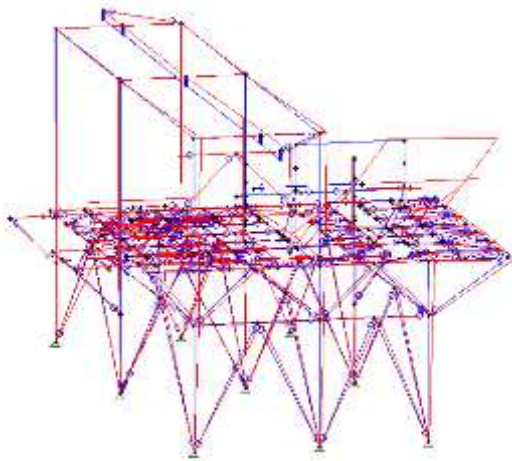
Nos dois modelos os dois primeiros modos de vibração foram localizados e desprezados. O terceiro e quarto modos do modelo 01 também foram localizados com predominância de deslocamento horizontal de translação nos apoios dos mancais como ilustra a Figura 7. Os modos localizados considerados importantes foram corrigidos no modelo 02 com reforço estrutural, aumentando a frequência natural de toda a estrutura.

Os dois últimos modos mostrados na Tabela 1 correspondem a modos de vibração com predominância de deslocamentos (efeitos de torção) verticais nas plataformas com a frequência correspondente próxima à da frequência de excitação.

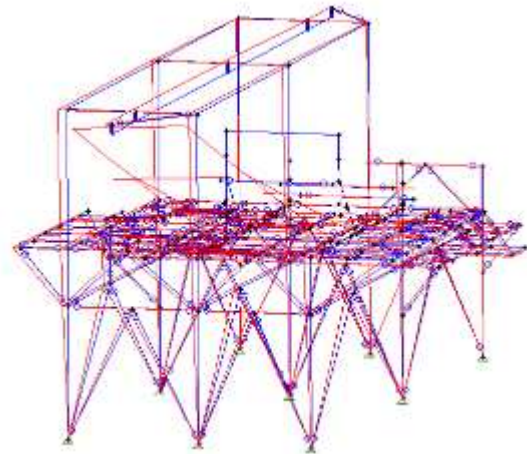
Frequências naturais $f_i$ (Hz)				Modos de Vibração
MODELO 01		MODELO 02		
$f_{03}$	3,3178	-	-	Modos de vibração em pontos localizados, com predominância de deslocamento horizontal de translação nos apoios dos mancais
$f_{04}$	3,4041	-	-	
$f_{06}$	5,2355	-	-	Modos de vibração localizado com predominância de deslocamentos (efeitos de flexão) horizontais (falta de contraventamento horizontal)
$f_{10}$	5,439	$f_{03}$	7,6785	Modos de vibração com predominância de deslocamentos (efeitos de flexão) horizontais de toda a estrutura
$f_{11}$	5,8685	$f_{04}$	8,1208	
$f_{12}$	5,8947	$f_{06}$	9,6519	
$f_{13}$	6,0203	$f_{08}$	11,6784	
$f_{29}$	13,2138	$f_{36}$	12,3347	Modos de vibração com predominância de deslocamentos (efeitos de torção) verticais na plataforma – frequência próxima à frequência do motor.
$f_{33}$	15,8889	$f_{37}$	14,193	

Tabela 1: Frequências naturais.

A Figura 8 ilustra os modos de vibração do modelo 02 correspondentes a seis frequências naturais da verificação do sistema estrutural.

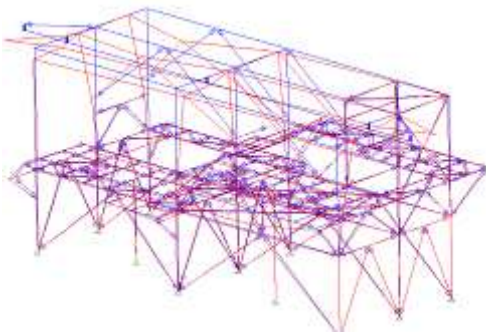


a) Modo de vibração associado a  $f_{03}=3,318$  Hz.

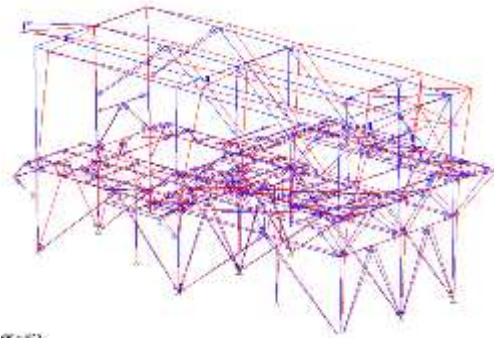


b) Modo de vibração associado a  $f_{04}=3,4041$  Hz.

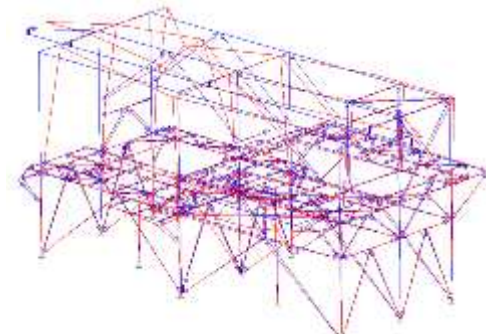
Figura 7: Modos de Vibração 03 e 04 localizados do modelo 01



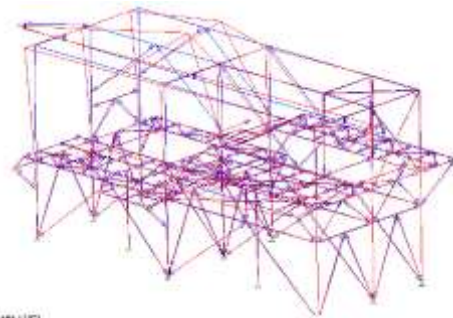
a) Modo de vibração associado a  $f_{03}=7,6785$  Hz.



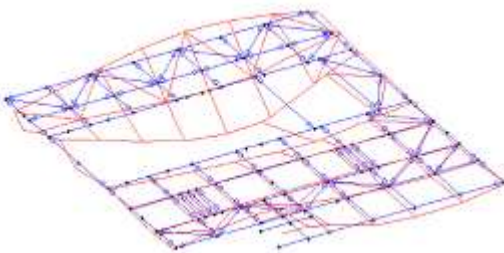
b) Modo de vibração associado a  $f_{04}=8,1208$  Hz.



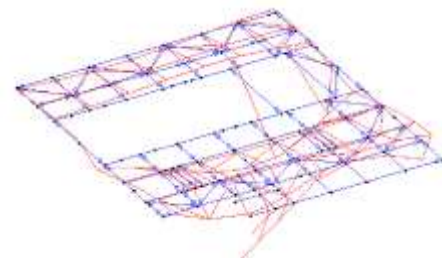
c) Modo de vibração associado a  $f_{06}=9,6519$ .



d) Modo de vibração associado a  $f_{08}=11,6784$ .



e) Modo de vibração associado a  $f_{36}=12,3347$ .



f) Modo de vibração associado a  $f_{37}=14,1930$ .

Figura 8: Modos de vibração do modelo estrutural 02

### 3.2 Análise de Vibração Forçada do Modelo 02

A presente análise procede com a avaliação do desempenho da estrutura reforçada em termos de efeitos de resistência a vibração, considerando os impactos produzidos pelo equipamento mecânico (máquina rotativa), devido ao fato da massa desbalanceada do rotor gerar vibrações que podem danificar seus componentes e seus suportes. O primeiro passo desse procedimento consiste em determinar, no sistema estrutural, o deslocamento, velocidade e os picos de aceleração.

Nessa verificação foram considerados os dados do acionamento conforme a Tabela 2. A Figura 9 mostra o projeto da unidade de acionamento, e a Figura 10 ilustra a seção caixão que apóia a unidade de acionamento.

Redutor	30 kN
Motor	60 kN
Peso do Rotor	40 kN
Potência	1180 kW
Frequência de entrada	892 rpm = 14,86Hz
Frequência de saída	72 rpm = 0,94 Hz

Tabela 2: Dados do acionamento

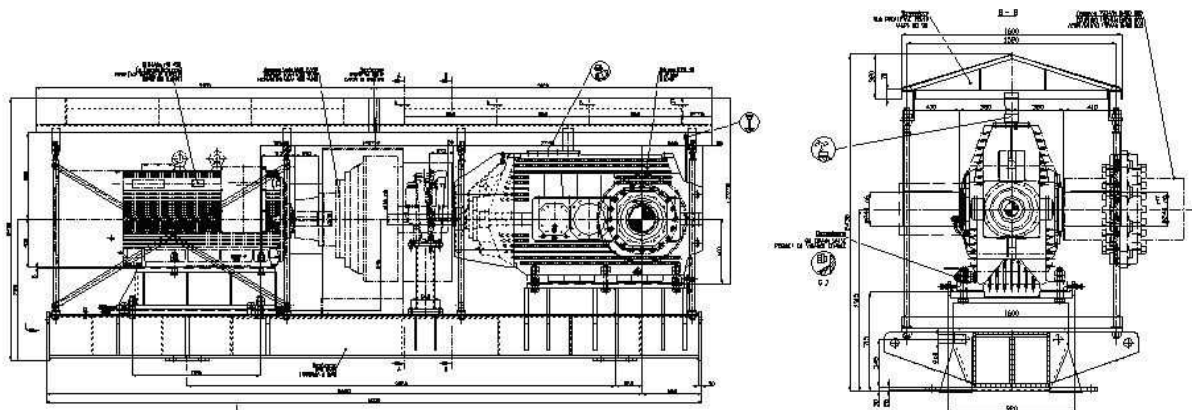
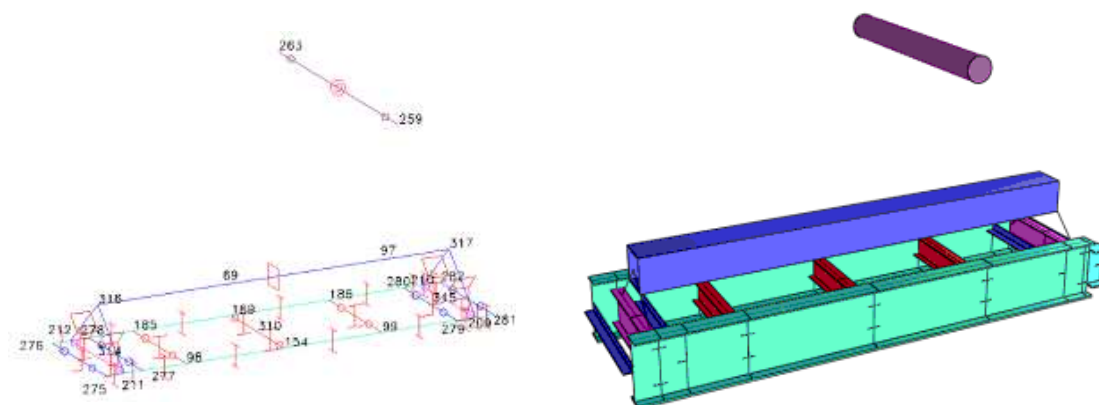


Figura 9: Unidade de acionamento (motor, acoplamento e redutor) apoiada em viga de seção tubular quadrada



a) representação no modelo de elementos finitos

b) representação tridimensional

Figura 10: Viga da seção tubular quadrada, eixo do tambor e vigas de apoio do suporte do acionamento



O desbalanceamento do rotor cria uma carga dinâmica, representada pela Eq. (1), que depende da massa, da velocidade angular do equipamento e da excentricidade entre o centro de gravidade do equipamento e o eixo de rotação. A modelagem da carga dinâmica apresenta duas componentes relacionadas às direções verticais e horizontais descritas nas Figuras 11-13. Na sequência, a Tabela 3 mostra as ações dinâmicas aplicadas à plataforma de aço. Essas ações foram propriamente combinadas a fim de representar melhor a excitação dinâmica induzida pelo equipamento na estrutura.

$$P_0 = m R \omega^2 = P_0 = m (R\omega) \omega \quad (1)$$

Onde  $P_0$  é a amplitude da carga dinâmica (em N),  $m$  é a massa total em rotação (em kg),  $\omega$  representa a frequência do equipamento (em rad/s) e  $R\omega$  é o grau de qualidade do balanceamento do equipamento (em m/s). Baseado na ISO 1940-1 (1986),  $R\omega = 0.0025m/s$ .

	Equipamento	Massa (kN)	Frequência (rad/s)	$R\omega$ (m/s) [4]	$P_0$ (kN)
Acionamento 1 (plat. inferior)	Rotor	40	93,37	0,0025	0,93
	Redutor	45	7,54	0,0025	0,085
Acionamento 2 (plat. superior)	Rotor	40	93,37	0,0025	1,05
	Redutor	45	7,54	0,0025	0,93

Tabela 3: Ações dinâmicas relacionadas ao equipamento

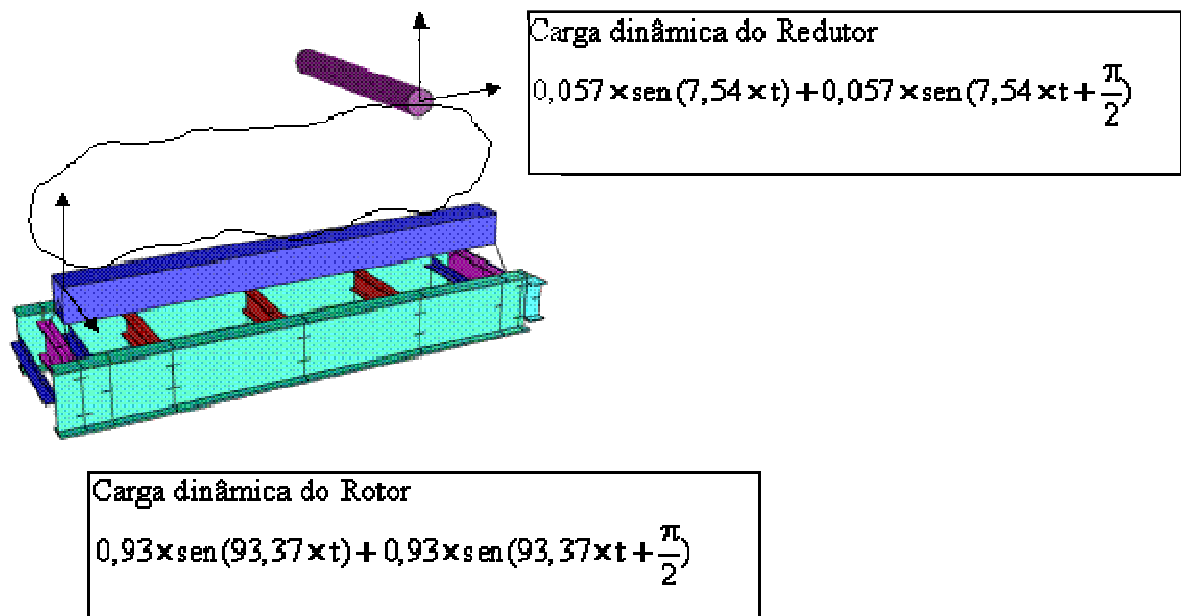


Figura 11: Aplicação do carregamento dinâmico (rotor e redutor)

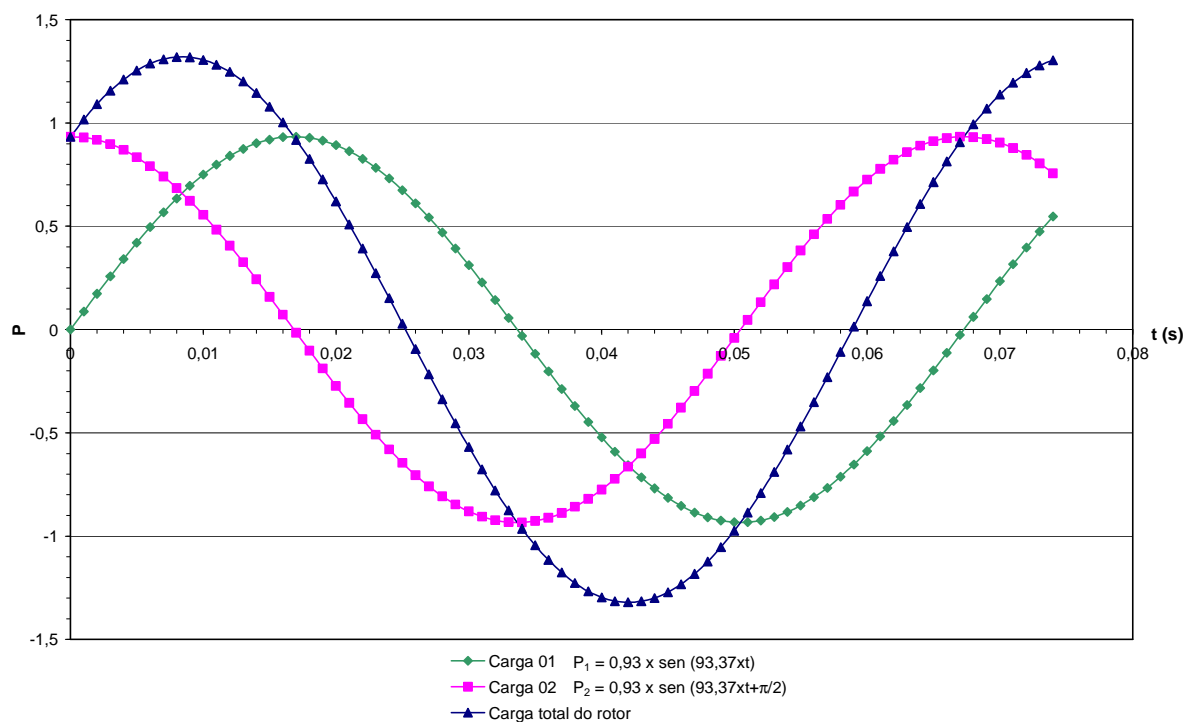


Figura 12: Carregamento dinâmico relacionado ao rotor

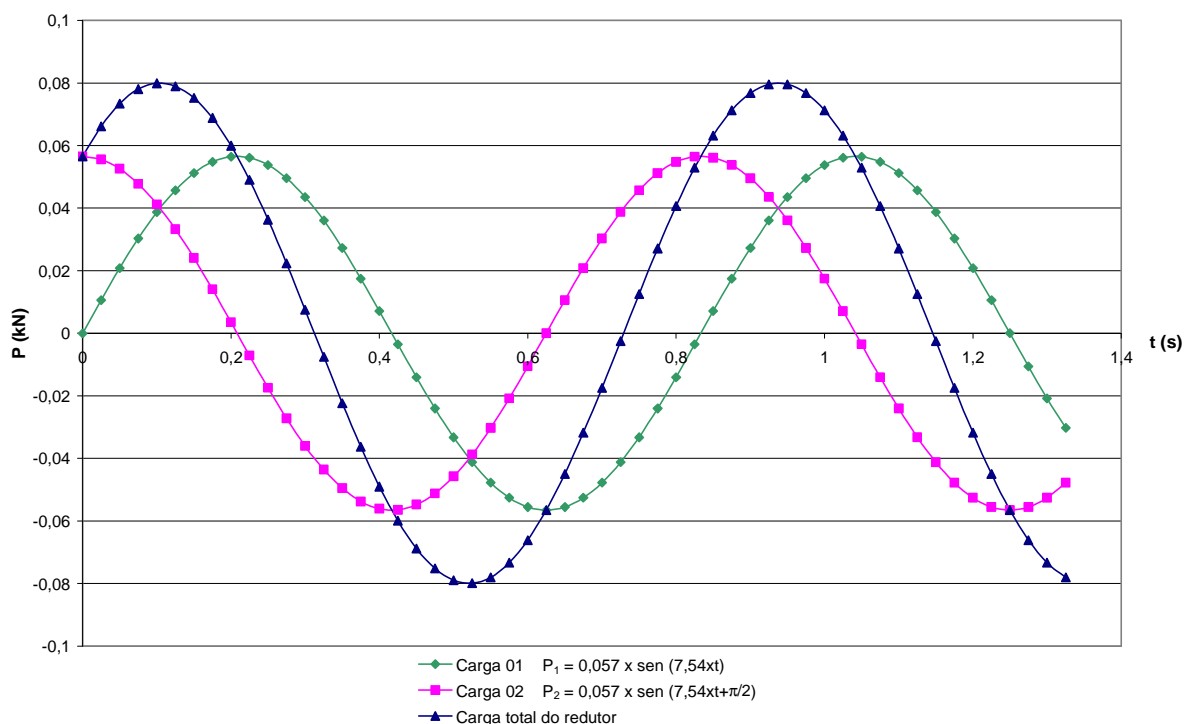


Figura 13: Carregamento dinâmico relacionado ao redutor

As Tabelas 4, 5 e 6 apresentam, respectivamente, os deslocamentos verticais de translação, velocidades e acelerações referentes aos pontos, localizados próximos do equipamento e na plataforma, mostrados nas Figuras 14 e 15.

Os valores foram determinados considerando as cargas dinâmicas combinadas dos dois acionamentos, ou seja, a carga harmônica dos rotores somada à carga harmônica dos redutores para que os resultados tivessem a influência dos dois conjuntos de equipamentos trabalhando simultaneamente.

Esses valores, obtidos numericamente com auxílio do modelo computacional proposto, foram comparados com valores limites propostos por norma. Para um bom efeito de comparação, limites relacionados ao desempenho do equipamento foram comparados com os valores encontrados nos nós próximos ao equipamento e limites relacionados ao conforto humano foram comparados com os valores encontrados na plataforma. Para isso foram determinados valores de amplitude, velocidade e aceleração nos pontos mostrados nas Figuras 14 e 15, sendo 2 pontos próximos ao motor, 2 pontos próximos ao redutor e 1 ponto no passageiro para as plataformas inferior e superior.

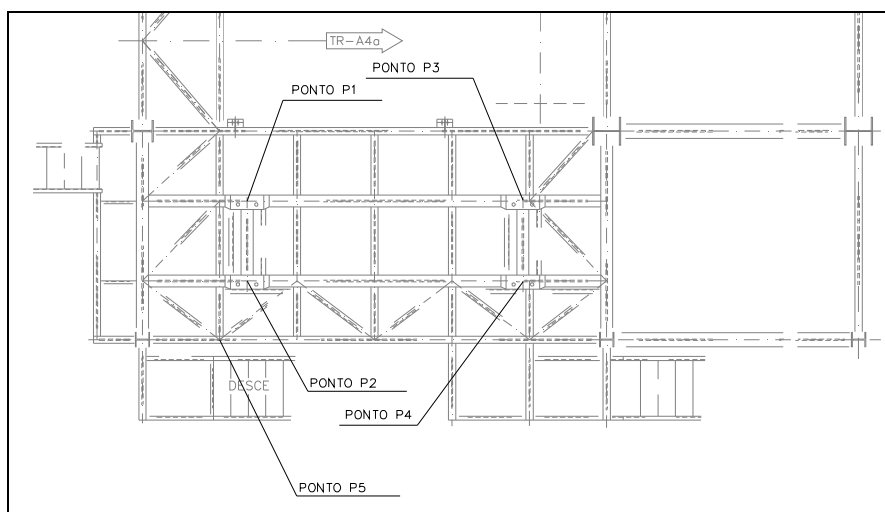


Figura 14: Pontos para a determinação das velocidades na plataforma inferior

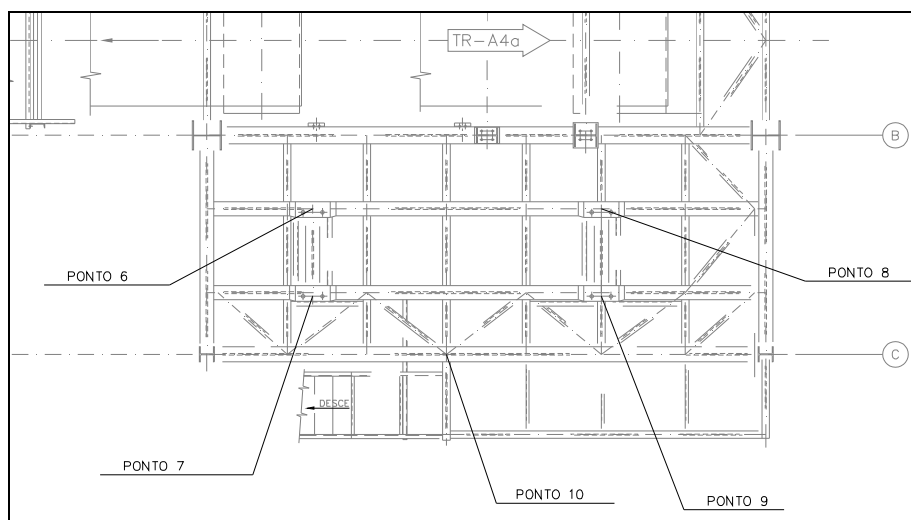


Figura 15: Pontos para a determinação das velocidades na plataforma superior

Deslocamentos ( $\mu\text{m}$ )										
P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	Valor limite
11,1	9,9	16,0	15,0	10,4	9,3	10,5	10,1	4,3	16,4	40 a 60*
*Para vibrações verticais para equipamentos de altas velocidades (>1500 rpm).										

Tabela 4: Deslocamento de translação vertical relacionado a carga dinâmica combinada (acionamento)

As amplitudes admissíveis são geralmente especificadas pelos fabricantes dos equipamentos. Quando esses valores não são indicados pelos fabricantes, podemos recorrer aos limites normativos e bibliografia existente. [Srinivasulu e Vaidyanathan \(1976\)](#) recomendam os valores de 0,004 a 0,006 cm como limites de amplitude permissível do equipamento na direção vertical para máquinas de velocidade de 1500 rpm. O valor máximo da amplitude nas proximidades do equipamento equivale a 16,4  $\mu\text{m}$ , conforme indicado na Tabela 4, indicando condições favoráveis de operação.

Velocidade (mm/s)										
P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	Valor limite
0,54	0,55	1,62	1,62	2	0,56	0,56	1,67	1,69	2,2	2,8*
*Velocidade tolerável para motores elétricos de acordo com a <a href="#">ISO 2372 (1974)</a> .										

Tabela 5: Velocidade relacionada a carga dinâmica combinada (acionamento)

Outra maneira de analisar as condições do equipamento mecânico sobre o efeito de vibrações é comparar a velocidade determinada no modelo numérico com o valor limite imposto pela [ISO 2372 \(1974\)](#). O valor máximo de velocidade encontrado nas proximidades do equipamento equivale a 1,62 mm/s. A velocidade permitida para máquinas classe IV em boa condição de funcionamento é 2,8 mm/s, conforme indicado na Tabela 5.

Alem das medidas acima, a velocidade máxima foi observada próxima às bases da estrutura. O valor encontrado foi de 1,62 mm/s, bem inferior ao de referência preconizado pela norma britânica [BS 7385-2 \(1993\)](#) que, sugere um limite de velocidade de 25 mm/s (na base do edifício) para que não ocorram danos em estruturas industriais.

Aceleração ( $\text{m}^2/\text{s}$ )										
P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	Valor limite
2,78	2,78	1,92	1,91	0,49	1,36	1,59	1,05	1,05	0,59	1,15*
*Valores aceitáveis de vibração para conforto humano de acordo com a <a href="#">DIRETIVA EUROPÉIA (2002)</a>										

Tabela 6: Aceleração relacionada a carga dinâmica combinada (acionamento)

Pessoas trabalhando temporariamente próximas ao acionamento podem ser afetadas pela vibração em vários graus, desde imperceptível até extremamente desconfortável. O valor limite da aceleração considerada confortável para pessoas expostas 8 horas por dia é 1,15  $\text{m}/\text{s}^2$  para vibrações de corpo inteiro, conforme indicado na Tabela 6. O pico de aceleração encontrado na análise, no ponto do passageiro, equivale a 0,59  $\text{m}/\text{s}^2$ . Esse valor máximo de aceleração está de acordo com o proposto pela [DIRETIVA EUROPÉIA \(2002\)](#).

Nas proximidades do equipamento, encontramos um valor de aceleração maior que o admissível para conforto humano. Porém, nesse tipo de estrutura, não há trabalhadores expostos a vibrações continuamente, já que o processo é automatizado e, apenas esporadicamente, trabalhadores passam perto do equipamento mecânico em questão.

A manutenção preditiva responsável pelo controle desses equipamentos somente compara os valores medidos em campo com os limites de funcionamento do equipamento, não sendo necessária a avaliação da exposição humana sobre os efeitos dinâmicos.

#### 4 CONCLUSÃO

Este trabalho verificou o comportamento dinâmico de uma estrutura em aço, suporte de duas unidades de acionamentos de correia, localizada em Vitória – ES, que apresentou problemas de vibração devido a baixa rigidez de suporte.

O principal objetivo foi incluir na análise de vibração, os efeitos produzidos pelo equipamento mecânico (máquina rotativa) devido ao desbalanceamento do rotor, que, ao girar, transmite vibrações que podem danificar seus próprios componentes, suportes e estrutura.

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 esse 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 para garantir que as solicitações não superem os valores considerados no projeto.

Finalmente, foi concluído que na estrutura reforçada, o equipamento mecânico, mesmo com a carga desbalanceada do rotor, consegue operar em ótimas condições de funcionamento, conforme recomendações das normas técnicas.

#### REFERÊNCIAS

- BRITISH STANDARD - BS-7385 - *Evaluation and measurement for vibration in buildings. Part 2 - Guide to damage groundborne vibration*. 1993.
- 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.
- International Standard Organization. ISO 1940-1. *Mechanical vibration - Balance quality requirements of rigid rotors - Part 1: Determination of permissible residual unbalance*. 1986.
- International Standard Organization. ISO 2372: *Mechanical Vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rev/s. Basis for specifying evaluation standards*, 1974.
- Manual STRAP Structural Analysis Program - Versão 2009, ATIR Engineering Software Ltd. & SAE, 2009.
- Richart, F. E., Hall, J. R., Woods, R. D., *Vibration of Soils and Foundations*, New Jersey: Prentice-Hall, Inc., . p. 406, 1970.
- Srinivasulu, P., Vaidyanathan, C. V., *Handbook of Machine Foundations*, McGraw-Hill, New Delhi, 1976.