

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA



**ANÁLISIS ESTRUCTURAL DINÁMICO MEDIANTE
SIMULACIÓN NUMÉRICA DEL SISTEMA CONTRA
INCENDIOS DEL MUELLE BAYOVAR**

INFORME DE SUFICIENCIA

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO**

CASTILLO TORI, ANGELO ENRIQUE

PROMOCION 2009 - I

LIMA-PERU

2 0 1 2

DEDICATORIA:

Dedicado a mi familia, por su incondicional apoyo, a mis padres por ser modelo de perseverancia y disciplina, y a la UNI por la exigente formación académica otorgada.

ÍNDICE

ÍNDICE II

ÍNDICE DE TABLAS VII

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES VIII

ÍNDICE DE FÓRMULAS XI

PRÓLOGO 1

LISTA DE SÍMBOLOS 3

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN 6

1.1 Objetivo 6

 1.1.1 Objetivo General 6

 1.1.2 Objetivos Específicos 6

1.2 Alcances 7

1.3 Limitaciones 7

 1.3.1 Naturales 7

 1.3.2 Técnicas 7

III

1.4	Justificaciones	8
1.4.1	Técnicas	8
CAPÍTULO 2: MARCO TEÓRICO.....		9
2.1	Descripción del sistema contra incendios	9
2.1.1	Estructura principal del sistema contra incendios.....	9
2.1.2	Bastidor soporte de la motobomba	10
2.1.3	Motor de combustión interna.....	11
2.1.4	Datos del intercambiador de calor tipo radiador.....	11
2.1.5	Árbol de transmisión	12
2.1.6	Reductor de velocidad	12
2.1.7	Bomba vertical.....	13
2.2	Teoría de vibraciones en máquinas rotativas.....	15
2.2.1	Clasificación de las vibraciones	15
2.2.2	Movimiento excitado armónicamente.....	16
2.3	Vibración en estructuras.....	23
2.4	Normas para vibraciones.....	24
2.4.1	DI N4150	24
2.4.2	ISO1940-1 (Requerimientos de calidad de balance de rotores rígidos)	25

IV

2.5	Generalidades del método de los elementos finitos.....	26
2.5.1	Cómo trabaja el método de los elementos finitos	26
2.5.2	Tipos de materiales.....	28
2.5.3	Tipos de propiedades	29
2.5.4	Tipos de elementos finitos	32
2.5.5	Condiciones de borde	37
2.5.6	Definición de las cargas.....	38
CAPÍTULO 3: FALLAS FRECUENTES A LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN		41
3.1	Desbalance	41
3.2	Desalineamiento.....	41
3.3	Resonancia	42
3.4	Fajas y poleas	42
3.5	Rodamientos	42
3.6	Cavitación	42
3.7	Ventiladores	43
3.8	Giro de aceite	43
3.9	Vibraciones simpáticas.....	43
3.10	Engranajes	44
3.11	Tuberías	44

3.12 Eje doblado y rotor arqueado	44
3.13 Solturas	45
3.14 Maquinaria con pata coja.....	45
3.15 Pulsos	45
3.16 Vibraciones torsionales	45
3.17 Paso de aspas.....	46
CAPÍTULO 4: MODELAMIENTO DEL SISTEMA Y SIMULACIONES.....	47
4.1 Definición de los materiales	47
4.2 Definición de propiedades	47
4.3 Condiciones de borde.....	49
4.4 Definición de las cargas.....	49
4.5 Análisis estructural dinámico mediante simulación numérica.....	51
CAPÍTULO 5: SOLUCIÓN PROPUESTA	66
5.1 Análisis estático.....	67
5.2 Análisis estructural dinámico mediante simulación numérica.....	71
CAPÍTULO 6: VALIDACIÓN DEL MODELO	76
CAPÍTULO 7: EVALUACIÓN DE COSTOS	78
CONCLUSIONES.....	80
RECOMENDACIONES.....	82

BIBLIOGRAFÍA.....	83
APÉNDICE.....	84

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1:	Dimensiones del radiador.....	12
Tabla 2-2:	Características técnicas de la bomba.....	13
Tabla 2-3:	Peso de la bomba.....	14
Tabla 2-4:	Peso de las partes de la columna de la bomba.....	14
Tabla 2-5:	Factores críticos de amortiguamiento para algunos materiales.....	23
Tabla 2-6:	Velocidades de vibración en estructuras sujetas a vibraciones de larga duración.....	24
Tabla 2-7:	Grado de calidad del balanceo.....	25
Tabla 3-1:	Fallas frecuentes a la velocidad de operación y su porcentaje aproximado de ocurrencia. [5].....	46
Tabla 4-1:	Perfiles utilizados en el modelo de simulación numérica.....	48
Tabla 4-2:	Frecuencias naturales del modelo de simulación numérica.....	52
Tabla 5-1:	Factores de seguridad a la fluencia – Solución propuesta.....	68
Tabla 5-2:	Relación longitud a flecha – Solución propuesta.....	69
Tabla 5-3:	Factores de seguridad al pandeo – Solución propuesta.....	70
Tabla 5-4:	Frecuencias naturales – Solución propuesta.....	75
Tabla 6-1:	Comparación de las frecuencias naturales – Modelo vs. Estructura existente.....	77

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 2-1: Estructura principal del sistema contra incendios.	10
Ilustración 2-2: Isométrico del bastidor de la motobomba	10
Ilustración 2-3: Motor de combustión Interna.	11
Ilustración 2-4: Árbol de transmisión.....	12
Ilustración 2-5: Árbol de transmisión.....	13
Ilustración 2-6: Bomba vertical.....	14
Ilustración 2-7: Sistema masa-resorte-amortiguador.....	17
Ilustración 2-8: Gráfica de la respuesta total (línea continua) y de la parte forzada (línea de trazos).....	20
Ilustración 2-9: Variación de la transmisibilidad	22
Ilustración 2-10: Tipos de modelamiento más usados para FEA.	32
Ilustración 2-11: Elemento masa unido con elementos rígidos.	37
Ilustración 4-1: Arreglo espacial de la estructura del sistema contra incendios.....	48
Ilustración 4-2: Restricciones en la estructura	49
Ilustración 4-3: Rango de frecuencias de 0 – 50 Hz en el eje X (Horizontal).....	51
Ilustración 4-4: Rango de frecuencias de 0 – 50 Hz en el eje Y (Axial).....	52
Ilustración 4-5: Rango de frecuencias de 0 – 50 Hz en el eje Z (Vertical)	52
Ilustración 4-6: Primer modo de vibración.....	53
Ilustración 4-7: Segundo modo de vibración	53

Ilustración 4-8: Tercer modo de vibración	54
Ilustración 4-9: Cuarto modo de vibración.....	54
Ilustración 4-10: Sexto modo de vibración	55
Ilustración 4-11: Séptimo modo de vibración	55
Ilustración 4-12: Noveno modo de vibración	56
Ilustración 4-13: Modo sesenta y tres de vibración	56
Ilustración 4-14: Modo noventa de vibración.....	57
Ilustración 4-15: Modo noventa y tres de vibración	57
Ilustración 4-16: Modo ciento once de vibración	58
Ilustración 4-17: Modo ciento cincuenta y ocho de vibración	58
Ilustración 4-18: Modo doscientos veintiséis de vibración.....	59
Ilustración 4-19: Modo trescientos uno de vibración	59
Ilustración 4-20: Modo trescientos ochenta y ocho de vibración	60
Ilustración 4-21: Modo cuatrocientos cuarenta y nueve de vibración	60
Ilustración 4-22: Modo cuatrocientos setenta y uno de vibración	61
Ilustración 4-23: Modo seiscientos cuarenta y ocho de vibración.....	61
Ilustración 4-24: Vista lateral del segundo modo de vibración.....	62
Ilustración 4-25: Vista lateral del cuarto modo de vibración	62
Ilustración 4-26: Vista lateral del sexto modo de vibración.....	63
Ilustración 4-27: Vista lateral del noveno modo de vibración.....	63
Ilustración 4-28: Vista lateral del modo doce de vibración	64
Ilustración 4-29: Vista lateral del modo veinticuatro de vibración	64
Ilustración 4-30: Vista lateral del modo sesenta de vibración.....	65
Ilustración 4-31: Vista lateral del modo ciento siete de vibración	65
Ilustración 5-1: División de la estructura del sistema contra incendios.....	67
Ilustración 5-2: Elementos con mayor solicitud de carga (Pa).....	68

Ilustración 5-3: Elementos con desplazamientos máximos (m).....	69
Ilustración 5-4: Elementos con mayores solicitaciones de fuerza axial (N)	70
Ilustración 5-5: Sexto modo de vibración	71
Ilustración 5-6: Modo de vibración número veinticuatro.	72
Ilustración 5-7: Modo de vibración número ocho.....	72
Ilustración 5-8: Modo de vibración número ochenta y tres.	73
Ilustración 5-9: Rango de frecuencias de 0 - 200 Hz en el eje x (Axial)	73
Ilustración 5-10: Rango de frecuencias de 0 - 200 Hz en el eje Y (Axial).....	74
Ilustración 5-11: Rango de frecuencias de 0 - 200 Hz en el eje Z (Vertical)	74
Ilustración 6-1: Toma de datos sobre la casa de máquinas	76
Ilustración 6-2: Analizador vibracional portátil EMERSON CSI 2115	76
Ilustración 6-3: Puntos de medición en la estructura soporte de la motobomba.....	77
Ilustración 6-4: Puntos de medición en la estructura.....	77
Ilustración 6-5: Comparación de las frecuencias naturales del Modelo vs. Estructura existente.....	78
Ilustración 7-1: Vista lateral del segundo modo de vibración....	Error! Bookmark not defined.
Ilustración 7-2: Vista lateral del cuarto modo de vibración.	Error! Bookmark not defined.

ÍNDICE DE FÓRMULAS

Ecuación 2-1: Ecuación diferencial de un sistema amortiguado	17
Ecuación 2-2: Función forzada $F(t)$	17
Ecuación 2-3: Solución completa de un sistema amortiguado	17
Ecuación 2-4: Solución homogénea de un sistema amortiguado	17
Ecuación 2-5: Respuesta particular de un sistema amortiguado	17
Ecuación 2-6: Respuesta total de un sistema sub-amortiguado	18
Ecuación 2-7: Frecuencia natural del sistema	18
Ecuación 2-8: Frecuencia natural amortiguada del sistema	18
Ecuación 2-9: Deflexión estática	19
Ecuación 2-10: Ratio de amortiguamiento	19
Ecuación 2-11: Desplazamiento	19
Ecuación 2-12: Angulo Φ	19
Ecuación 2-13: Desplazamiento inicial	19
Ecuación 2-14: Angulo Φ inicial	19
Ecuación 2-15: Factor de amplificación	20
Ecuación 2-16: Ratio de frecuencias	20
Ecuación 2-17: Fuerza transmitida a la base	20
Ecuación 2-18: Fuerza transmitida a la base	21
Ecuación 2-19: Magnitud de la fuerza transmitida a la base	21

PRÓLOGO

En la industria el montaje de equipos y máquinas se realiza, normalmente, sobre estructuras de acero. Como resultado de su operación se generan fuerzas y momentos que son transmitidos a las estructuras portantes, pudiendo en algunos casos producir niveles de vibración no deseados.

Las vibraciones tradicionalmente han sido asociadas a fallas en las máquinas, por lo que son consideradas indeseables. En tal sentido es necesario realizar un análisis vibracional de la estructura portante con la finalidad de evitar, a futuro, niveles de vibración, ruido y daños estructurales.

El estudio de las frecuencias y los modos de vibración en máquinas es de suma importancia en la etapa de diseño. Sin embargo, cuando las máquinas ya se encuentran trabajando sobre estructuras existentes, generando niveles de vibración inadmisibles de acuerdo a norma, se vuelve de vital importancia realizar una evaluación, para solucionar problemas de diseño y de esta forma establecer la causa de fallas crónicas y de mal funcionamiento.

La presente investigación estará dirigida a determinar la causa de los problemas vibracionales que se vienen presentando en la casa de máquinas del Sistema Contra Incendio del Muelle del Terminal Bayóvar, ubicado en la ciudad de Sechura, a 50 Km. al sur del departamento de Piura, al noroeste del Perú.

La casa de máquinas del Sistema Contra Incendio del Muelle del Terminal Bayóvar actualmente está equipada con una bomba vertical de 2000 GPM, la cual es accionada a 1800 rpm, a través de un árbol de transmisión y una caja de transferencia de velocidades, por un motor de combustión interna diesel de 500 HP.

La casa de máquinas se encuentra soportada por una estructura en voladizo la cual está constituida por dos armaduras triangulares que se encuentran rígidamente unidas a dos pilotes del muelle. Entre las armaduras se tienden vigas tipo celosía que a su vez soportan un emparrillado de acero sobre el cual se encuentra cimentada la casa de máquinas.

Se determinarán las principales causas y parámetros a considerar en los problemas de vibraciones; para luego evaluar el efecto de las vibraciones sobre la casa de máquinas.

El proceso de análisis contempla, el modelamiento de la casa de máquinas en un programa de cálculo por elementos finitos, para lo cual utilizaremos el programa NX Nastran v10.1.0 para Windows desarrollado por Siemens PLM Software.

Además se realizará la validación del citado modelo con datos obtenidos en campo.



Ilustración 0-1: Disposición de equipos y estructura de la casa de máquinas del Sistema Contra Incendio del Muelle del Terminal Bayóvar.

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado	Unidades
c	Coeficiente de amortiguamiento viscoso	N.s/m
e	Excentricidad	m
f	Frecuencia lineal	Hz
$F(t)$	Función de fuerza	N
F_0	Magnitud de Fuerza	N
F_T	Fuerza transmitida	N
F_x	Fuerza en la dirección del eje x	N
F_y	Fuerza en la dirección del eje y	N
g	Aceleración de la gravedad	m/s ²
k	Constante de rigidez	N/m
L	Longitud	m
m	Masa	Kg
r	Ratio de frecuencias	
T, M	Torque	N-m
TR	Ratio de transmisibilidad o transmisibilidad	
$x(t)$	Función de desplazamiento	m
$x_h(t)$	Parte homogénea de $x(t)$	m
$x_p(t)$	Parte particular de $x(t)$	m

Símbolo	Significado	Unidades
x_0	Valor de x en $t=0$	
\dot{x}_0	Valor de \dot{x} en $t=0$	
x, D	Desplazamiento	m
$\dot{x}, \dot{x}(t), v(t), v(t)$	Función de velocidad	m/s
\ddot{x}	Función de aceleración	m/s ²
X	Amplitud de la vibración	m
\ddot{X}	Aceleración de la vibración	m/s ²
Z	Intensidad de la vibración	mm ² /s ³
ω	Frecuencia de la vibración	rad/s
ω_n	Frecuencia natural del sistema	rad/s
ω_d	Frecuencia de vibración amortiguada	rad/s
δ_{st}	Deflexión estática	m
ξ	Ratio de amortiguamiento	kg/s
δ	Operador virtual	
Δ	Operador incremental	
$máx$	Valor máximo	
n	Correspondiente a la frecuencia natural	
0	Valor de referencia	

Símbolo	Significado	Unidades
.		
		$\frac{d(\)}{dt}$
		$\frac{d^2(\)}{dt^2}$
..		

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 OBJETIVO

1.1.1 Objetivo General

Conocer el efecto de las vibraciones producidas por la operación de máquinas sobre estructuras de acero.

1.1.2 Objetivos Específicos

Los objetivos específicos para el presente informe son los siguientes:

- a. Identificar el dominio de las frecuencias naturales de la casa de máquinas.
- b. Identificar los modos naturales de vibración que presenta la casa de máquinas.
- c. Validar los resultados obtenidos por medio de la simulación numérica con los datos obtenidos en campo.
- d. Describir la causa de los problemas vibracionales que se vienen presentando en la casa de máquinas.
- e. Presentar una alternativa de solución para mitigar los problemas vibracionales que se vienen presentando en la casa de máquina

1.2 ALCANCES

Los siguientes alcances determinan los límites del presente trabajo:

- a. Determinar las frecuencias naturales y los modos de vibración de la casa de máquinas, mediante un programa de cálculo por el método de los elementos finitos.
- b. Validar los resultados obtenidos por simulación numérica con datos obtenidos en campo.

1.3 LIMITACIONES

1.3.1 Naturales

- a. Los fenómenos medio ambientales y climáticos tales como el fenómeno de El Niño, caracterizado por altas temperaturas, lluvias constantes y prolongadas, pueden alterar los datos de diseño utilizados para describir el estudio.
- b. La influencia de cargas intempestivas no consideradas así como la realización de variaciones a la estructura, modifican las propiedades de masa y rigidez de la estructura y pueden alterar, de igual forma, los datos de diseño utilizados para describir el estudio.

1.3.2 Técnicas

- a. El presente análisis se llevará a cabo para la actual configuración, según la información proporcionada por PETROPERU S.A.:
 - Una (01) **Estructura soporte**, constituida por dos armaduras triangulares que se encuentran rígidamente unidas a dos pilotes del muelle.

Entre las armaduras se tienden vigas “celosía” las cuales soportan un emparrillado de acero sobre el cual descansa la casa de máquinas;

- Un (01) **Bastidor** fabricado con perfiles estructurales;
 - Un (01) **Motor de combustión interna** diesel de 500 hp de potencia;
 - Un (01) **Árbol de transmisión**, el cual gira a 1800 RPM y está ubicada entre el motor de combustión interna y la bomba vertical;
 - Un (01) **Reductor de velocidad** que transmite el movimiento desde el motor de combustión interna a la bomba vertical.
 - Una (01) **Bomba vertical** que impulsa el agua de mar con un flujo de 2000 GPM.
- b. El informe no incluye el cálculo, de ningún tipo, de las obras civiles ni de las obras eléctricas.

1.4 JUSTIFICACIONES

1.4.1 Técnicas

La compañía petrolera contratante, en aras de proporcionar un grado razonable de protección contra incendios para la vida humana y la propiedad, ha decidido realizar un análisis vibracional a la casa de máquinas para solucionar problemas de diseño y evitar, a futuro, fallas crónicas y de mal funcionamiento.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA CONTRA INCENDIOS

2.1.1 Estructura principal del sistema contra incendios

Constituida por dos armaduras rígidamente unidas a dos pilotes del muelle, entre ellos se dispone de una estructura de celosía que constituye el soporte sobre el que se encuentra cimentada la casa de máquinas.





Ilustración 2-1: Estructura principal del sistema contra incendios.

2.1.2 Bastidor soporte de la motobomba

Fabricado en base a perfiles estructurales, soldados entre sí. Sirve como soporte para el motor, reductor y radiador del sistema contra incendios.

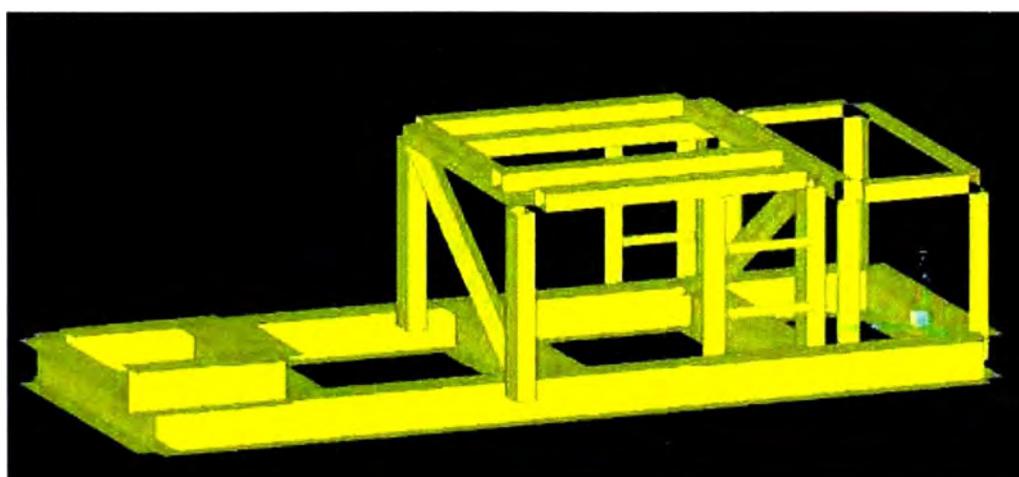


Ilustración 2-2: Isométrico del bastidor de la motobomba

2.1.3 Motor de combustión interna

Es el dispositivo encargado de proporcionar la potencia mecánica necesaria para hacer girar a la bomba sumergible. Su diseño está orientado para un funcionamiento continuo.

En este caso se trata de un motor de combustión interna Caterpillar de 500 HP y 1800 rpm.



Marca	: Caterpillar
Modelo	: D-3412 DI
N° de Serie	: 38S12275
Peso	: 1998 Kg.
N° cilindros	: 12
Máx. RPM	: 1800

Ilustración 2-3: Motor de combustión Interna.

2.1.4 Datos del intercambiador de calor tipo radiador

Forma parte del sistema de enfriamiento del motor; sirve para intercambiar el calor que genera el motor por la combustión con el medio ambiente, el agua que circula por dentro del motor se calienta y va al radiador y allí pierde temperatura para volver nuevamente a pasar por el motor volver a calentarse y luego volver al radiador (es un ciclo continuo que se repite).

Los datos técnicos del radiador proporcionados por la empresa contratante son los siguientes:

Tabla 2-1: Dimensiones del radiador

Ancho	: 63"
Alto	: 81"
Espesor	: 8"
Peso	: 500 Kg.

2.1.5 Árbol de transmisión

Encargado de transmitir el par de giro desde el motor hasta la bomba vertical, a través del reductor de velocidades.



Ilustración 2-4: Árbol de transmisión.

2.1.6 Reductor de velocidad

Conformado por un par de engranajes cónicos helicoidales a 90°, ubicado entre el árbol de transmisión y la bomba vertical.

Dado que la relación de transmisión del equipo es de 1:1, su función principal es la de transmitir el movimiento entre ejes a 90°.



Marca	: Randolph
Modelo	: F500
N° de Serie	: 240358
Potencia	: 500 HP
Ratio	: 01:01
RPM entrada	: 1760
RPM salida	: 1760
Peso	: 500 Kg.

Ilustración 2-5: Árbol de transmisión.

2.1.7 Bomba vertical

El equipo utilizado es una bomba sumergible de múltiples etapas (08), la cual cumple la función de succionar el agua de mar desde la playa y dirigirla, a través del cabezal de descarga, al tanque de almacenamiento de agua del sistema contra incendios.

Tabla 2-2: Características técnicas de la bomba

Marca	: Ingersoll Rand
Modelo	: APKKH7
N° serie	: 0582-9021
Caudal	: 2000GPM
Etapas	: 8
RPM	: 1800
TDH	: 200m

Tabla 2-3: Peso de la bomba

Descripción	: Peso Unit.	Sub-total
Tazones (7)	: 99 Kg.	693 Kg.
Tazón de Succión (1)	: 61 Kg.	61 Kg.
Tazón de descarga(1)	: 70 Kg.	70 Kg.
Impulsores(7)	: 20.5 Kg.	143.5 Kg.
Eje principal (131" de Longitud y 2-1/8" Ø)	: 78 Kg.	78 Kg.
Total		1,045.5 Kg.

Tabla 2-4: Peso de las partes de la columna de la bomba

Descripción	Peso Unit.	Sub.-total
Eje N° 1 (60" x 1 15/16" Ø)	24 Kg.	24 Kg.
Eje N° 2 (67" x 1 15/16" Ø)	28 Kg.	28 Kg.
Eje N° 3 (72" x 1 15/16" Ø)	29 Kg.	29 Kg.
Eje N° 4 (89" x 1 15/16" Ø)	38 Kg.	38 Kg.
Arañas (03)	10 Kg.	30 Kg.
Tubo de 65"longitud x 10" (01)	129 Kg.	129 Kg.
Tubo de 71"longitud x 10" (02)	138 Kg.	276 Kg.
Total	554 Kg.	

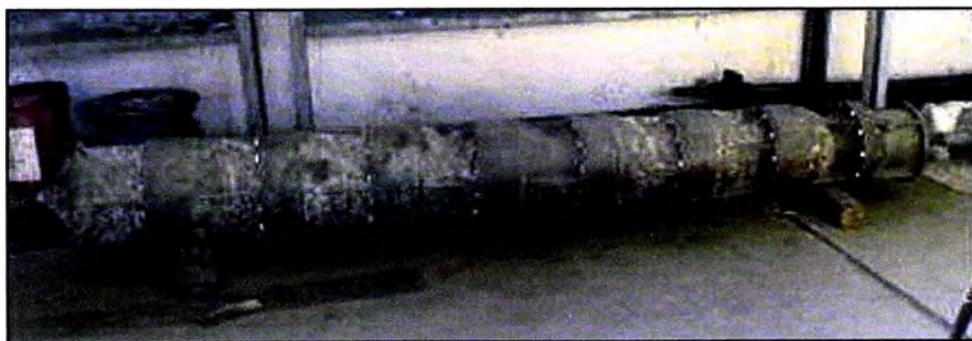


Ilustración 2-6: Bomba vertical.

2.2 TEORÍA DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS ROTATIVAS

Los movimientos oscilatorios son movimientos que se repiten en el tiempo. Por ejemplo el movimiento que realiza el péndulo de un reloj o el movimiento que realiza un péndulo torsional.

Una vibración es el movimiento periódico de un cuerpo o sistema de cuerpos interconectados que se mueven en torno a una cierta posición de equilibrio. Todos los cuerpos que poseen masa y elasticidad son capaces de vibrar. Todos los sistemas que vibran están sujetos en menor o mayor grado a amortiguamiento, lo cual determinará su comportamiento.

2.2.1 Clasificación de las vibraciones

Las vibraciones se clasifican en:

a. Vibraciones libres

Cuando el movimiento se mantiene debido a fuerzas restauradoras, como por ejemplo fuerzas gravitacionales o elásticas.

b. Vibraciones forzadas

Cuando las vibraciones son provocadas por una o varias fuerzas externas, periódicas o intermitentes, que se aplican al sistema; como por ejemplo: vibraciones causadas en una estructura por un motor con partes giratorias no balanceadas o excéntricas.

Ambos tipos de vibración pueden ser amortiguados o no amortiguados, dependiendo ello del grado de amortiguamiento del sistema. La vibración no amortiguada puede continuar en forma indefinida pues para su análisis se ignora la fricción.

2.2.2 Movimiento excitado armónicamente

Un sistema mecánico o estructural está bajo la acción de una vibración forzada cuando la energía externa es suministrada al sistema por una fuerza aplicada o una excitación de desplazamiento impuesta. La fuerza aplicada o la excitación de desplazamiento pueden ser de naturaleza armónica, no armónica pero periódica, no periódica o aleatoria.

La respuesta de un sistema a una excitación armónica es denominada respuesta armónica y depende básicamente de las siguientes propiedades:

- a. Debido a la masa y a los cambios de velocidad del sistema, la energía cinética del sistema puede incrementarse o disminuir en el tiempo.
- b. Los miembros elásticos del sistema son capaces de almacenar energía elástica.
- c. Los materiales que forma el sistema tienen características de amortiguamiento que podrían convertir una parte del trabajo o energía del sistema en calor.

a. Ecuación del movimiento

Si una fuerza actúa sobre un sistema masa - resorte viscosamente amortiguado como el que se muestra, la ecuación de movimiento puede ser obtenida usando la segunda ley de Newton:

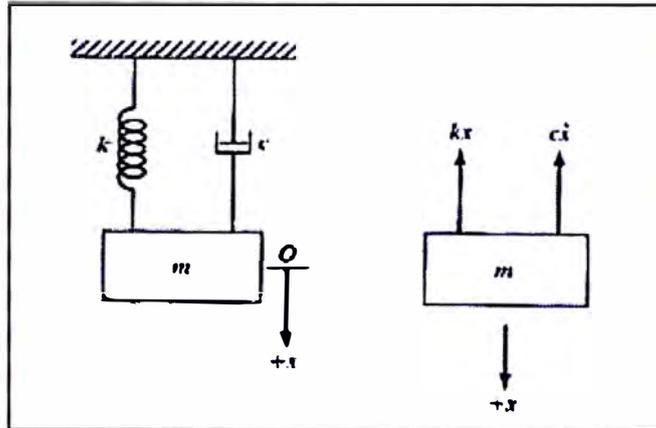


Ilustración 2-7: Sistema masa-resorte-amortiguador.

La ecuación diferencial de un sistema amortiguado bajo vibración forzada es:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F(t) \quad (2-1)$$

Si la función forzada $F(t)$ está dada por $F_0 \cos \omega t$, entonces:

$$m \ddot{x} + c \dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (2-2)$$

La solución completa está dada por, la suma de la respuesta en régimen transitorio más la respuesta en régimen estable o estacionario, y es de la siguiente manera:

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (2-3)$$

La solución homogénea $x_h(t)$ tiene la forma:

$$X_0 e^{-\xi \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_0) \quad (2-4)$$

La respuesta particular, también denominada forzada, tiene la forma:

$$X \cos(\omega t - \phi) \quad (2-5)$$

Luego, considerando un sistema subamortiguado $0 < \xi < 1$, la respuesta total será:

$$x(t) = X_0 e^{-\xi \omega_n t} \cos(\omega_d t - \phi_0) + X \cos(\omega t - \phi) \quad (2-6)$$

Donde:

- **Frecuencia natural del sistema**, Es la frecuencia que resulta al introducir un desplazamiento y/o una velocidad inicial a un sistema que está en posición de equilibrio y dejarlo vibrar libremente sin amortiguamiento. En sistemas mecánicos de un grado de libertad, su valor esta dado por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2-7)$$

Las frecuencias naturales no dependen del tiempo, ni de las condiciones iniciales del sistema. Sean cuales sean estas condiciones iniciales, el sistema siempre tendrá las mismas frecuencias naturales. La frecuencia natural se expresa en radianes/segundo (rad/seg.).

- **Frecuencia natural amortiguada**, Es la frecuencia que resulta al introducir un desplazamiento y/o una velocidad inicial a un sistema de un grado de libertad amortiguado y en posición de equilibrio, dejándolo vibrar libremente. No es la frecuencia natural propiamente; sin embargo, puede ser aproximadamente igual debido a relaciones de amortiguamiento (ξ) pequeñas, su valor esta dado por:

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (2-8)$$

- **Frecuencia de excitación (ω)**, Es la frecuencia asociada a una acción exterior actuante sobre el sistema mecánico en estudio.
- **Deflexión estática**, representa la deformación que tendría en caso de que actuara una estática de magnitud constante F_0 .

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k} \quad (2-9)$$

- **Ratio de amortiguamiento**, es el cociente entre el amortiguamiento del sistema (c) y el amortiguamiento crítico (c_0), su valor esta dado por:

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{k m}} \quad (2-10)$$

Constantes:

$$X = \frac{\delta_{st}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (2-11)$$

$$\phi = \tan^{-1}\left(\frac{2\xi r}{(1-r^2)}\right) \quad (2-12)$$

$$X_0 = \left[x_0^2 + \left(\frac{\xi \omega x_0}{\omega_d} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2-13)$$

$$\phi_0 = \tan^{-1}\left(-\frac{x_0 + \xi \omega x_0}{\omega_d x_0} \right) \quad (2-14)$$

Condiciones iniciales: x_0, \dot{x}_0

Debido al amortiguamiento la solución homogénea $x_h(t)$ desaparece luego de un cierto tiempo. Por ello se dice que ella constituye la parte transitoria de la respuesta total y durante su actuación se dice que el sistema está en régimen transitorio.

Luego de que desaparece la respuesta homogénea sólo quedará la respuesta forzada, por lo que es denominada como parte estacionaria de la respuesta. Entonces, la respuesta total está en su

régimen estacionario. En siguiente ilustración se muestra la respuesta total (línea continua) y la parte forzada de ella (línea de trazos) y que deviene, luego de un cierto tiempo, en única componente de la respuesta durante el régimen estacionario.

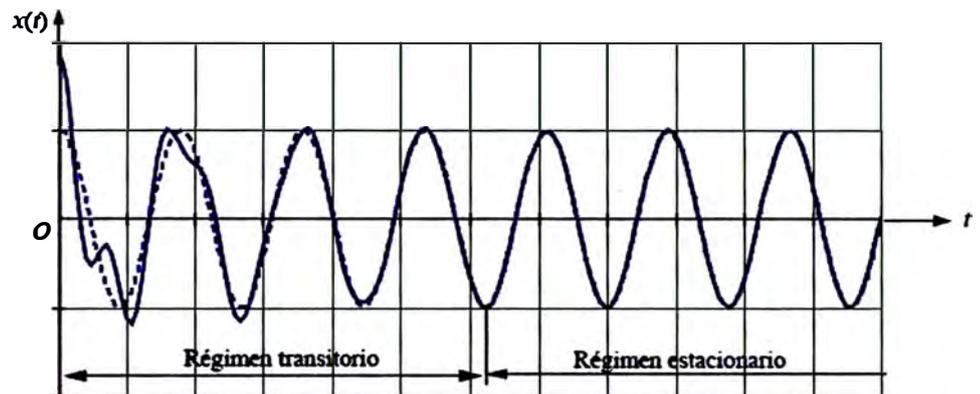


Ilustración 2-8: Gráfica de la respuesta total (línea continua) y de la parte forzada (línea de trazos).

La expresión (2-11) puede reescribirse de la siguiente manera:

$$\frac{X}{\delta_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\xi r)^2}} \quad (2-15)$$

Donde:

$$r = \frac{\omega}{\omega_n} \quad (2-16)$$

A la expresión (2-15) (X/δ_{st}) se le denomina factor de amplificación del sistema y muestra la relación x_{dir}/x_{est} , es decir, la relación entre la deformación dinámica que realmente ocurre y la deformación que se produciría en el caso de que la carga aplicada fuera estática.

La fuerza transmitida a la base está dada por [5]:

$$F_t(t) = k x(t) + c \dot{x}(t) \quad (2-17)$$

$$F_t(t) = k X \cos(\omega t - \phi) - c \omega X \text{sen}(\omega t - \phi) \quad (2-18)$$

La magnitud de la fuerza total transmitida F_t , está dada por [5]:

$$F_T = \frac{F_0 (k^2 + \omega^2 c^2)^{1/2}}{\left[(k - m\omega^2)^2 + (\omega c)^2 \right]^{1/2}} \quad (2-19)$$

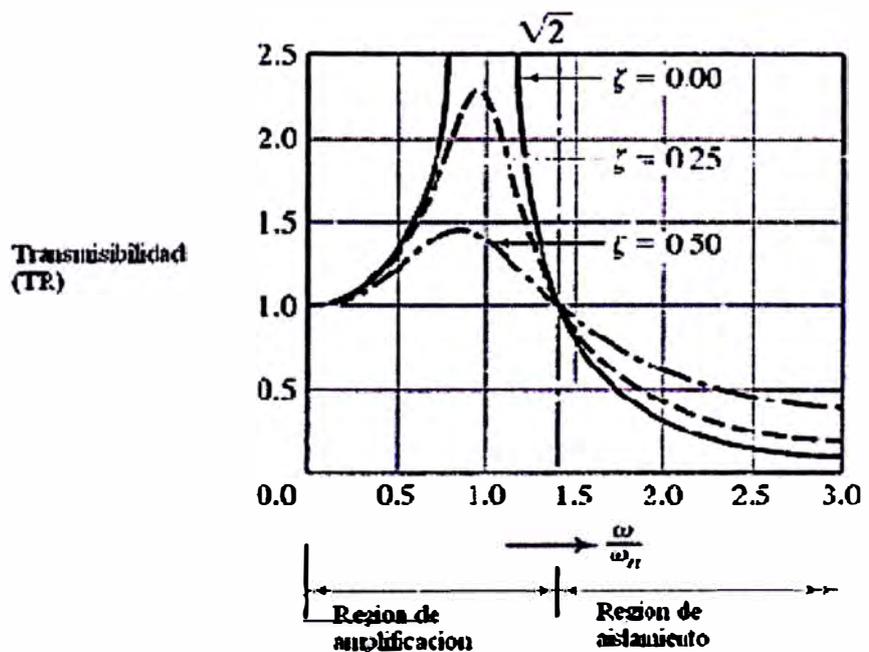
La transmisibilidad está definida como [5]:

$$TR = \frac{F_T}{F_0} \quad (2-20)$$

$$TR = \left[\frac{(k^2 + \omega^2 c^2)}{(k - m\omega^2)^2 + (\omega c)^2} \right]^{1/2} \quad (2-21)$$

$$TR = \left[\frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{1/2} \quad (2-22)$$

En la siguiente ilustración se muestra la relación entre la transmisibilidad (TR) y la relación de frecuencias (ω/ω_n).



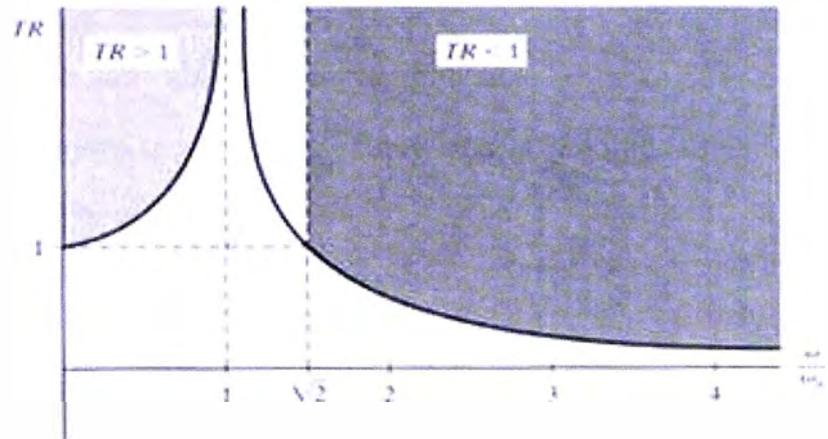


Ilustración 2-9: Variación de la transmisibilidad

En la ilustración anterior se puede apreciar que:

- Cuando la relación de frecuencias (r) se acerca a 1 (resonancia), la transmisibilidad (TR) alcanza valores peligrosamente altos.
- Para mantener un valor pequeño de la transmisibilidad TR las máquinas deberían operar a frecuencias mayores a su frecuencia natural.
- La magnitud de la fuerza transmitida puede ser reducida disminuyendo el amortiguamiento, pero evitando entrar en la zona de resonancia.
- Por encima de $r = \sqrt{2}$ la adición de amortiguamiento aumenta la fuerza transmitida.

2.3 VIBRACIÓN EN ESTRUCTURAS

La respuesta dinámica de un sistema estructural está relacionada con el amortiguamiento, de tal manera que, cuando mayor sea el amortiguamiento más rápido se reducirán las vibraciones.

Sin embargo, siendo el amortiguamiento del acero tan bajo, las estructuras de acero son las más vulnerables a problemas vibratorios. En la tabla siguiente se indican valores de amortiguamiento para algunos materiales en términos del porcentaje de amortiguamiento crítico.

Tabla 2-5: Factores críticos de amortiguamiento para algunos materiales

MATERIAL/CONDICIÓN	$\zeta(C/C_c)$
Piomo	0.02
Concreto	0.01
Madera contrachapada	0.06
Vidrio	0.02
Acero	0.01
Caucho sintético (SBR)	0.05 - 0.15
Caucho natural	0.01 - 0.05
Caucho de cloropreno (neopreno)	0.03 - 0.08
Caucho butílico	0.05 - 0.5
Alto amortiguamiento	0.5
Mediano amortiguamiento	0.25
Ligero amortiguamiento	0.05

Tabla extraída del libro ANALISIS DE VIBRACIONES II, Vibration Institute

Desde el punto de vista de análisis de vibraciones en estructuras, es necesario destacar que si el amortiguamiento es pequeño, su influencia sobre las frecuencias naturales del sistema se considera escasa [7].

Las estructuras modernas son más ligeras y tienen bajos coeficientes de amortiguamiento, pero las técnicas sofisticadas de análisis y diseño permiten diseñar estructuras lejos de la zona de resonancia. Por lo tanto los límites para las vibraciones tienen vital importancia para la integridad de la estructura. Sin embargo

aun cuando las vibraciones puedan ser intolerables para las personas, el riesgo de daño estructural para la misma vibración es pequeño.

Los límites para la vibración estructural puede ser clasificados de acuerdo al nivel de la intensidad de vibración o considerando el mayor rms mayor o el valor pico de la velocidad en cualquiera de los ejes principales.

2.4 NORMAS PARA VIBRACIONES

2.4.1 DIN 4150

El criterio para la aceptación del nivel de vibraciones se basó en la norma DIN 4150, Parte 3 (Tabla N° 1). El objetivo de esta norma es marcar los límites en las vibraciones a fin de que la estructura no pierda su función.

Tabla 2-6: Velocidades de vibración en estructuras sujetas a vibraciones de larga duración

Line	Type of structure	Guideline values for velocity, v , in mm/s, of vibration in horizontal plane of highest floor, at all frequencies
1	Buildings used for commercial purposes, Industrial buildings, and buildings of similar design	10
2	Dwellings and buildings of similar design and/or occupancy	5
3	Structures that, because of their particular sensitivity to vibration, cannot be classified under lines 1 and 2 and are of great intrinsic value (e.g. listed buildings under preservation order)	2,5

La estructura en análisis, según la norma DIN 4150, es del tipo 1 y para un funcionamiento normal de la motobomba, la velocidad de vibración admisible debe ser 10mm/s.

2.4.2 ISO 1940-1 (Requerimientos de calidad de balance de rotores rígidos)

Esta norma es ampliamente usada como referencia para la selección de la calidad del balance para un rotor rígido. Ha sido adoptada por la ANSI como S2.19-1975, la British Standard como BS 6861: Parte 1 y DIN como VDI 2060.

Para la selección del grado de calidad de balanceo (Número G) es de utilidad la tabla siguiente.

Tabla 2-7: Grado de calidad del balanceo

CALIDAD DEL BALANCEO	($e_{per} \cdot \omega$) en [mm/s]	TIPO DE ROTOR
G4000	4000	Cigüeñales de motores (diesel) marítimos de bajas revoluciones, montados sobre soportes rígidos y con un número de cilindros impar.
G1600	1600	Cigüeñales de motores de dos tiempos montados sobre soportes rígidos.
G630	630	Cigüeñales de motores de cuatro tiempos montados sobre soportes rígidos. Cigüeñales de motores (diesel) marítimos montados sobre soportes elásticos.
G250	250	Cigüeñales de motores (diesel) de cuatro cilindros y de alta velocidad, montados sobre soportes rígidos.
G100	100	Cigüeñales de motores (diesel) de seis o más cilindros y de alta velocidad. Cigüeñales de motores de combustión interna (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles.
G40	40	Ruedas y llantas de carros. Cigüeñales de motores de cuatro tiempos de alta velocidad (gasolina, diesel) sobre soportes elásticos y con seis o más cilindros.
G16	16	Ejes de hélices, ejes de transmisiones cardánicas. Elementos de máquinas agrícolas. Componentes individuales de motores (gasolina, diesel) para carros y ferrocarriles. Cigüeñales de motores de seis o más cilindros bajo requerimientos especiales.
G6.3	6.3	Elementos de máquinas procesadoras en general. Engranajes para turbinas de usos marítimo. Rodillos para máquinas papeleras. Ventiladores. Rotores de turbinas para la aviación. Impelentes para bombas. Máquinas herramienta. Rotores de motores eléctricos.
G2.5	2.5	Turbinas de gas y de vapor. Rotores rígidos para turbo generadores. Discos para computadoras. Turbo compresores. Bombas operadas por turbinas.
G1	1	Grabadoras de cinta magnética y tocadiscos convencionales. Máquinas trilladoras.
G0.4	0.4	Discos compactos, brocas, barrenas. Gróscopos.

2.5 GENERALIDADES DEL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El método de los elementos finitos (MEF) es un método numérico de resolución de ecuaciones diferenciales, para ello trabaja discretizando la estructura en elementos de forma variada, que se conectan entre sí mediante nodos.

El MEF convierte un problema definido en términos de ecuaciones diferenciales en un problema de forma matricial y proporciona el resultado correcto para un número finito de puntos llamados nodos e interpola posteriormente la solución al resto del dominio, dando como resultado una solución aproximada.

El conjunto de nodos forma una red, denominada malla, la cual está formada por retículos. Cada uno de los retículos contenidos en dicha malla es un "elemento finito". El conjunto de nodos se obtiene dividiendo o discretizando la estructura en elementos de forma variada (pudiendo ser superficies, volúmenes y barras).

En los últimos años, este método ha sufrido un gran desarrollo debido a los avances informáticos, creándose un sinnúmero de programas o códigos destinados a realizar cálculos en los más variados campos de la ingeniería. NASTRAN, es uno de los más generales y sofisticados programas de cálculo de estructuras por el MEF. Este programa tiene aplicaciones en diferentes áreas de la ingeniería, permitiendo realizar análisis estructurales, termodinámicos, etc.

2.5.1 Cómo trabaja el método de los elementos finitos

Para llevar a cabo un cálculo mediante un programa MEF las tareas se dividen en:

a. Pre proceso y generación de la malla

El paso de pre proceso, en un análisis de elementos finitos, describe y define el modelo. El pre proceso o definición del modelo es uno de los pasos más críticos. En este paso se definen:

- El dominio geométrico del problema (Geometría);
- El tipo de elemento para modelar el problema;
- Las propiedades de material en el elemento elegido;
- Las propiedades geométricas del elemento;
- Las restricciones físicas (Condiciones de borde);
- Las cargas.

Una vez realizado los pasos arriba mencionados, se procede a tomar un conjunto de funciones, las cuales definen de manera única, el campo de desplazamiento dentro de cada elemento finito.

Estas funciones de desplazamiento definirán, de manera única, el estado de deformación del elemento en función de los desplazamientos nodales.

Estas deformaciones, junto con las propiedades constitutivas del material, definirán el estado de tensión en todo el elemento y por consiguiente en sus contornos.

Se determina un sistema de fuerzas concentradas en los nodos, tal que equilibre las tensiones en el contorno resultando así una relación entre fuerzas y desplazamientos de la forma $F = K \cdot u$, que como vemos es similar a la del cálculo matricial.

b. Análisis del sistema de ecuaciones

Durante la etapa de cálculo, el programa de elementos finitos ensambla las ecuaciones algebraicas que gobiernan el problema en forma de matrices y calcula las incógnitas primarias (desplazamientos nodales en el caso de un análisis estructural). Estos valores son usados para calcular variables adicionales, como fuerzas de reacción, esfuerzos etc.

A menudo para representar un modelo de elementos finitos se usa gran cantidad de ecuaciones (del orden de mil ecuaciones o más), que pueden ser resueltas con algoritmos para la resolución de sistemas de ecuaciones lineales.

c. Post proceso

Esta etapa agrupa el análisis y la evaluación de los resultados. Comúnmente un programa de elemento finito contiene rutinas usadas para ordenar, imprimir y mostrar bajo un código de colores los resultados obtenidos de la solución.

2.5.2 Tipos de materiales

La definición de los materiales es uno de los puntos más importantes en el modelamiento por elementos finitos.

Básicamente se consideran dos tipos de materiales:

Isotrópicos: Material con propiedades independientes de su orientación geométrica.

Anisotrópicos: Material cuyas propiedades requieren de la definición de la orientación.

Para el análisis dinámico todos los materiales se considerarán del tipo isotrópico y homogéneo, ya que el análisis de vibraciones en estructuras de acero se considera el comportamiento de los materiales en el rango lineal.

Las principales propiedades requeridas por un material isotrópico son:

- Módulo de Young.
- Módulo de Poisson.
- Módulo de Cortante.

Para realizar un análisis modal se requiere del uso de la densidad de masa y del coeficiente del amortiguamiento (aunque puede ser considerado igual a cero cuando el amortiguamiento es muy pequeño).

En la mayoría de software para el análisis MEF, se requiere el ingreso de otras características como el coeficiente de expansión térmica, el coeficiente de conductividad o el calor específico entre otros.

2.5.3 Tipos de propiedades

Las propiedades son utilizadas para definir información adicional para los elementos en análisis. Si bien la mayoría de propiedades son de carácter geométrico (espesor, área, etc.) otras incluyen, además, inercia, rigidez o masa.

Dentro de las principales propiedades tenemos:

a. Propiedades del elemento viga

La propiedad más importante del elemento viga es su sección transversal. Relativamente más pequeña comparada con su longitud y su orientación específica de acuerdo a un vector elegido adecuadamente. Además de la correcta orientación espacial de la sección del elemento, se requieren de las siguientes cantidades: Área de la sección transversal, momentos de inercia, puntos de recuperación de esfuerzos y factor de rigidez torsional.

Estos valores son generalmente proporcionados por el software una vez definida la orientación y la sección de la viga.

b. Propiedades del elemento placa

El elemento placa solamente necesita que se especifique el espesor. La consideración al respecto del vector de orientación es de cuidado cuando se consideran cargas de presión.

c. Propiedades del elemento sólido

El elemento sólido se encuentra definido por su geometría, así que las únicas propiedades a considerarse serían el material y la orientación.

d. Propiedades del elemento masa

Para un análisis estático solo basta con considerar el valor de la masa concentrada. Sin embargo, para realizar un análisis dinámico se requiere que además se ingresen los momentos de inercia del elemento masa que corresponden al elemento que representa. Este punto tiene especial cuidado debido a que se pueden obtener modos

de vibración incorrectos al ignorar esta observación. Los momentos de inercia pueden ser calculados por diversos software en un modelo CAD del sólido, sin embargo cuando se trata de equipos más complicados es conveniente contar con los datos proporcionados por el fabricante. También se pueden considerar modelos iniciales aproximados que sólo tomen el valor de la masa concentrada y comprobar los resultados obtenidos con los datos proporcionados por las mediciones de campo, esta validación nos da una indicación de la influencia de estos detalles en el comportamiento dinámico general del sistema.

e. Propiedades del elemento resorte

Los elementos resortes son una herramienta útil para representar las restricciones del sistema, así como también para representar un resorte físico en un sistema. La única propiedad que se necesita indicar en este elemento es la rigidez, que puede ser axial o torsional. Algunos modelos más complejos requieren el ingreso de la rigidez para cada uno de los seis grados de libertad.

f. Propiedades del elemento amortiguador

Los elementos amortiguadores se usan para representar el amortiguamiento de los dispositivos físicos en un sistema. La consideración de estos elementos es importante para un análisis dinámico. Estos elementos pueden ser utilizados para modelar absorbedores de vibración o amortiguamiento continuo entre dos superficies.

2.5.4 Tipos de elementos finitos

La elección del elemento finito a utilizar está relacionada con el tipo de modelamiento. En la ilustración siguiente se señalan los tipos más comunes de modelamiento utilizados en el análisis MEF.

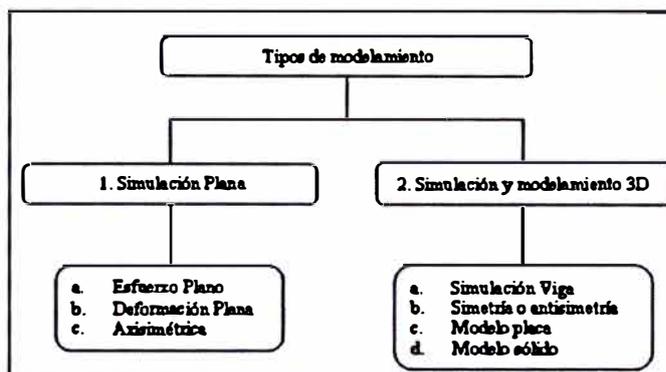


Ilustración 2-10: Tipos de modelamiento más usados para FEA.

Por lo general, las técnicas de análisis para un caso particular idealizan la realidad, haciendo uso de modelos simples considerando en un primer momento las simulaciones planas y pasando luego a un análisis 3D, cuando se requiere de mayor precisión. A continuación describiremos brevemente las técnicas más usadas en el modelamiento por elementos finitos:

a. Modelamiento de esfuerzo plano

Este modelamiento considera que no existen componentes normales del esfuerzo en el plano de acción. Esto es, en miembros con una dimensión Z pequeña comparada con las dimensiones del plano X y Y, y cuyas cargas actúan solo en el plano XY.

b. Modelamiento de deformación plana

En este modelamiento la profundidad del elemento es más larga comparada con su sección, debido a esto se asume que la

deformación normal de la sección transversal modelada es cero. En estos modelos la profundidad no es una cantidad requerida debido a que la carga puede ser ingresada en unidades por longitud. Estos modelos son mayormente usados en el campo de la ingeniería civil.

c. Modelamiento axisimétrico

Estos modelos son construidos de una sección que gira 360° alrededor de un eje de rotación.

Las idealizaciones para un modelo axisimétrico requieren analizar varios casos para juzgar la influencia de los diversos elementos que forman una pieza, es decir, en algunas ocasiones la presencia de agujeros por ejemplo no afectan la distribución de esfuerzos en una pieza.

d. Modelamiento Viga

La estructura viga es la más simple y el modelo de elemento finito más eficiente. Este modelamiento es usado para modelar estructuras como vigas, cuando la longitud del miembro estructural es más largo comparado con su sección transversal.

El elemento viga es un elemento sometido a fuerzas de tracción, compresión y momentos flectores.

El modelamiento viga permite realizar análisis generales y proporciona datos de entrada para elaborar modelos más detallados.

Existen dos tipos de elementos viga, diferenciados fundamentalmente en su capacidad para transmitir momentos.

- a. Elemento Barra: Este elemento no transmite momentos y por lo tanto no presenta flexión, siendo así que un componente puede ser representado por un solo elemento. Este elemento solo transmite cargas axiales.
- b. Elemento Viga: Este elemento es aquel que transmite momentos y que además de las propiedades de la sección presenta una orientación, con un eje neutro paralelo a un eje principal X. Para que un miembro estructural sea modelado como elemento viga, una de sus dimensiones debería ser más grande que las otras, por regla general una 10 veces.

Un punto importante es la orientación de la sección de la viga, debido a que a pesar de que dos secciones tengan igual área, su orientación limitará la carga que puedan soportar.

- e. Modelamiento Simetría

El modelamiento por simetría puede ser usado en cualquier caso con gran éxito. Permite acortar los tiempos de análisis y proporciona soluciones más precisas, en el caso de un análisis estático.

La carga total aplicada a un modelo simétrico debería ser dividida por el número de planos de simetría usado. Si se tiene un plano de simetría, se requiere la mitad de la carga total. La única excepción en el caso de la carga, lo representan las cargas de presión.

Las restricciones sobre un modelo simétrico deben ser tales que garantizan tangencia y continuidad en el plano de corte así como en la otra parte del modelo.

f. Modelamiento Placa

Los términos placa o cáscara, son usados para definir estructuras de pared delgada. Las placas son estructuras de superficie plana con un espesor muy pequeño comparado con sus otras dimensiones.

El modelamiento de elementos placa usualmente es realizado por cuadriláteros o triángulos. Una malla con cuadriláteros es más precisa que una malla con triángulos de similar densidad.

Los triángulos son usados, en regiones con transición gradual o de contornos irregulares. También se puede hacer uso de elementos de mayor orden para mejorar la precisión del modelo.

En algunas circunstancias un modelo placa proporciona resultados más rápidos, además de un modelo más flexible a cambios que otros tipos de modelamiento.

g. Modelamiento Sólido

Esta técnica es una de las técnicas más usadas en la actualidad, sin embargo, el uso de otras técnicas puede proporcionar resultados más rápidos y precisos.

Como guía se puede considerar que si una pieza o sistema no puede ser modelado con un modelo plano, modelo viga o un modelo placa, entonces el modelamiento sólido sería usado.

h. Otros elementos

Además de los elementos considerados previamente, existen otros elementos especiales en la mayoría de software MEF que facilitan el modelamiento y las idealizaciones.

- a. Elemento Resorte: Es el elemento especial más usado, con él se representa generalmente resortes que pueden ser axiales o torsionales. Es utilizado para modelar soportes flexibles y para calcular reacciones en soportes inclinados. En la mayoría de software se requiere solo de un dato que es la rigidez K . Dentro de estos resortes existe la opción de 1GDL (Un grado de libertad) que permite la actuación del resorte en una traslación o rotación especificada.
- b. Elemento Amortiguador: Este elemento es usado principalmente en un análisis dinámico, también pueden ser axiales o torsionales. Aunque los programas actuales de elementos finitos presentan otras maneras de considerar el amortiguamiento del material y el amortiguamiento estructural.
- c. Elemento Masa: Este elemento se usa para representar la masa de un componente del sistema, con este elemento se representa motores en autos, bombas y motores eléctricos sobre maquinaria, etc.

Estos elementos están posicionados en el espacio en su respectivo centro de gravedad, y están directamente unidos a los nodos del mallado a través de elementos rígidos, tal y como se aprecia en la ilustración siguiente.

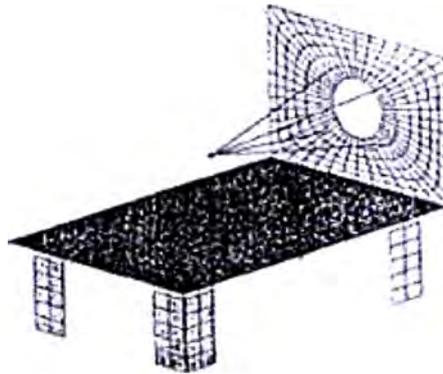


Ilustración 2-11: Elemento masa unido con elementos rígidos.

- d. Elemento Rígido: Son elementos de conexión entre los grados de libertad de un nodo con los grados de libertad de uno o más nodos. Es decir, existe un nodo independiente y nodos dependientes. La inclusión de estos elementos en el modelo, no agrega masa al sistema, pero si pueden afectar la rigidez del mismo.

2.5.5 Condiciones de borde

Las condiciones de borde de un modelo son todas esas condiciones del entorno que no han sido modeladas. Están representadas por las restricciones.

Las restricciones son típicamente consideradas como reacciones a las cargas aplicadas. La incorrecta definición de las condiciones de contorno puede determinar dos tipos de modelos:

- a. Modelos sobre restringidos: Estos modelos se originan debido a la consideración de restricciones redundantes o al acoplamiento de deformación en 2D o 3D.

Una restricción redundante puede tener un efecto considerable sobre la rigidez local o global de la estructura.

El acoplamiento de la deformación se debe a la acción del ratio de Poisson, por el cual la deformación en una dirección es dependiente de la deformación en las otras direcciones, observándose inconsistencia en los resultados finales obtenidos.

- b. **Modelos Sub restringidos:** En estos modelos se originan por la consideración de muy pocas restricciones, es decir se ignoran uno más grados de libertad espaciales. En algunas ocasiones cuando las partes no se modelan y en su lugar se establecen condiciones de borde insuficientes se producen este tipo de modelos, en todo caso siempre debería preguntarse si los resultados obtenidos son los realmente esperados bajo la configuración de carga establecida.

Las condiciones de contorno son definidas en el sistema de coordenadas establecidas por el software o el usuario, en general se tienen tres grados libertad en traslación conocidos como: T1, T2 y T3 y tres grados de libertad de rotación conocidos como R1, R2 y R3.

2.5.6 Definición de las cargas

Las cargas generalmente están representadas por fuerzas, momentos, presiones, temperaturas o aceleraciones. Sin embargo con la finalidad de darle mayor claridad a la metodología, las cargas introducidas al sistema por la operación de las máquinas serán consideradas de forma separada.

La consideración de las cargas es un aspecto muy importante en el modelamiento, toda carga está compuesta de cuatro componentes:

- La magnitud.
- La orientación.

- La distribución.
- La dependencia con respecto al tiempo.

La magnitud de la carga se determina de acuerdo a la configuración del sistema. Es decir puede estar compuesta por elementos sobre el sistema considerado, constituyendo una carga constante sobre la estructura. Estas cargas a veces no son fáciles de ser determinadas, siendo necesario en algunas ocasiones hacer uso de los DCL (diagrama de cuerpo libre) o de procesos iterativos para determinarlas.

La orientación de la carga está relacionada con el sentido de acción de acuerdo al sistema de coordenadas considerado para el modelamiento.

La distribución de la carga puede ser de las siguientes maneras:

- Uniforme: Estas cargas pueden representas cargas ocasionadas por partes del sistema que pueden ser expresadas como tales sobre el modelo.
- Por unidad de longitud: Este tipo de cargas son definidas por unidad de longitud y pueden representar en algunos casos la acción del viento.
- Interpolada: Esta carga varía de acuerdo a puntos seleccionados sobre la superficie. El ajuste de interpolación puede hacerse de forma lineal o cuadrática.
- Definida por una función: Basadas en ecuaciones definidas por el usuario y definidas de acuerdo al sistema de coordenadas usado.

La gran variedad de cargas a considerar pueden ser aplicadas de diversas formas: fuerzas, momentos, aceleraciones, temperaturas, presiones. También se pueden representar como excitaciones periódicas.

CAPITULO 3

FALLAS FRECUENTES A LA VELOCIDAD DE OPERACIÓN

El porcentaje de ocurrencia de las fallas frecuentes a la velocidad de operación se muestra en la Tabla 3-1.

A continuación comentaremos algunos de estos problemas:

3.1 DESBALANCE

El desbalance de masas se presenta cuando el centro geométrico del eje (línea central del eje) y el centro de masas de un rotor no coinciden. El desbalance es una falla a una vez por revolución, es decir, ocurre a la frecuencia de giro del rotor y genera una onda sinusoidal perfecta. Algunas veces es confundido con el desalineamiento, sin embargo, el desbalance causa una fuerza rotativa mientras que la fuerza de desalineamiento es direccional.

3.2 DESALINEAMIENTO

El desalineamiento se presenta cuando los ejes de giro de 2 partes, que se acoplan entre sí, no coinciden. El desalineamiento puede ser angular, paralelo o una combinación de ambos

3.3 RESONANCIA

Cuando la frecuencia de una fuerza de excitación es igual o cercana a una frecuencia natural del sistema, es definido como resonancia. Si la resonancia es causada por una máquina rotativa se le llama velocidad crítica. El funcionamiento de una máquina cerca de una frecuencia natural amplifica la vibración (comportamiento resonante).

Cuando la amplitud de la vibración en una dirección es considerablemente más alta que las otras direcciones, a la misma frecuencia, se puede tratar de una resonancia. Este fenómeno, se aprecia como un pico elevado en el dominio de la frecuencia.

3.4 FAJAS Y POLEAS

Los problemas de vibración en una transmisión por fajas y poleas están relacionadas con la forma ovalada de la polea o porque el diámetro exterior de las ranuras para las fajas no es concéntrico con el agujero central de la polea. Esta excentricidad de la polea causa el estiramiento momentáneo de las fajas, ocasionando las frecuencias de vibración.

3.5 RODAMIENTOS

Cuando las billas o rodillos pasan sobre un defecto en las pistas, se generan pulsos como resultado de una combinación de las frecuencias de los rodamientos.

3.6 CAVITACIÓN

La cavitación es un fenómeno que aparece en el fluido que circula dentro de una bomba y consiste en la evaporación del fluido a la temperatura ambiente debido a una reducida presión [6].

Comúnmente genera altos niveles de vibración en las direcciones axiales y horizontales de los cojinetes.

3.7 VENTILADORES

Los ventiladores son máquinas que presentan gran cantidad de problemas de vibraciones. Además de los problemas de desbalance, desalineamiento, resonancias, fajas y poleas, rodamiento, etc. Se presentan fenómenos descritos como “rugido” de ductos. Estas vibraciones de baja frecuencia, menos de 100 Hz, pueden sentirse en las paredes o pisos. El origen de estos fenómenos transmitidos a través de los ductos, tienen su origen en problemas mecánicos como la resonancia, es decir la vibración mecánica crea ruido con un espectro y rango de frecuencia característicos.

3.8 GIRO DE ACEITE

Es una característica de los rodamientos de película de aceite, donde el aceite gira internamente en dirección opuesta y alrededor de un valor de 45% o menos de la velocidad de rotación. La solución de este problema está relacionada con el incremento de la carga, o de manera temporal incrementando la viscosidad del aceite o introduciendo un pequeño desalineamiento. Las excesivas tolerancias también pueden ocasionar el giro de aceite y en el caso severo ocasionar rozamiento en el interior del rodamiento.

3.9 VIBRACIONES SIMPÁTICAS

Cuando máquinas de similares características se encuentran montadas en línea o muy cercanas, las vibraciones producidas por la operación de una máquina pueden excitar a las otras que se encuentran en reposo.

Las vibraciones producidas se transmiten a través del soporte común que tienen estas máquinas. Por esta razón una manera de evitar que estas vibraciones deterioren los rodamientos de las máquinas en reposo, consiste en rigidizar las estructuras de soporte individuales, o aislar las máquinas colocando una superficie aislante entre éstas y el piso de soporte general.

3.10 ENGRANAJES

Las fallas en los engranajes se general debido al contacto de los dientes de los engranajes defectuosos. Estos pulsos modulan la frecuencia de los engranajes, típicamente mayores de 100 Hz.

Las amplitudes de las vibraciones generadas son dependientes de la carga, y aumentan con el desgaste. El monitoreo de los cambios observados en estas amplitudes permiten predecir la falla en los engranajes.

3.11 TUBERÍAS

Los problemas de vibraciones en tuberías están relacionados con las frecuencias naturales de las tuberías o con las frecuencias de la fuente de excitación (máquinas). Estas vibraciones pueden ocasionar fracturas por fatiga en puntos de alta concentración de esfuerzos. En algunos casos el análisis del espectro proporciona la fuente de la vibración, para solucionar estos problemas se requiere realizar el balanceo o alineamiento respectivo, la instalación de acoples flexibles o la rigidización de los soportes de las tuberías.

3.12 EJE DOBLADO Y ROTOR ARQUEADO

El fenómeno del eje doblado y rotor arqueado describen básicamente el mismo fenómeno. Este fenómeno aparece en máquinas que permanecen en reposo por

largo periodo de tiempo, ocasionando que el peso de rotor cause la deflexión del eje.

3.13 SOLTURAS

Los componentes mecánicos sueltos causan impactos que pueden ser identificados en el espectro de vibraciones a una vez por revolución. La manera como la máquina está apoyada puede causar vibraciones de distinto orden. Los órdenes cerca de las frecuencias de resonancia tienen las magnitudes más elevadas porque las fuerzas se amplifican con la resonancia.

3.14 MAQUINARIA CON PATA COJA

Este fenómeno se produce por la variación del nivel de vibración debido a la soltura de uno o más pernos de anclaje de una máquina. Cuando los pernos de anclaje no se encuentran en el mismo plano y luego son ajustados se produce la distorsión de la carcasa y problemas de desalineamiento.

3.15 PULSOS

El pulso se produce por la interacción de dos fuentes separadas de vibración, que producen una nueva vibración que tiene una frecuencia propia, que viene a ser la diferencia de las frecuencias componentes. Este fenómeno es característico de máquinas que rotan casi a la misma velocidad a una distancia cercana.

3.16 VIBRACIONES TORSIONALES

La vibración torsional es un giro oscilatorio de un eje y está presente en todas las máquinas reciprocantes. También se presenta el fenómeno de resonancia cuando la frecuencia natural torsional coincide con la frecuencia de las fuerzas torsionales forzadas.

3.17 PASO DE ASPAS

Este fenómeno se produce por la frecuencia de paso de aspas o alabes en máquinas que transportan fluido como bombas y ventiladores. Esta frecuencia es igual al producto de la velocidad de rotación por el número de álabes. Esta frecuencia no representa un problema excepto que excite alguna frecuencia de resonancia estructural o cause un problema acústico sobre ventiladores.

Tabla 3-1: Fallas frecuentes a la velocidad de operación y su porcentaje aproximado de ocurrencia. [5]

Causa de la vibración	Porcentaje
Desbalance	40
Desalineamiento	30
Resonancia	20
Fajas y poleas	30
Rodamientos	10
Vibraciones del motor	8
Cavitación en bombas	2
Ventiladores y turbulencia en ductos	5
Giro de aceite	2
Vibraciones simpáticas	3
Engranajes	2
Tuberías	3
Eje curvado/motor inclinado	3
Solturas	5
Pata coja	5
Pulsos	2
Vibraciones torsionales	2
Paso de aspas	3

Nota Los porcentajes no suman 100% debido a la combinación de problemas. Varios problemas de vibración podrían existir en una máquina, pero generalmente uno es dominante.

CAPITULO 4

MODELAMIENTO DEL SISTEMA Y SIMULACIONES

4.1 DEFINICIÓN DE LOS MATERIALES

Los elementos estructurales utilizados en el modelo de simulación numérica son de acero ASTM A-36, con las siguientes propiedades físicas¹:

- Densidad (ρ) $7.86 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
- Módulo de Elasticidad (E) $2.1 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$
- Módulo de Poisson (ν) 0.3
- Esfuerzo de Fluencia 250 N/mm^2

4.2 DEFINICIÓN DE PROPIEDADES

Para simular el comportamiento estructural de la casa de máquinas por el MEF, la estructura se modelo como un arreglo espacial de elementos tipo viga, cuyas propiedades se presentan en la tabla 4.1.

Los equipos, llámese: radiador, motor diesel, caja de transferencia de velocidades y bomba vertical, se han modelado como elementos de tipo masa tal y como se puede apreciarse en la ilustración siguiente.

¹ Extracto sacado de la Norma A 36/A 36M – 01 Standard Specification for Carbon Structural Steel.

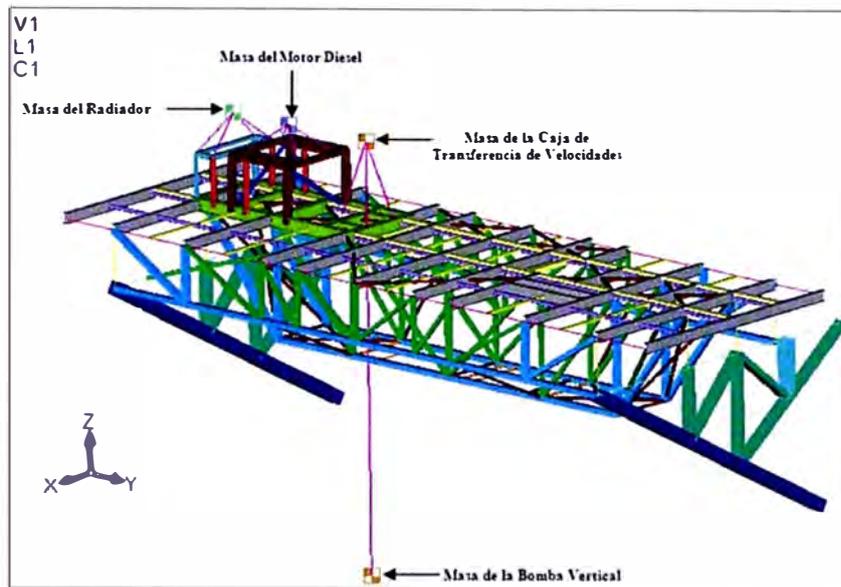


Ilustración 4-1: Arreglo espacial de la estructura del sistema contra incendios.

Tabla 4-1: Perfiles utilizados en el modelo de simulación numérica

1		: W 27 " x 84 #
2		: W 8 " x 40 #
3		: 2C 10 " x 8 mm
4		: 2C 10 " x 4 " x 8
5		: 2C 6 " x 4 " x 8 mm
6		: 2C 3 " x 3 " x 6 mm
7		: 2C 6 " x 6 " x 8 mm
8		: 2C 2 " x 2 " x 6 mm
9		: 2L 2 " x 2 " x 6 mm
10		: W 8 " x 20 #
11		: L 6 " x 6 " x 8 mm
12		: 2L 2 " x 2 " x 6 mm
13		: S 3 " x 5.7 "
14		: O 120 mm
15		: O 60 mm
16		: 2C 6 " x 4 " x 6 mm
17		: L 4 " x 4 " x 6 mm
18		: W 10 " x 21 #
19		: C 2 " x 6 " x 6 mm

4.3 CONDICIONES DE BORDE

La estructura del sistema contra incendio esta unida firmemente a dos pilotes del muelle que se encuentran anclados al lecho marino. Por lo tanto, la unión de la estructura con los pilotes, se considerará como empotrada, con restricción al movimiento en los seis grado de libertad: Traslación X, Traslación Y, Traslación Z, Rotación en X, Rotación en Y y Rotación en Z.

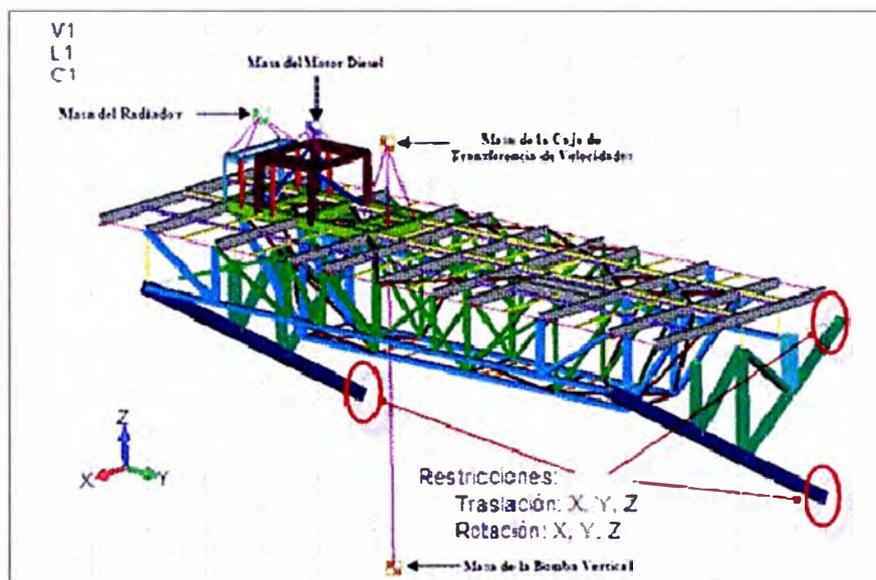


Ilustración 4-2: Restricciones en la estructura.

4.4 DEFINICIÓN DE LAS CARGAS

Las fuerzas consideradas, son las fuerzas de desbalance presentes en el motor de combustión interna (F_{md}) y en la bomba vertical (F_{bv}).

Ambas se determinaron considerando la norma VDI 2056.

Se consideró la dirección más desfavorable para la aplicación de las fuerzas. En tanto las magnitudes de las fuerzas en el motor de combustión interna y en la bomba vertical se calculan de la siguiente forma:

Motor diesel

RPM del motor diesel

$$\Omega_{md} = 1800 \text{ rpm}$$

Masa del cigüeñal

$$Masa_{cmd} = 800 \text{ kg}$$

Desbalance admisible del motor diesel según ISO 1940-1.

$$G_{md} = 40 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Fuerza máxima de desbalance

$$F_{dmd} = Masa_{cmd} \times G_{md} \times \Omega_{md} = 6.023 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{dmd} = 6.023 \times \text{sen}(188.5t) \text{ KN}$$

Bomba vertical

RPM de la bomba vertical

$$\Omega_{bv} = 1800 \text{ rpm}$$

Masa del rotor de la bomba

$$Masa_{bv} = 600 \text{ kg}$$

Desbalance admisible de la bomba vertical según ISO 1940-1.

$$G_{bv} = 6.3 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Fuerza máxima de desbalance

$$F_{dbv} = Masa_{bv} \times G_{bv} \times \Omega_{bv} = 712.5 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{dbv} = 712.5 \times \text{sen}(188.5t) \text{ KN}$$

4.5 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DINÁMICO MEDIANTE SIMULACIÓN NUMÉRICA

Este análisis tiene la finalidad de asegurar que el sistema no presenta resonancia. Esto es, asegurarnos que la frecuencia excitatriz no coincide con alguna frecuencia natural del sistema o que se encuentre en el dominio de las mismas.

Realizaremos un análisis modal con el cual determinaremos las frecuencias naturales y los modos naturales de vibración.

Las frecuencias naturales de una estructura son las frecuencias en las que la estructura, naturalmente, tiende a vibrar si se somete a una perturbación.

Por otro lado la forma deformada de la estructura a una frecuencia natural de vibración se llama modo natural de vibración. Cada modo de vibración está asociado con una frecuencia natural de vibración.

En primer lugar identificaremos el dominio de las frecuencias naturales de la casa de máquinas.

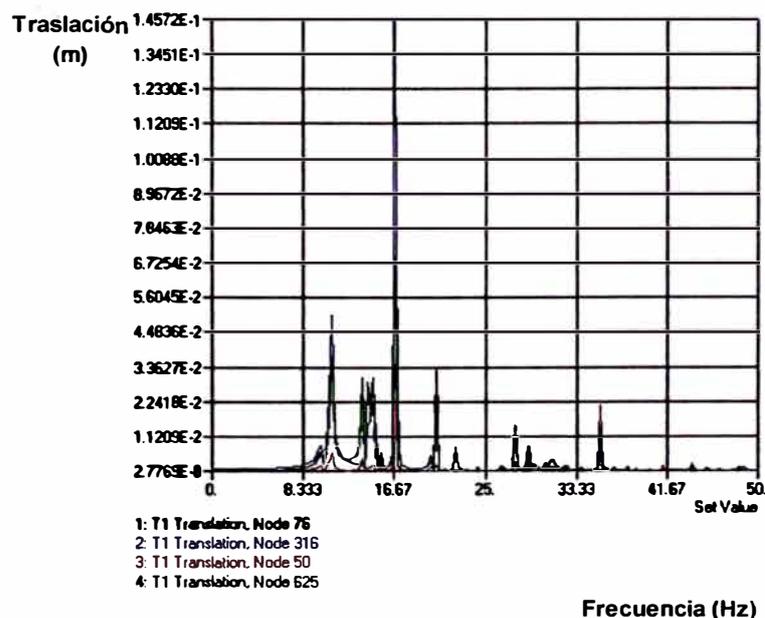


Ilustración 4-3: Rango de frecuencias de 0 – 50 Hz en el eje X (Horizontal)

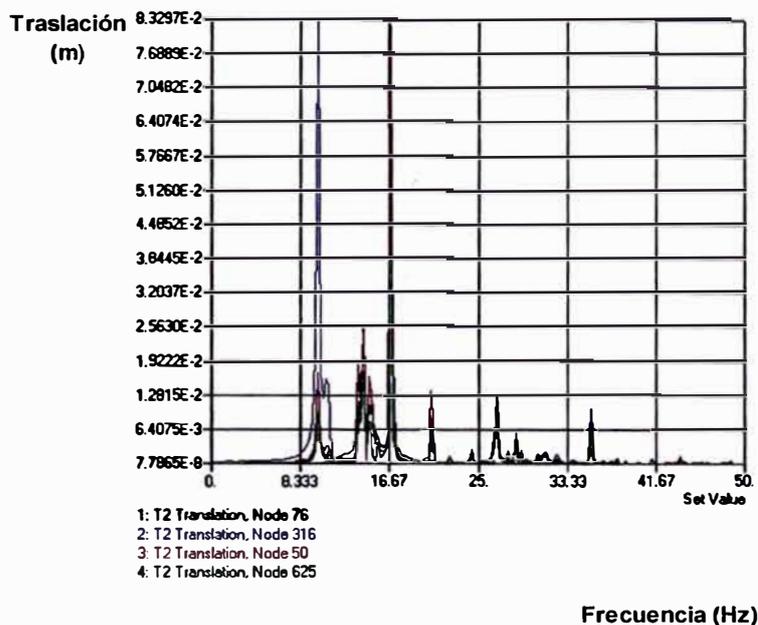


Ilustración 4-4: Rango de frecuencias de 0 – 50 Hz en el eje Y (Axial)

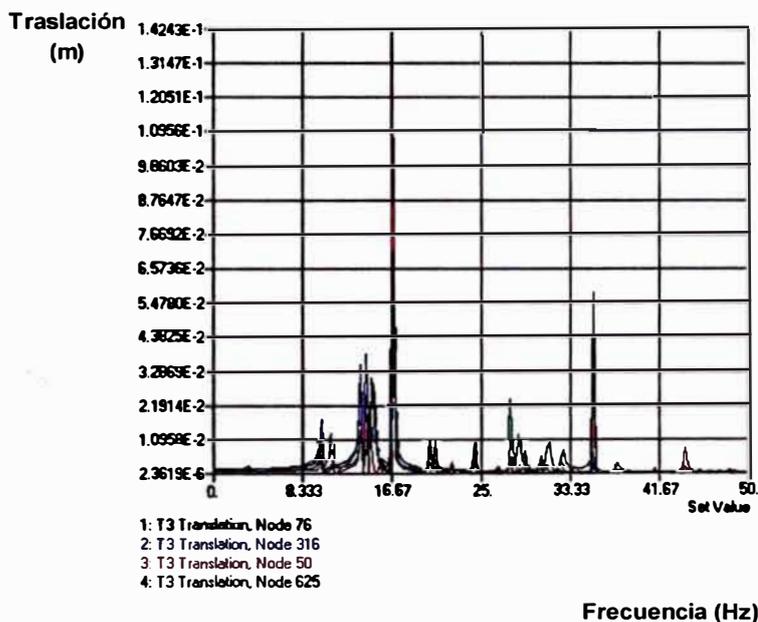


Ilustración 4-5: Rango de frecuencias de 0 – 50 Hz en el eje Z (Vertical)

Las frecuencias naturales obtenidas del análisis modal se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 4-2: Frecuencias naturales del modelo de simulación numérica

FRECUENCIA NATURAL	F1 (Hz)	F2 (Hz)	F3 (Hz)	F4 (Hz)	F6 (Hz)	F7 (Hz)	F9 (Hz)	F63 (Hz)	F90 (Hz)	F93 (Hz)	F111 (Hz)	F158 (Hz)	F226 (Hz)	F301 (Hz)	F388 (Hz)	F449 (Hz)	F471 (Hz)	F648 (Hz)
Modelo	1.81	3.19	9.95	10.91	14.32	14.80	15.50	25.50	31.13	35.49	37.63	44.04	53.09	61.06	76.62	85.93	90.93	131.24

En segundo lugar identificaremos los modos de vibración natural más importantes de la casa de máquinas.

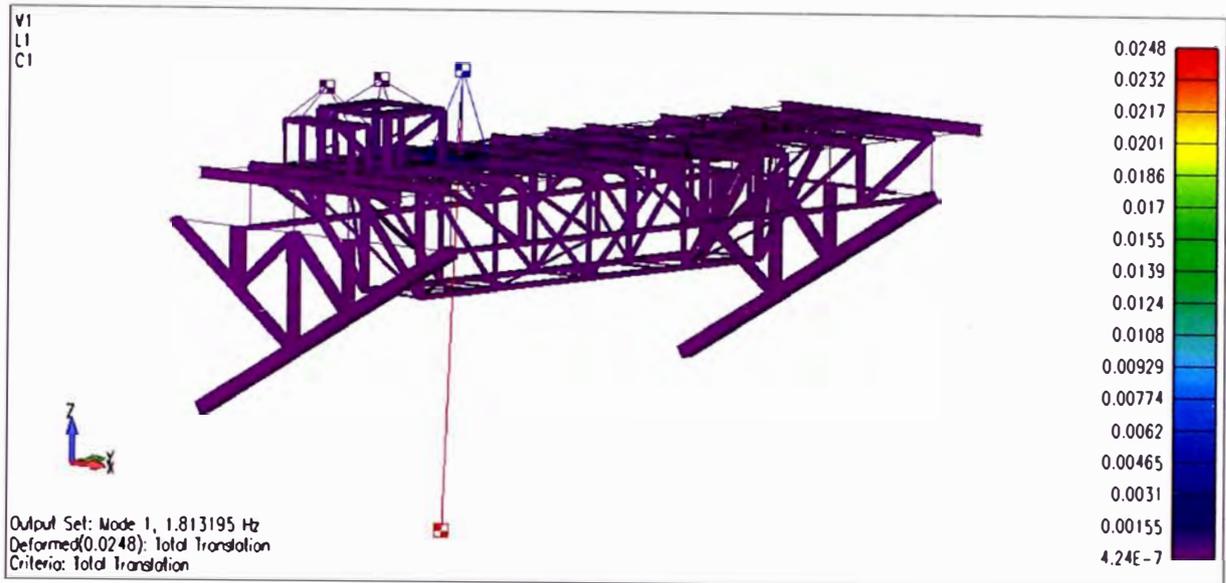


Ilustración 4-6: Primer modo de vibración

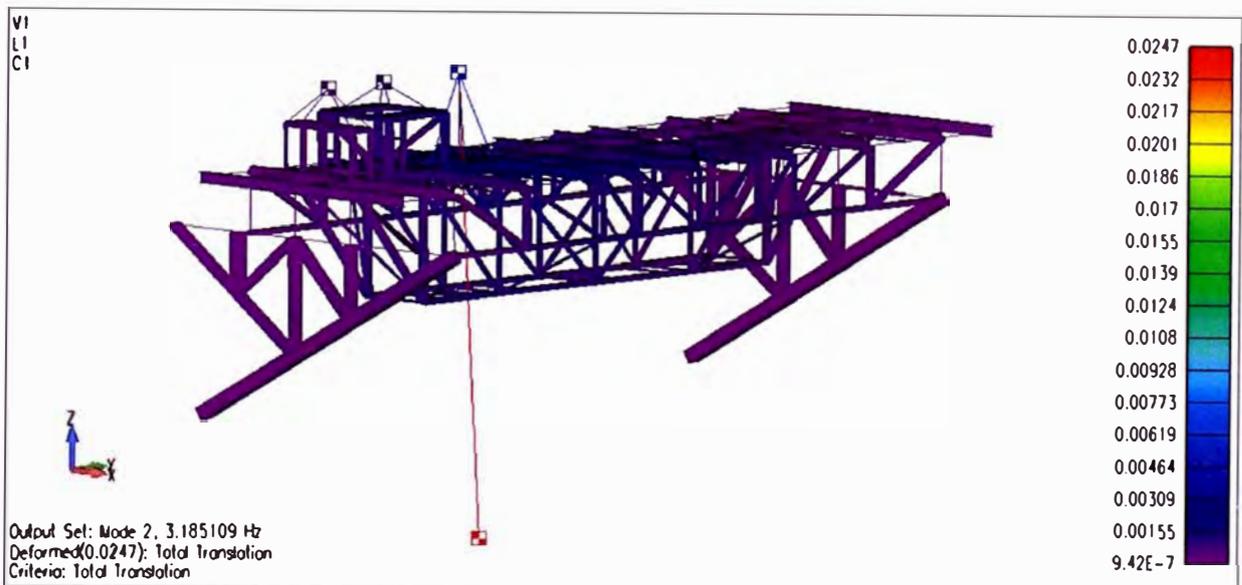


Ilustración 4-7: Segundo modo de vibración

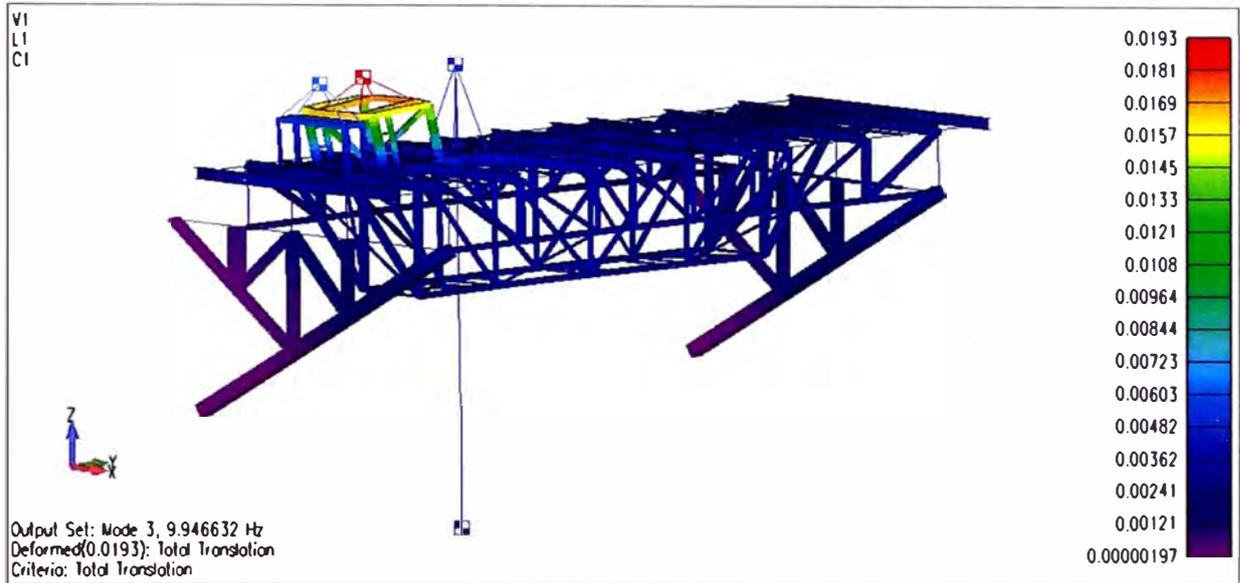


Ilustración 4-8: Tercer modo de vibración

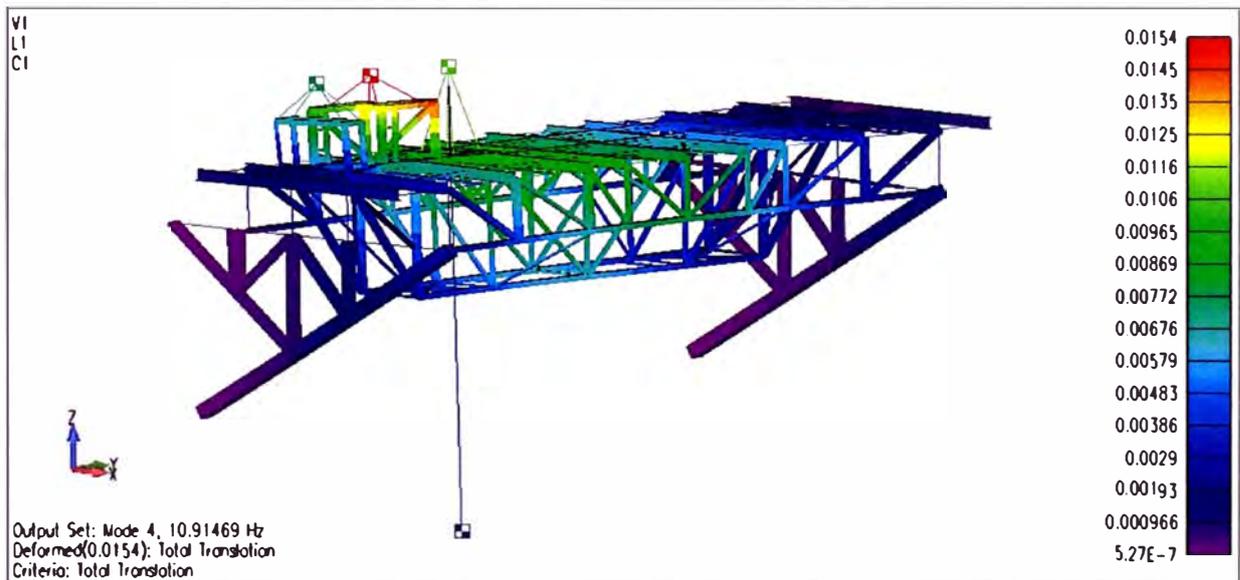


Ilustración 4-9: Cuarto modo de vibración

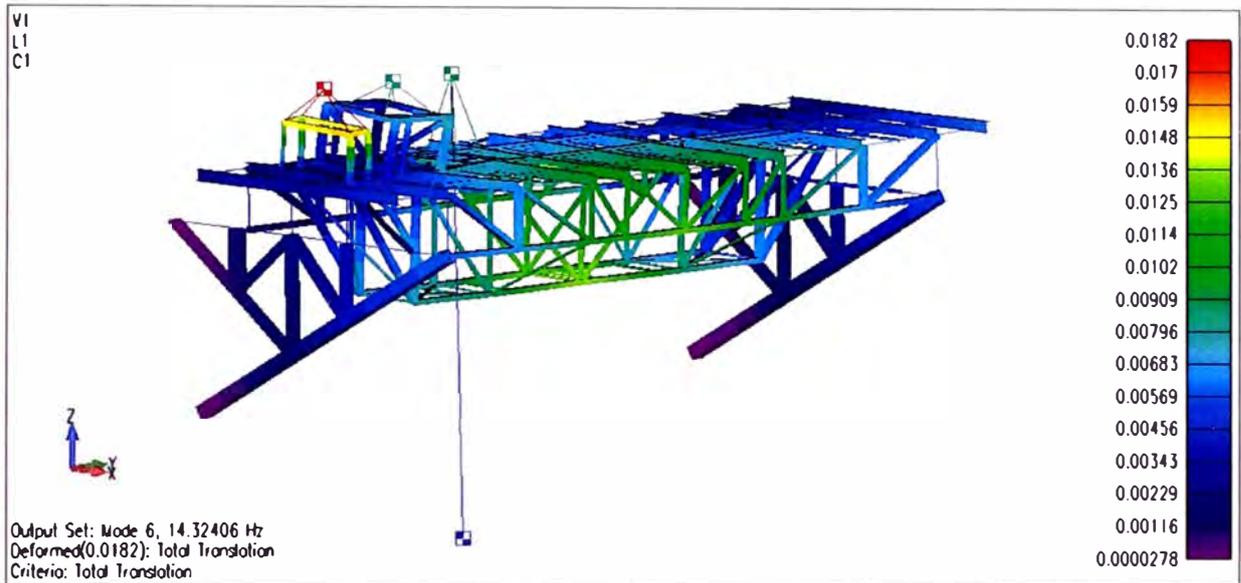


Ilustración 4-10: Sexto modo de vibración

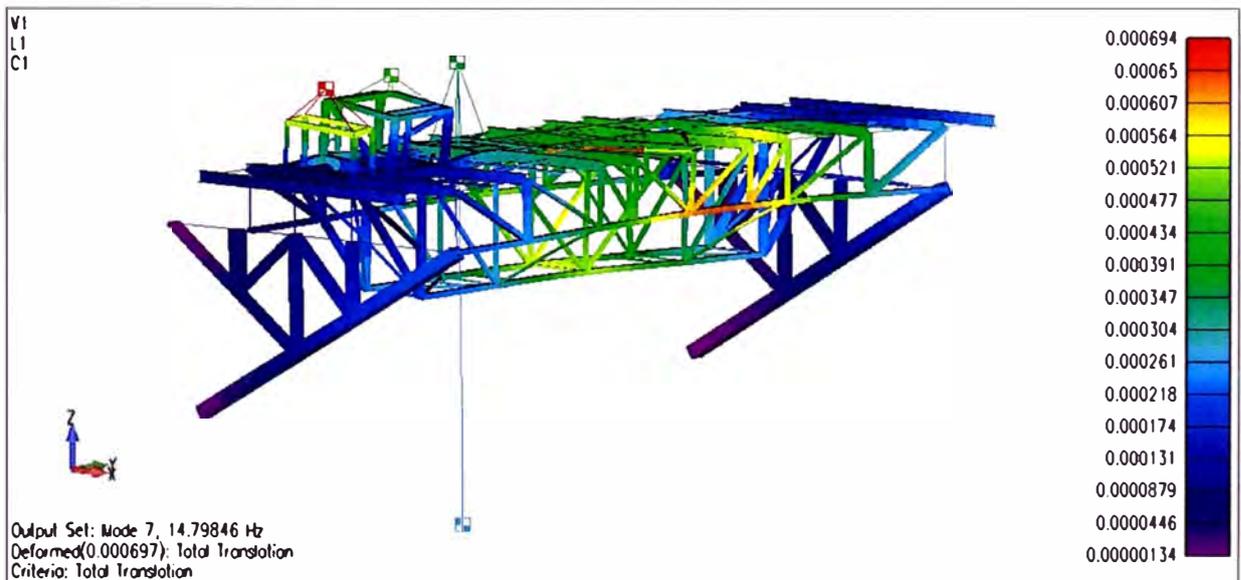


Ilustración 4-11: Séptimo modo de vibración

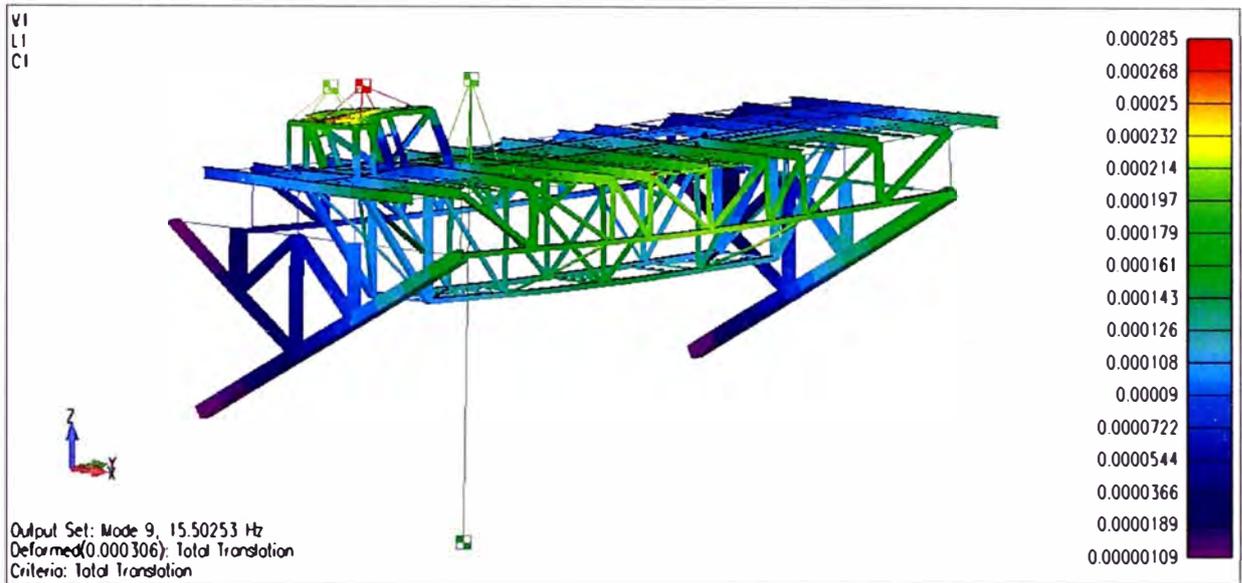


Ilustración 4-12: Noveno modo de vibración

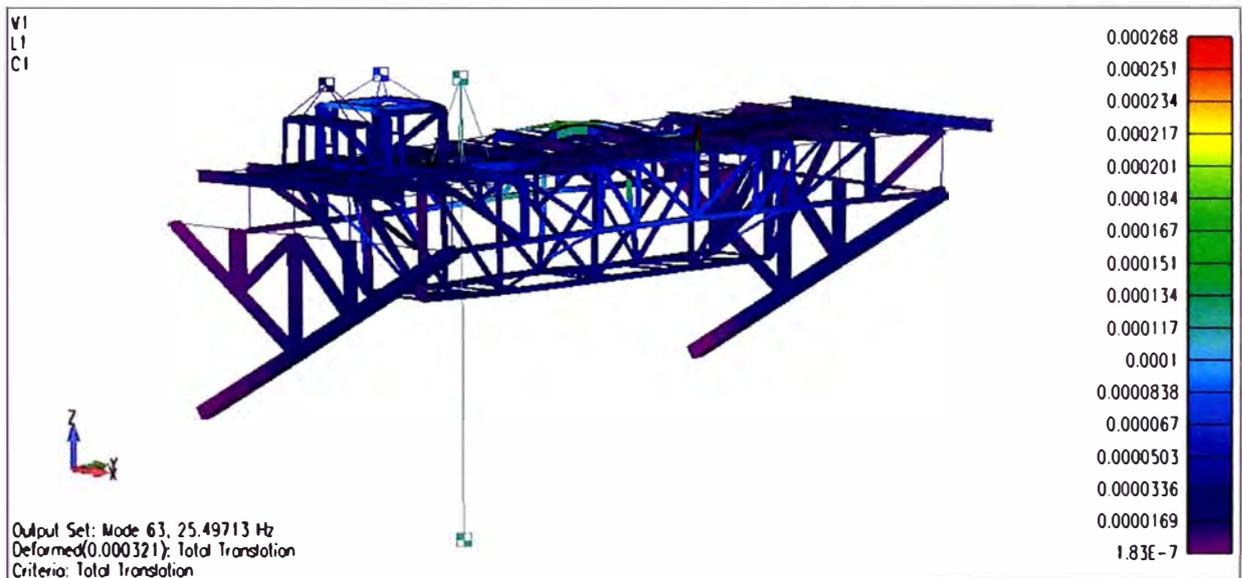


Ilustración 4-13: Modo sesenta y tres de vibración

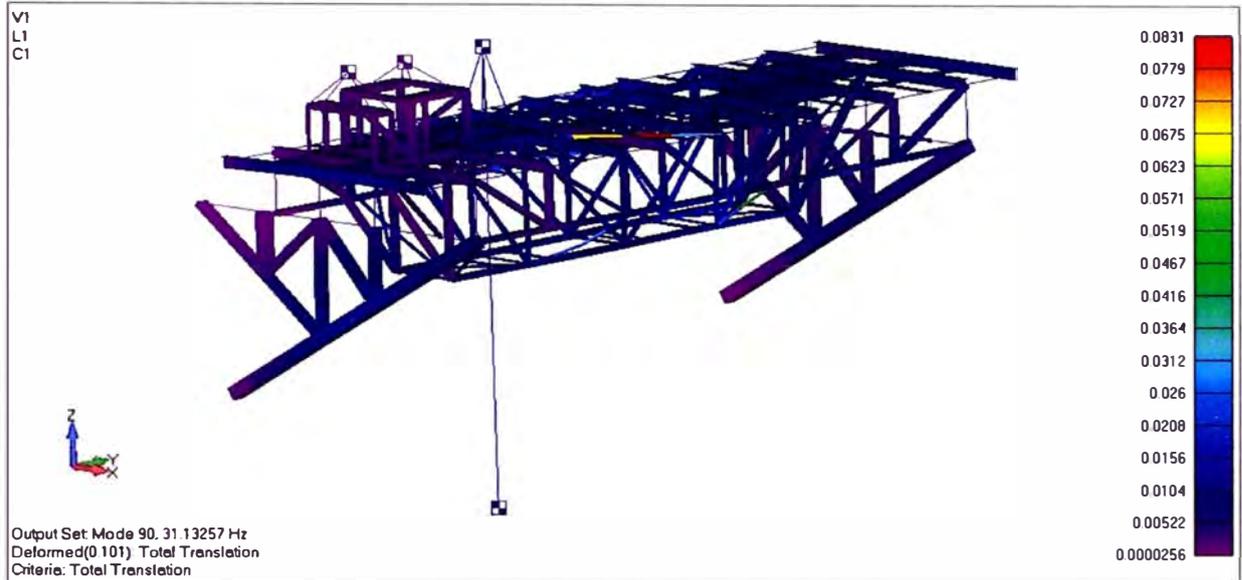


Ilustración 4-14: Modo noventa de vibración

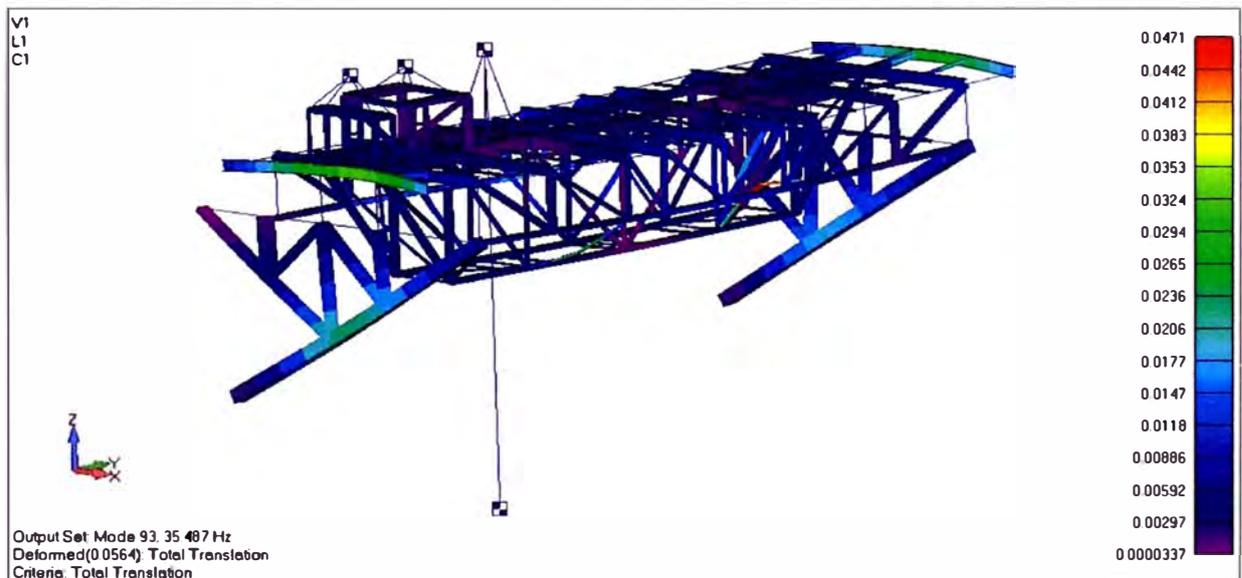


Ilustración 4-15: Modo noventa y tres de vibración

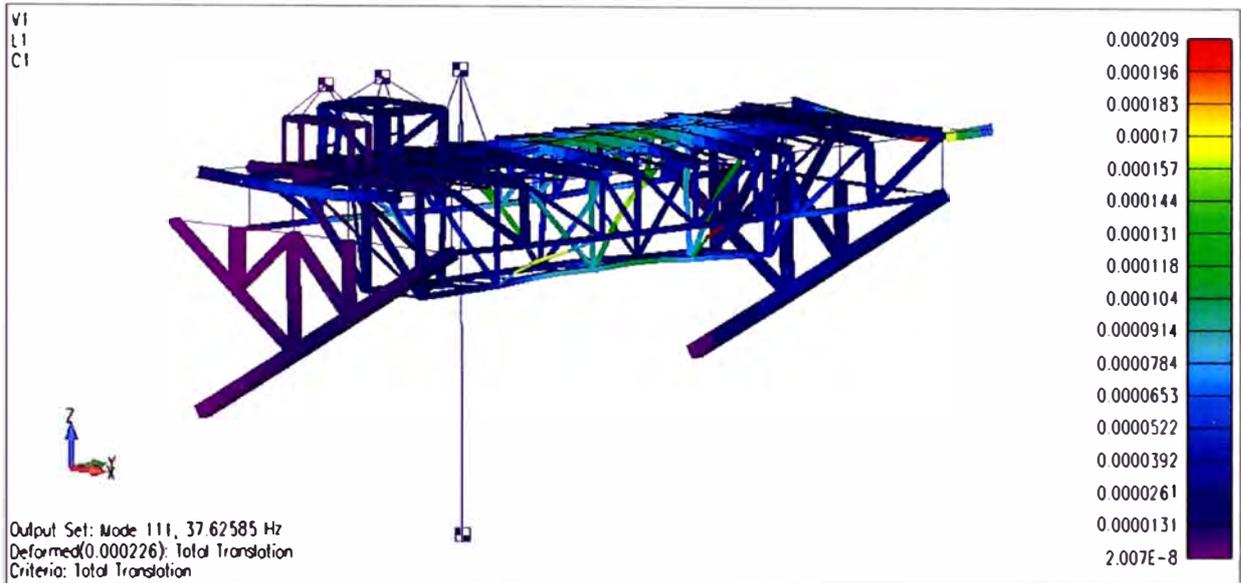


Ilustración 4-16: Modo ciento once de vibración

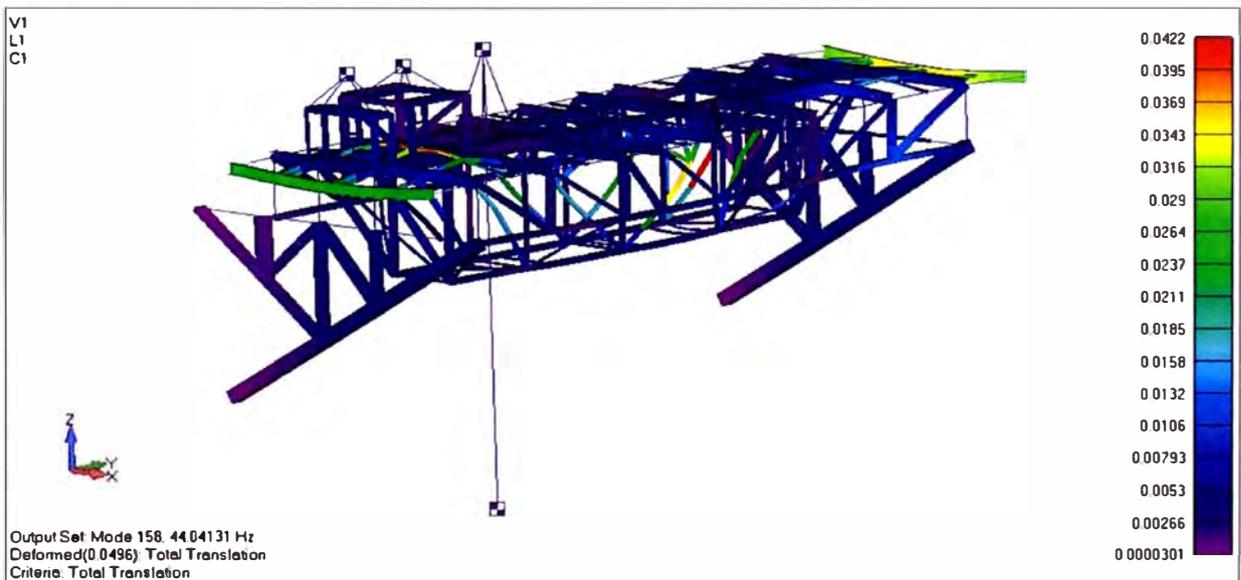


Ilustración 4-17: Modo ciento cincuenta y ocho de vibración

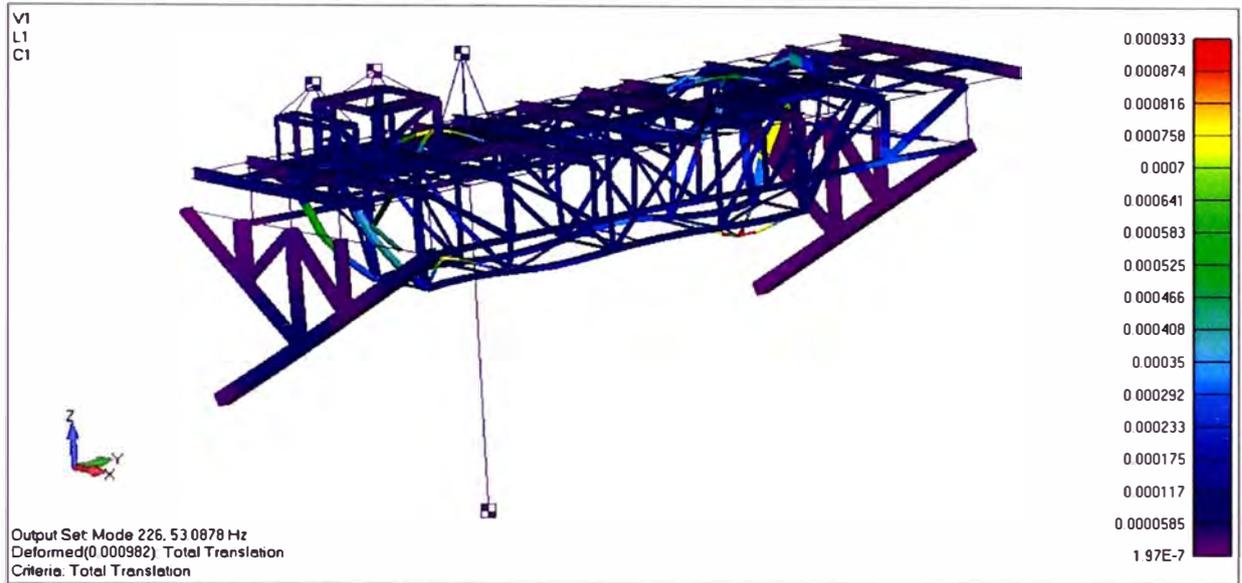


Ilustración 4-18: Modo doscientos veintiséis de vibración

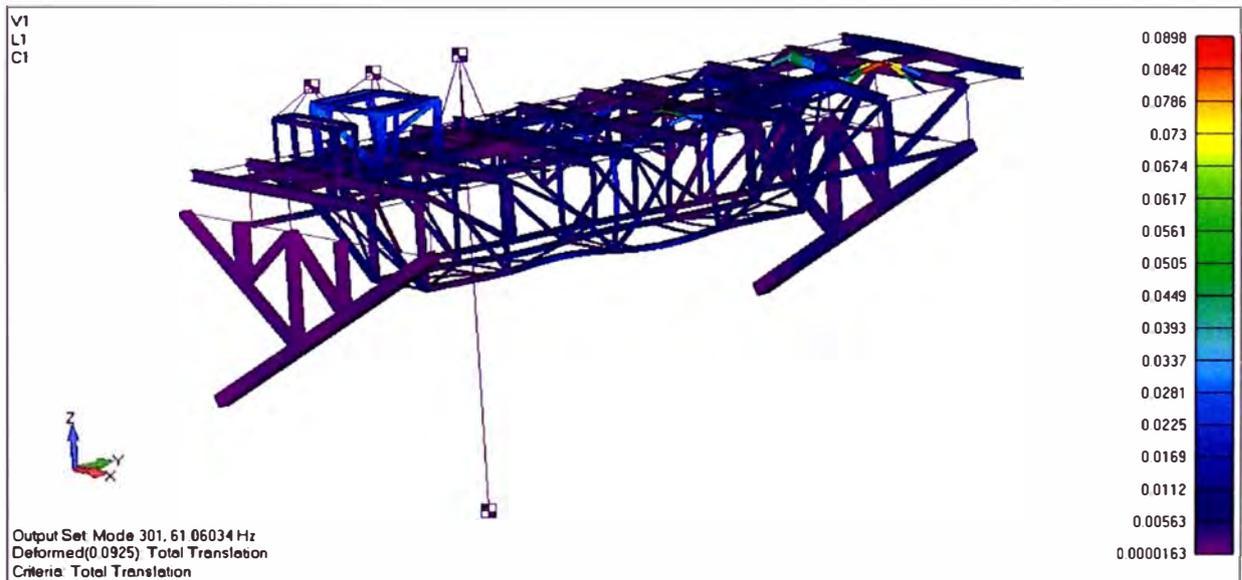


Ilustración 4-19: Modo trescientos uno de vibración

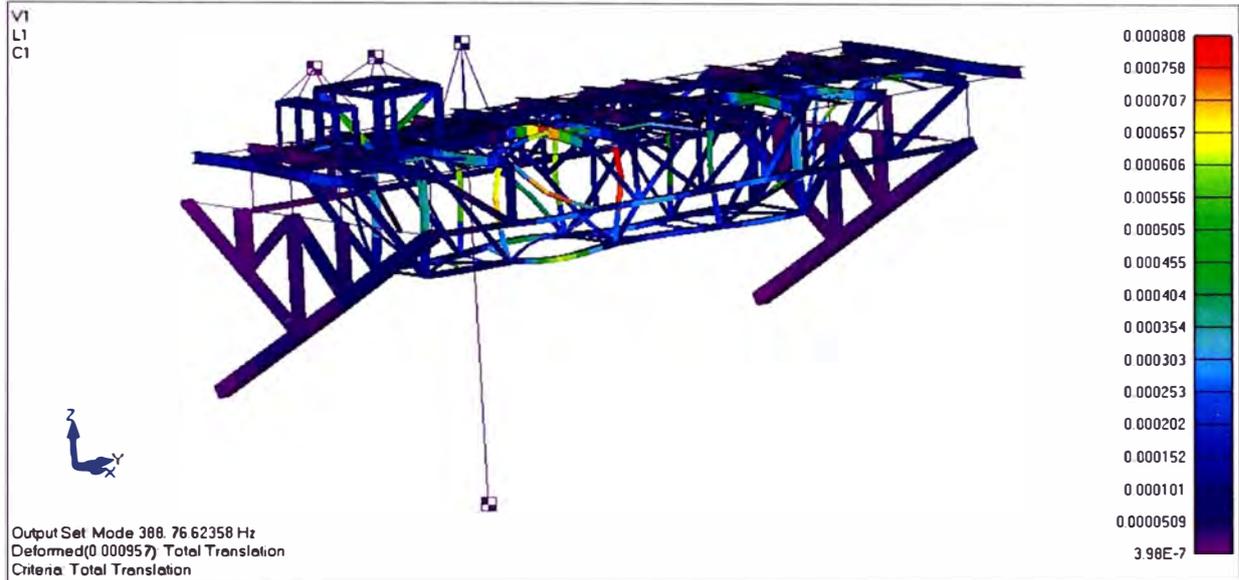


Ilustración 4-20: Modo trescientos ochenta y ocho de vibración

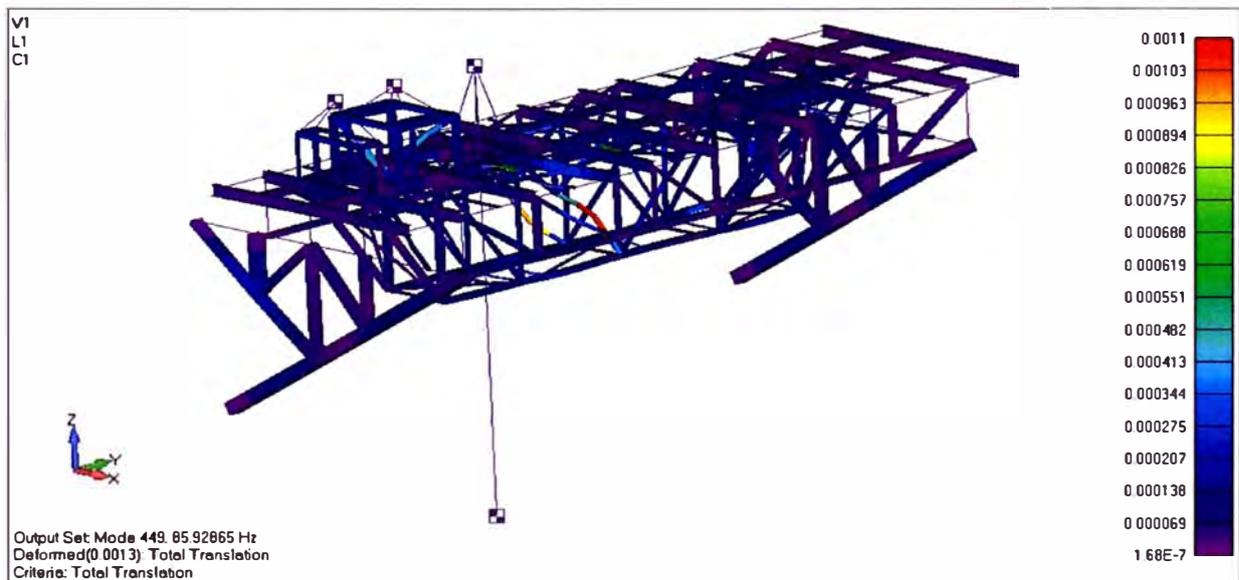


Ilustración 4-21: Modo cuatrocientos cuarenta y nueve de vibración

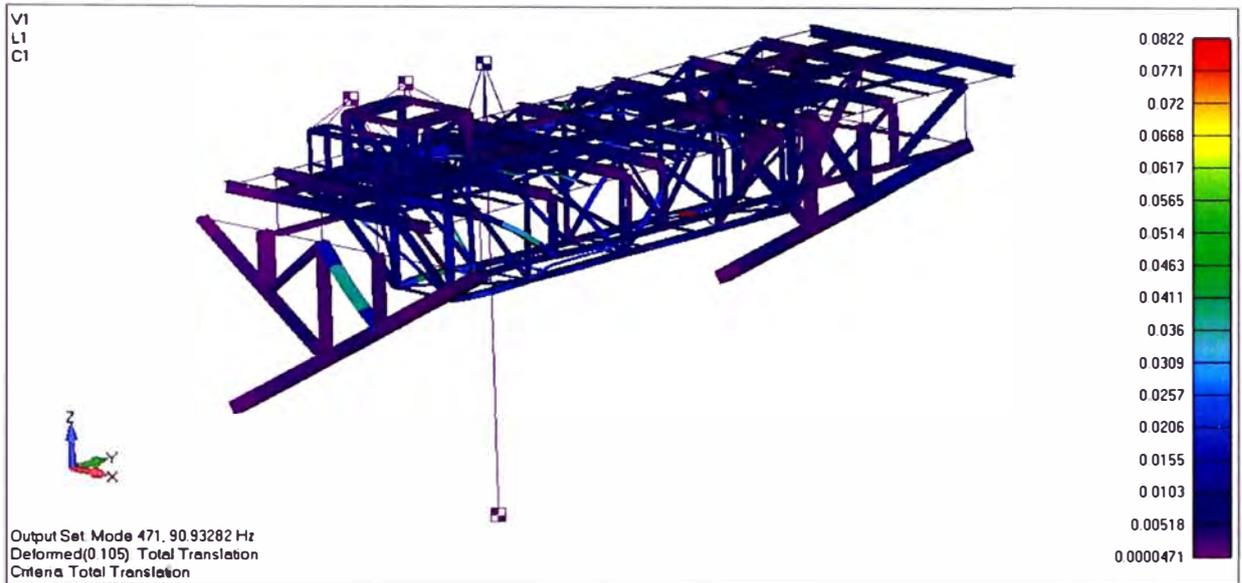


Ilustración 4-22: Modo cuatrocientos setenta y uno de vibración

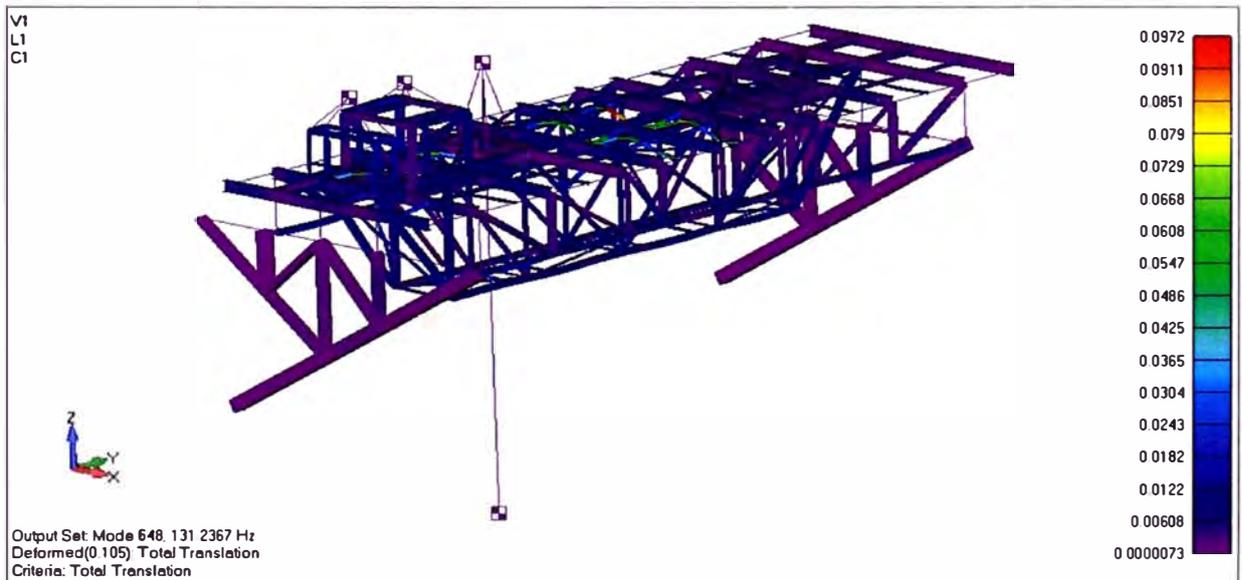


Ilustración 4-23: Modo seiscientos cuarenta y ocho de vibración

Para terminar procederemos a identificar las posibles causas de los problemas vibracionales que se vienen presentando en la casa de máquinas.

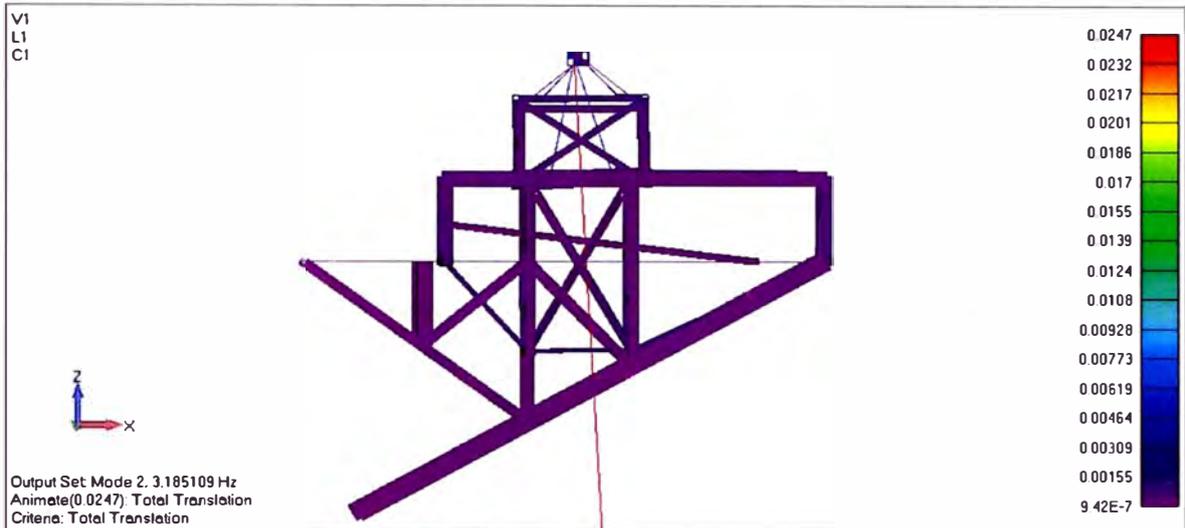


Ilustración 4-24: Vista lateral del segundo modo de vibración

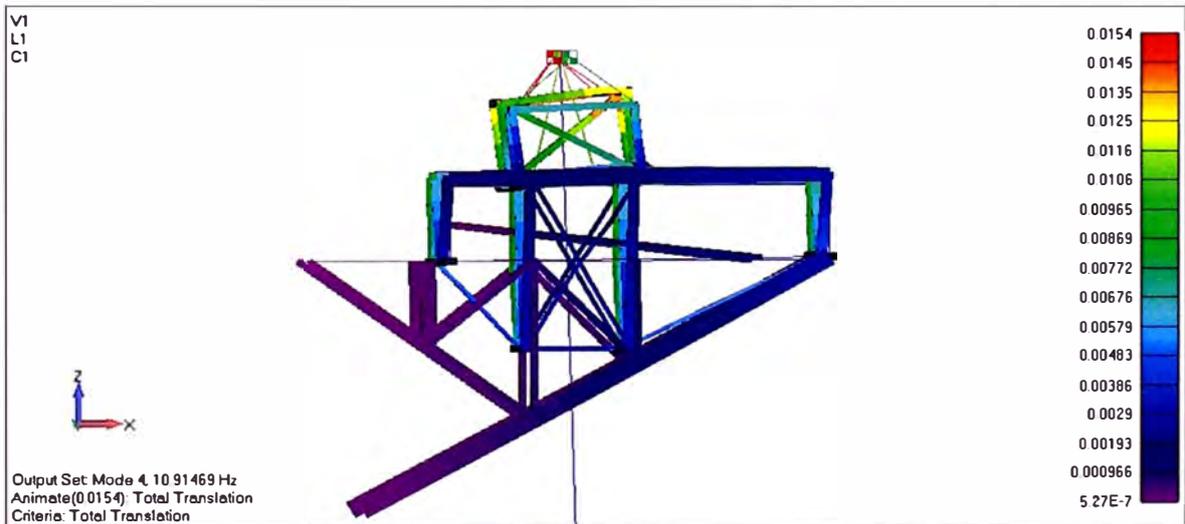


Ilustración 4-25: Vista lateral del cuarto modo de vibración



Ilustración 4-26: Vista lateral del sexto modo de vibración



Ilustración 4-27: Vista lateral del noveno modo de vibración

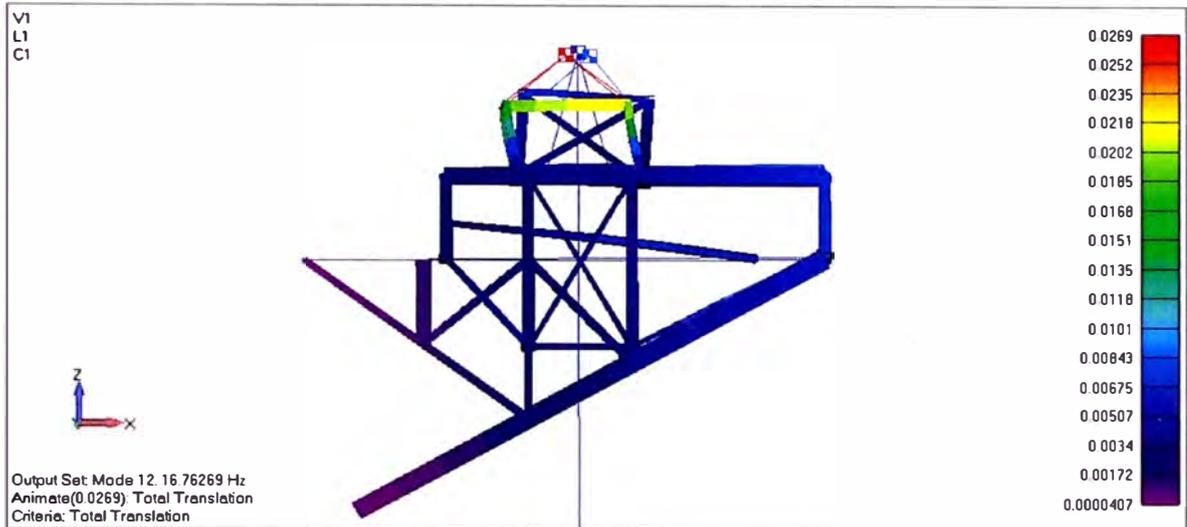


Ilustración 4-28: Vista lateral del modo doce de vibración

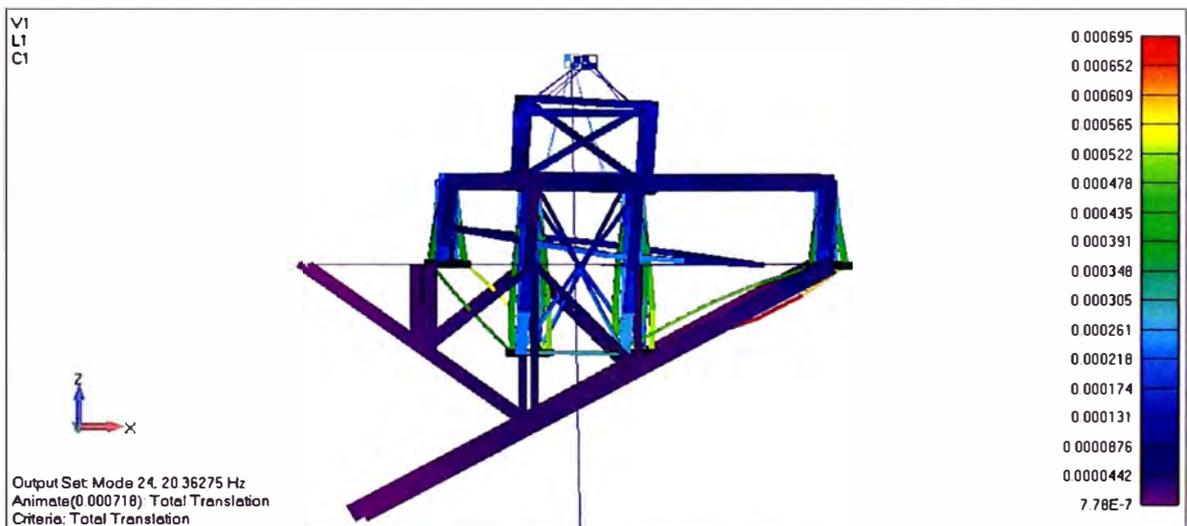


Ilustración 4-29: Vista lateral del modo veinticuatro de vibración

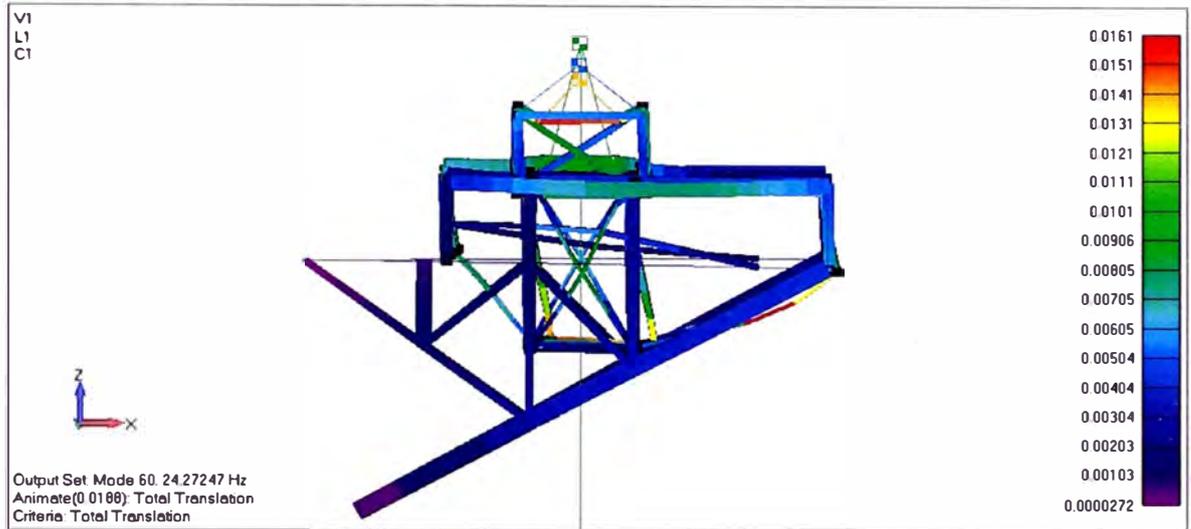


Ilustración 4-30: Vista lateral del modo sesenta de vibración

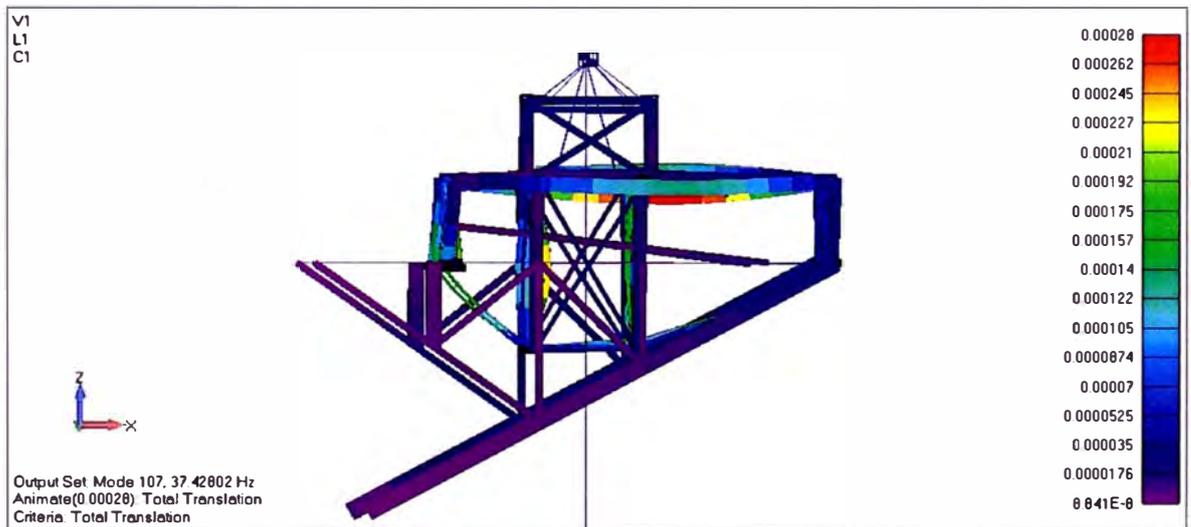


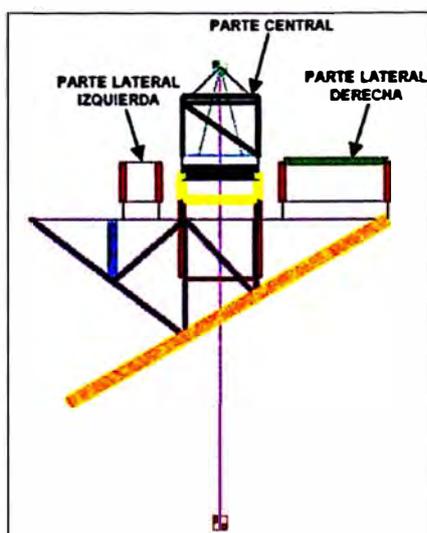
Ilustración 4-31: Vista lateral del modo ciento siete de vibración

CAPITULO 5

SOLUCIÓN PROPUESTA

Una vez explicado el comportamiento dinámico de la estructura de la casa de máquinas del Sistema Contra Incendio del Muelle del Terminal Bayóvar, procedemos a elaborar la alternativa de solución, que tiene por finalidad aumentar la rigidez y disminuir las excesivas vibraciones que presenta la casa de máquinas.

La estructura modificada, tal y como se puede apreciar en la ilustración siguiente, consta de tres partes: **la parte central**, sobre la que se instalará la motobomba, **la parte lateral izquierda**, que servirá básicamente para el tránsito del personal para las rutinas de inspección y mantenimiento y **la parte lateral derecha**, que además de servir para el tránsito del personal se alojarán los soportes de las tuberías de descarga y otros accesorios.



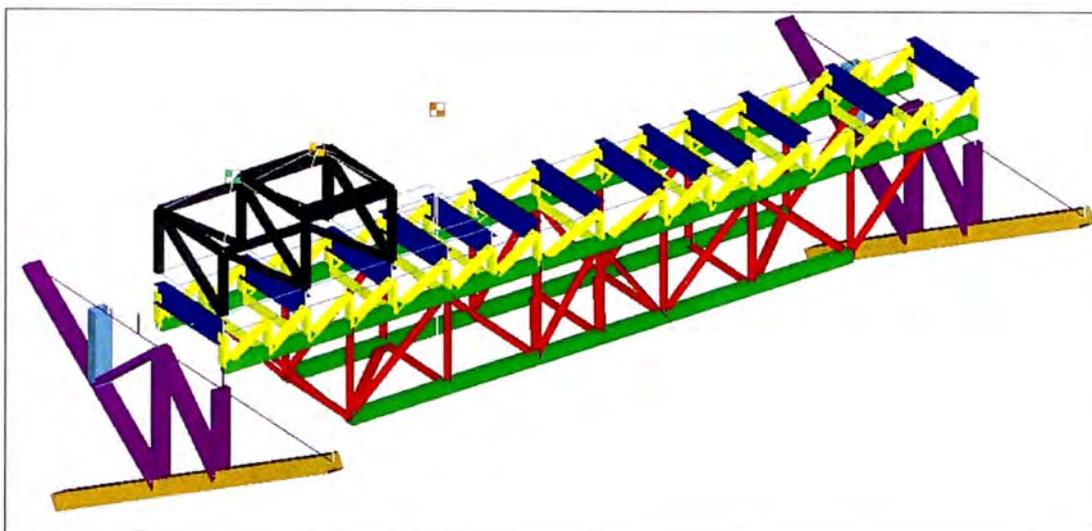


Ilustración 5-1: División de la estructura del sistema contra incendios

Se ha dividido en tres partes con la finalidad de aislar las partes laterales (izquierda y derecha) de la parte central y de esta manera la vibración generada por las motobombas, ubicadas en la parte central, se transmita a las dos partes laterales únicamente a través de las armaduras triangulares, los cuales por presentar gran rigidez y por encontrarse sólidamente unidos a los pilotes del muelle garantizan que la transmisión de la vibración sea mínima.

Se realizó un análisis estático a fin de garantizar que la estructura sea capaz de soportar las cargas estáticas a las cuales será sometida; así como un análisis dinámico con el fin de garantizar que las frecuencias naturales no coincidan o estén cerca de la frecuencia de excitación y de esta manera evitar la resonancia.

5.1 ANÁLISIS ESTÁTICO

Se realizó un análisis por resistencia con la finalidad de verificar que los elementos estructurales trabajen en su rango elástico. Los resultados de este análisis se pueden apreciar a continuación, así como los factores de seguridad a la fluencia para cada tipo de elemento de la estructura en análisis.

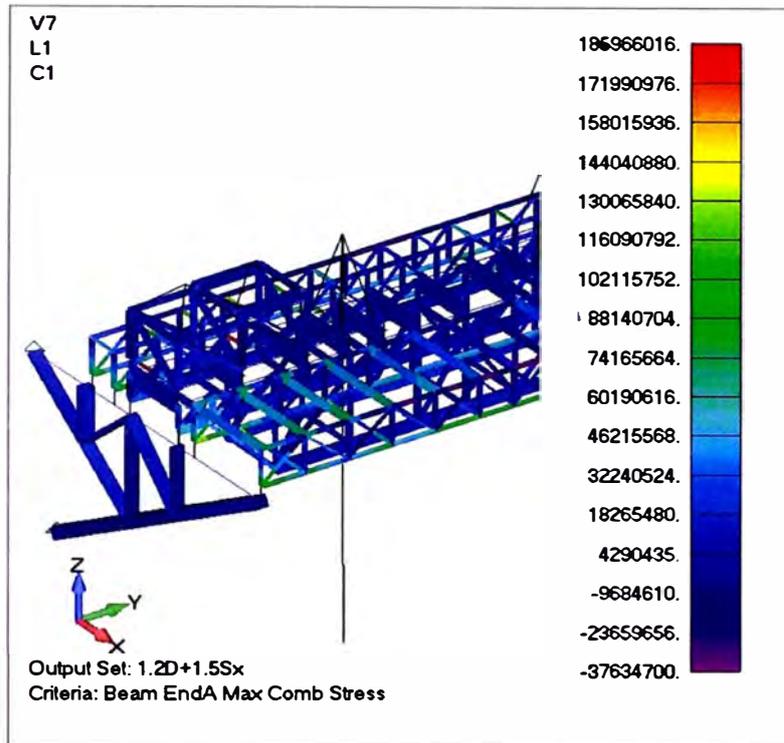


Ilustración 5-2: Elementos con mayor sollicitud de carga (Pa)

Tabla 5-1: Factores de seguridad a la fluencia – Solución propuesta

Elementos	Max. Esfuerzo Combinado (MPa)	F.S. a la Fluencia
T: 2L 3" x 3" x 1/4"	-171.2	1.4
T: 2L 2" x 2" x 1/4"	-186.2	1.3
Rectangular 8" x 6" x 3/8"	-80.0	3.0
C 6" x 3" x 1/4"	-147.8	1.6
C 4" x 4" x 4 mm	-32.9	7.3
Rectangular 6" x 2" x 3/16"	-56.2	4.3
2W 12" x 26"	-10.4	23.1
W 12" x 26"	-16.5	14.5
Rectangular 10" x 10" x 8mm	-26.6	9.0
Rectangular 10" x 4" x 8mm	11.2	21.4
Rectangular 10" x 8" x 8mm	5.9	40.7
Viga Compuesta Existente	3.5	68.6

Se realizó un análisis por rigidez con la finalidad de verificar que los elementos estructurales no sobrepasen los valores de deformación permisible ya que muchas veces estos valores son alcanzados sin haber alcanzado el límite de la fluencia.

Los resultados de este análisis se pueden apreciar a continuación, así como la relación longitud/flecha de los elementos que conforman a la estructura en análisis.

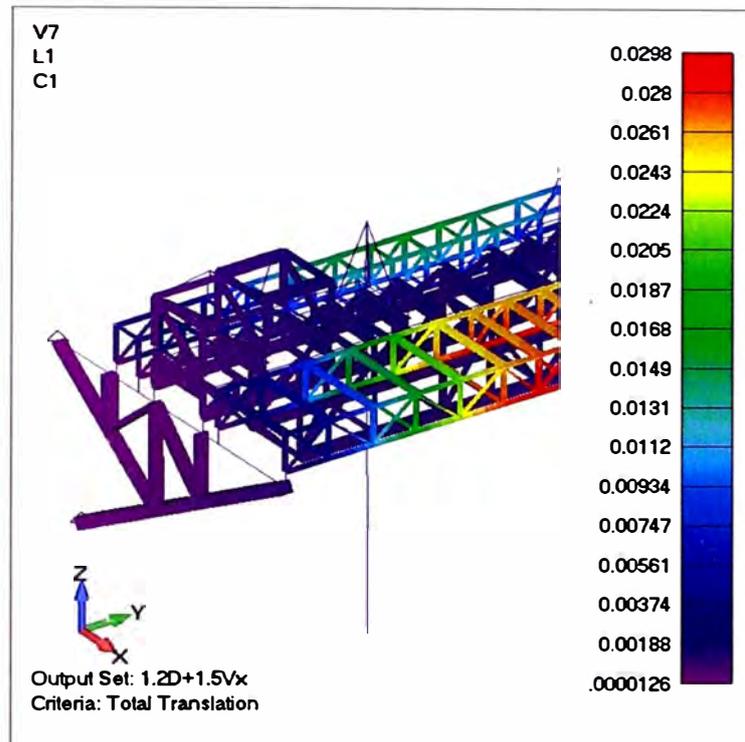


Ilustración 5-3: Elementos con desplazamientos máximos (m)

Tabla 5-2: Relación longitud a flecha – Solución propuesta

ITEM	Dimensiones	Dirección X (mm)		Dirección Y (mm)		Dirección Z (mm)		Flecha (D) (mm)	Longitud (L) (mm)	Relación L/d
		Desplazamiento	Set	Desplazamiento	Set	Desplazamiento	Set			
1	T: 2L 3" x 3" x 1/4"	24.00	2	1.38	5	10.88	3	24.0	12002.0	500.1
2	T: 2L 2" x 2" x 1/4"	2.08	2	0.91	5	4.00	3	4.0	2014.0	503.5
3	Rectangular 8" x 6" x 3/8"	0.28	4	0.18	5	1.10	1	1.1	12000.0	10909.0
4	C 6" x 3" x 1/4"	0.00	2	0.68	4	4.00	3	4.0	2014.0	503.5
5	C 4" x 4" x 4 mm	0.11	4	0.00	5	0.38	1	0.4	1370.0	3624.3
6	Rectangular 6" x 2" x 3/16"	0.00	4	0.14	5	0.01	1	0.1	516.9	3692.0
7	2W 12" x 26"	1.20	4	0.07	5	1.12	1	1.2	12002.0	10000.0
8	W 12" x 26"	0.00	4	0.11	5	0.20	1	0.2	1448.0	7240.0
9	Rectangular 10" x 10" x 8mm	0.05	3	5.42	5	0.91	1	5.4	7046.1	1300.0
10	Rectangular 10" x 4" x 8mm	0.01	1	0.28	5	0.04	1	0.3	1447.4	5169.0
11	Rectangular 10" x 8" x 8mm	0.07	1	0.15	5	0.02	1	0.1	1177.4	7849.1
12	Viga Compuesta Existente	0.00	1	5.49	5	0.94	1	5.5	6798.0	1237.9

Se realizó un análisis por estabilidad con la finalidad de verificar que el estado de equilibrio de los elementos estructurales no alcance un nivel de inestabilidad elástica y de esta manera evitar la aparición de grandes deformaciones que hacen que el elemento colapse.

Los resultados de este análisis se pueden apreciar a continuación, así como los factores de seguridad a la fluencia para cada tipo de elemento de la estructura en análisis.

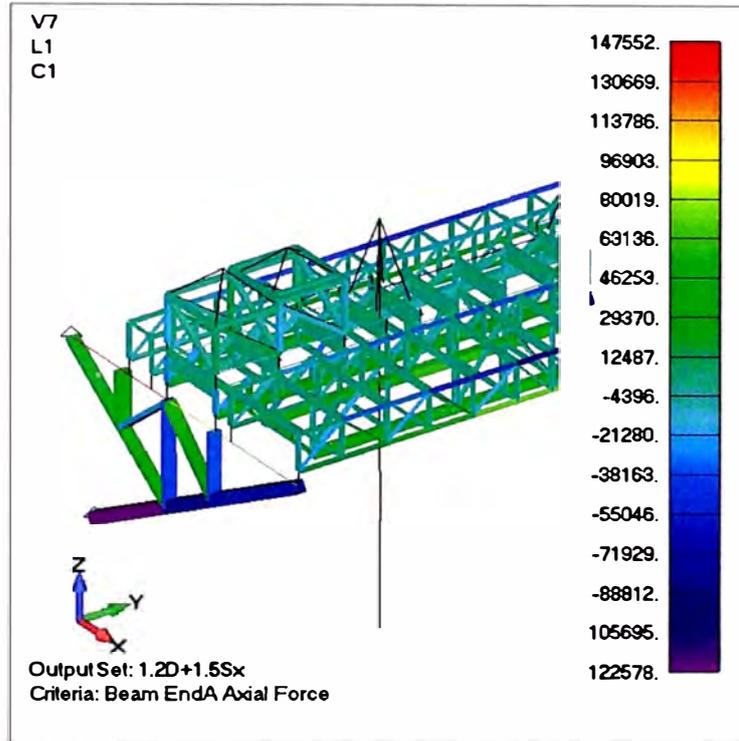


Ilustración 5-4: Elementos con mayores solicitaciones de fuerza axial (N)

Tabla 5-3: Factores de seguridad al pandeo – Solución propuesta

Elementos	Fza Axial (KN)	F.S. Pandeo
T: 2L 3" x 3" x 1/4"	-88.3	4.9
T: 2L 2" x 2" x 1/4"	-26.5	15.1
Rectangular 8" x 6" x 3/8"	-52.7	6.1
C 6" x 3" x 1/4"	-4.9	103.0
C 4" x 4" x 4 mm	-16.7	73.0
Rectangular 6" x 2" x 3/16"	-41.9	37.0
2W 12" x 26"	-101.9	10.0
Rectangular 10" x 10" x 8mm	-133.2	5.9
Rectangular 10" x 4" x 8mm	-47.0	20.7

Analizando los resultados del análisis estático podemos inferir que la estructura no fallará ni por resistencia, ni por rigidez, ni por estabilidad (pandeo).

5.2 ANÁLISIS ESTRUCTURAL DINÁMICO MEDIANTE SIMULACIÓN NUMÉRICA

En primer lugar se identificó el dominio de los modos naturales sobre los planos de vibración así como las frecuencias naturales del sistema. Los resultados se muestran a continuación.

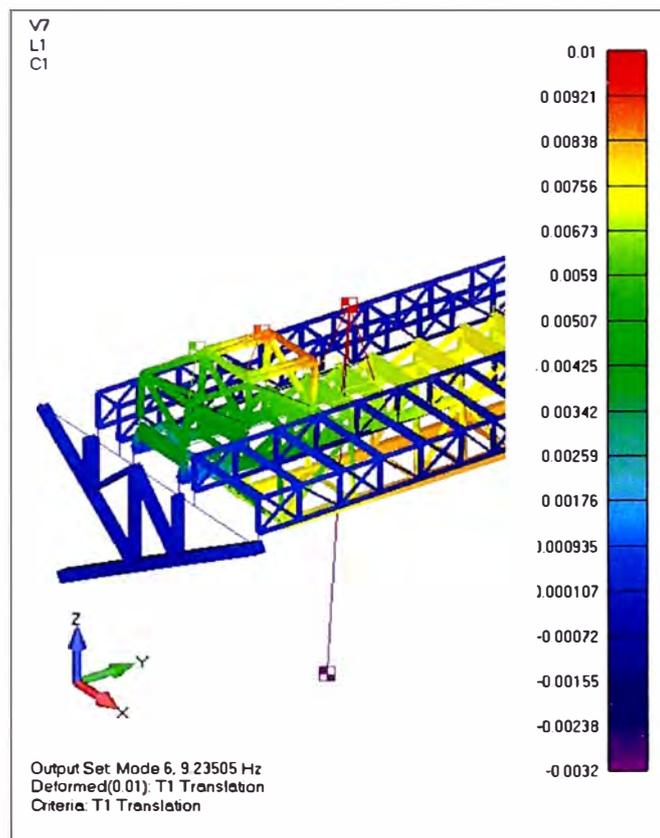


Ilustración 5-5: Sexto modo de vibración

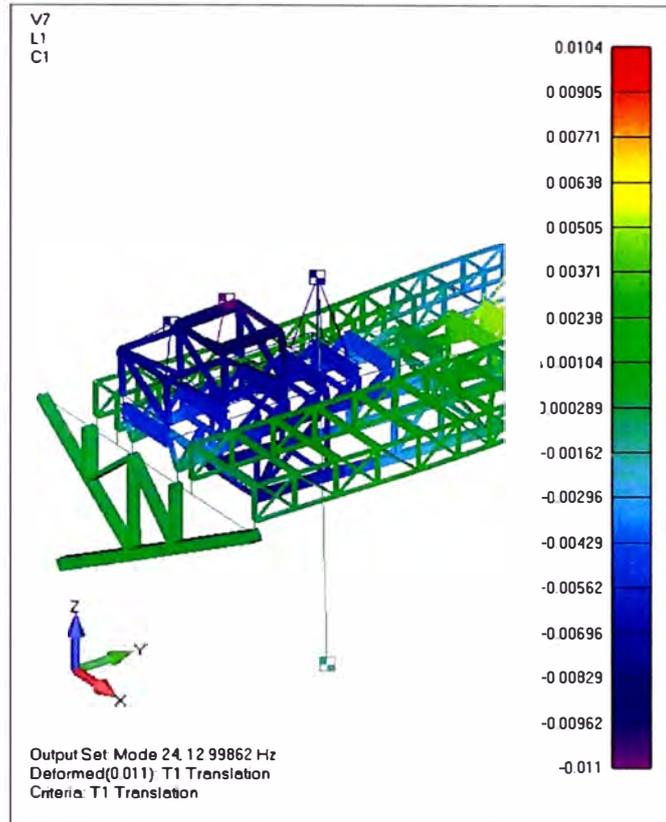


Ilustración 5-6: Modo de vibración número veinticuatro.

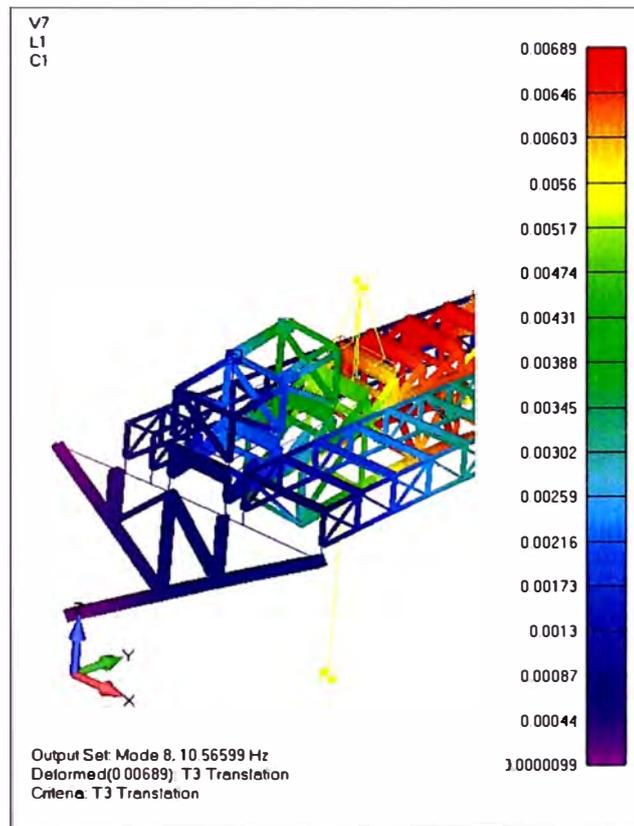


Ilustración 5-7: Modo de vibración número ocho.

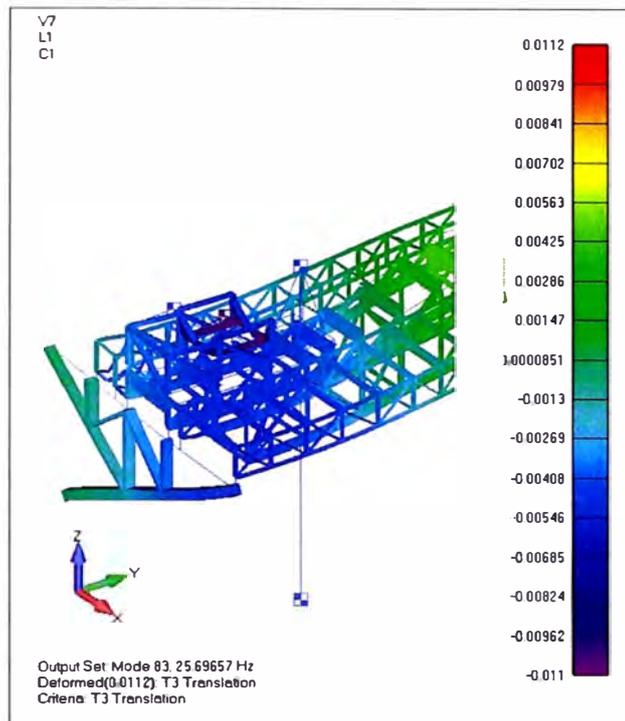


Ilustración 5-8: Modo de vibración número ochenta y tres.

En segundo lugar se calculó, para varias frecuencias de operación, la respuesta del sistema a las fuerzas dinámicas y de este modo determinar las frecuencias y modos de vibración más importantes de la estructura cuando la motobomba se encuentra en funcionamiento.

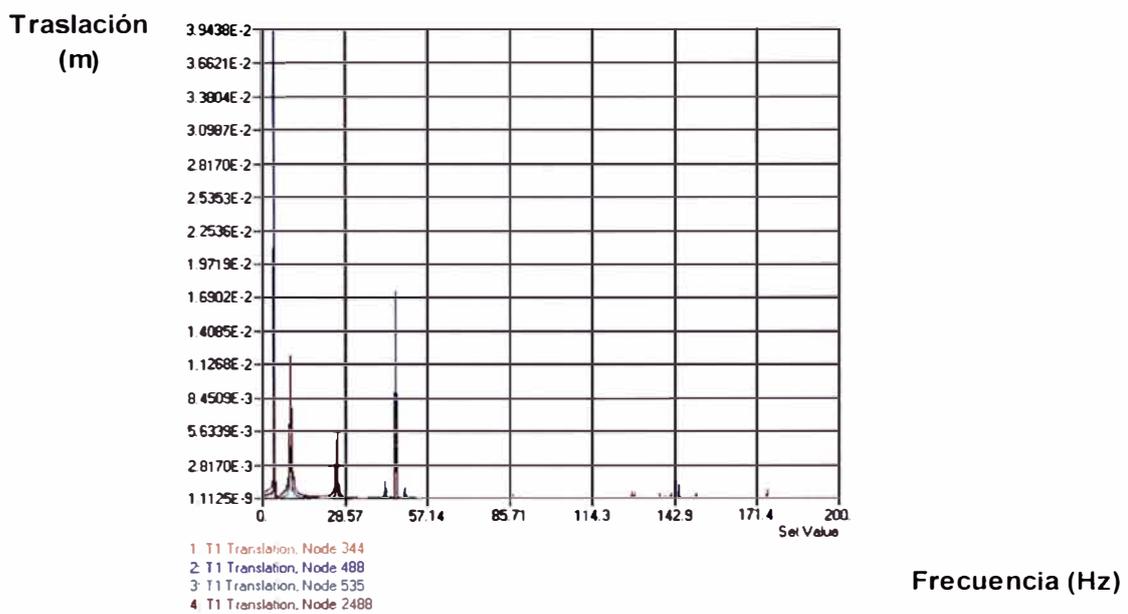


Ilustración 5-9: Rango de frecuencias de 0 - 200 Hz en el eje x (Axial)

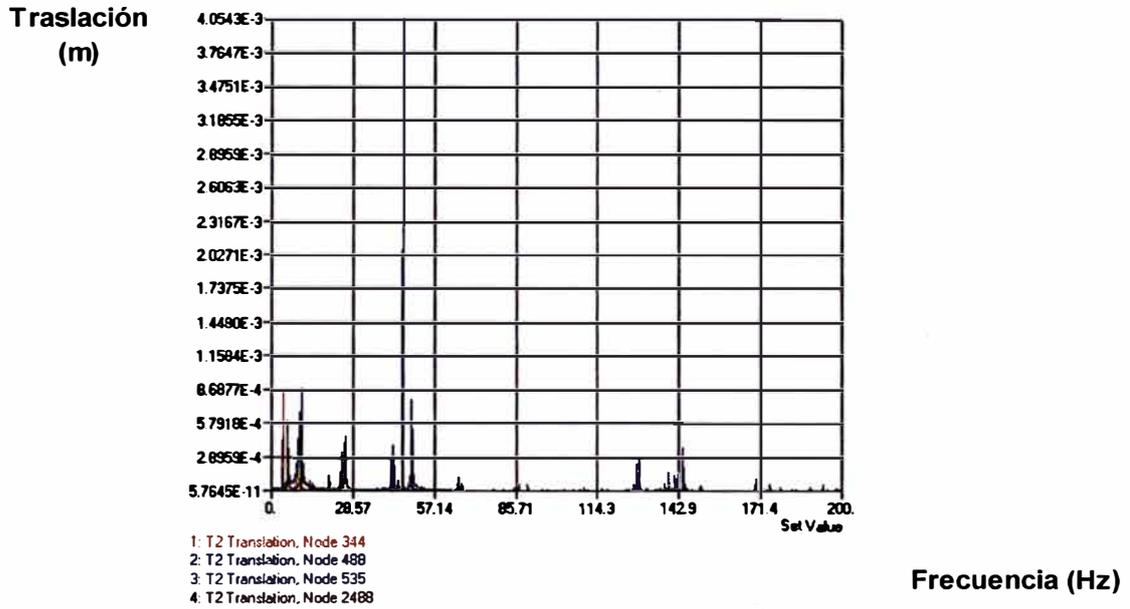


Ilustración 5-10: Rango de frecuencias de 0 - 200 Hz en el eje Y (Axial)

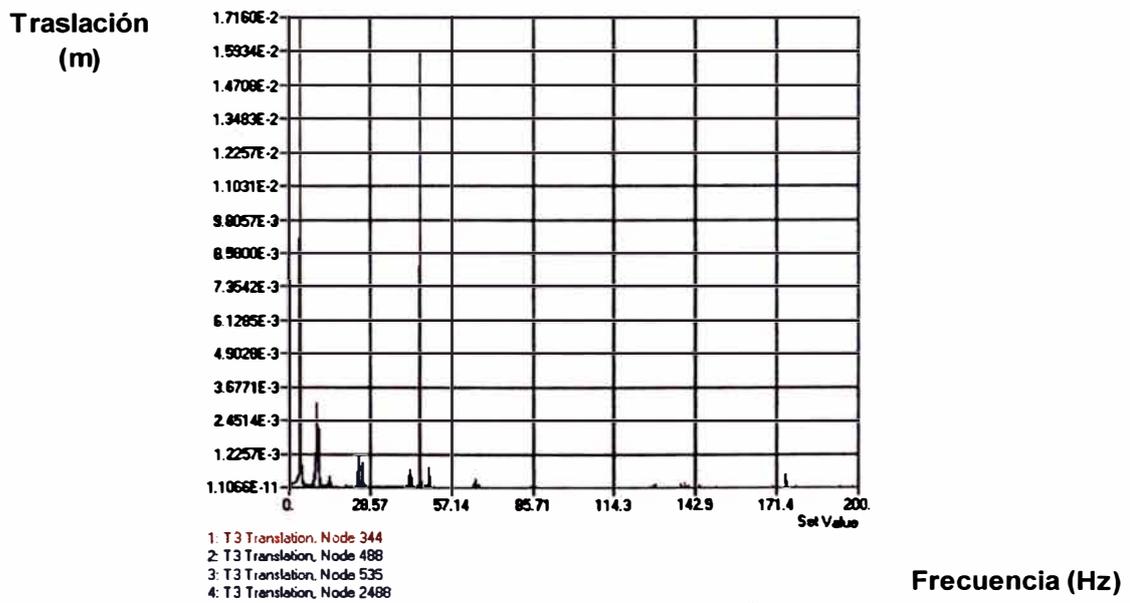


Ilustración 5-11: Rango de frecuencias de 0 - 200 Hz en el eje Z (Vertical)

Las frecuencias naturales obtenidas del análisis dinámico se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 5-4: Frecuencias naturales – Solución propuesta

FRECUENCIA NATURAL	F1 (Hz)	F2 (Hz)	F3 (Hz)	F4 (Hz)	F6 (Hz)	F7 (Hz)	F9 (Hz)	F63 (Hz)	F90 (Hz)	F93 (Hz)	F111 (Hz)	F158 (Hz)	F226 (Hz)	F301 (Hz)	F388 (Hz)	F449 (Hz)	F471 (Hz)	F648 (Hz)
Modelo	1.26	1.73	4.02	5.79	9.64	10.39	12.17	32.73	40.85	40.85	46.52	59.48	74.90	81.24	96.67	110.95	112.33	148.29

Analizando los resultados del análisis dinámico podemos inferir que se evitará frecuencias naturales cercanas a la frecuencia de excitación, 30 Hz.

CAPITULO 6

VALIDACIÓN DEL MODELO

La validación se realizó comparando las frecuencias naturales obtenidas mediante simulación numérica contra las frecuencias naturales medidas en campo.



Ilustración 6-1: Toma de datos sobre la casa de máquinas

Para la medición se utilizó el analizador vibracional portátil EMERSON CSI 2115, fabricado por Emerson Process Management Co.



Ilustración 6-2: Analizador vibracional portátil EMERSON CSI 2115

La medición, in situ, de las frecuencias naturales se realizó con la motobomba apagada. Las medidas fueron tomadas en los puntos que se muestran en la ilustración adjunta.

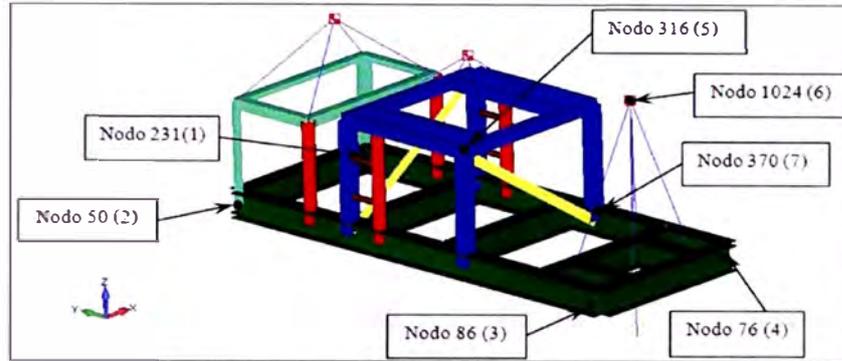


Ilustración 6-3: Puntos de medición en la estructura soporte de la motobomba

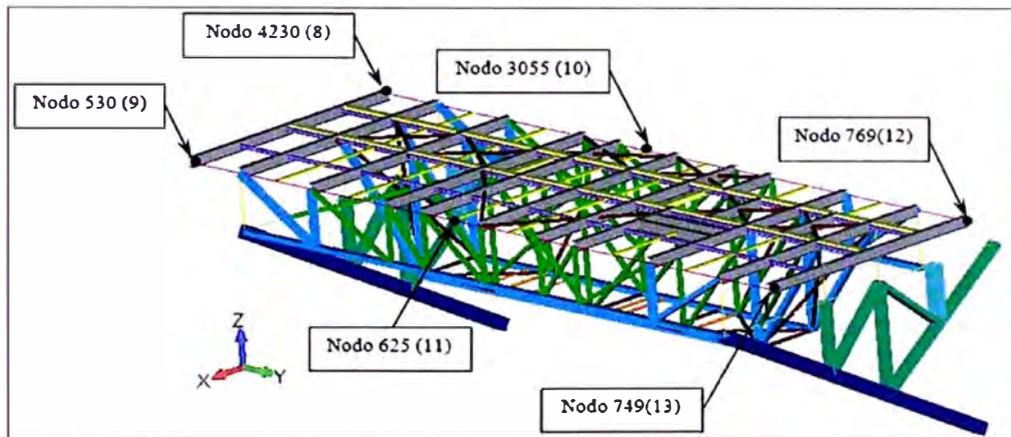


Ilustración 6-4: Puntos de medición en la estructura

Las frecuencias naturales obtenidas mediante simulación numérica contra las frecuencias naturales medidas en campo pueden observarse en la tabla siguiente.

Tabla 6-1: Comparación de las frecuencias naturales – Modelo vs. Estructura existente.

FRECUENCIA NATURAL	F1 (Hz)	F2 (Hz)	F3 (Hz)	F4 (Hz)	F6 (Hz)	F7 (Hz)	F9 (Hz)	F63 (Hz)	F90 (Hz)	F93 (Hz)	F111 (Hz)	F158 (Hz)	F226 (Hz)	F301 (Hz)	F388 (Hz)	F449 (Hz)	F471 (Hz)	F648 (Hz)
Modelo	1.81	3.19	9.95	10.91	14.32	14.80	15.50	25.50	31.13	35.49	37.63	44.04	53.09	61.06	76.62	85.93	90.93	131.24
Mediciones	1.28	5.25	8.71	10.35	12.35	13.40	15.60	25.20	31.00	35.20	37.70	44.70	53.20	60.00	76.00	86.00	90.00	132.00

La correlación de los datos se realiza de manera gráfica, donde una tendencia lineal a lo largo de los puntos formados por las frecuencias obtenidas muestra que el modelo de simulación numérica es un modelo adecuado que refleja y permite predecir el comportamiento real de la estructura.

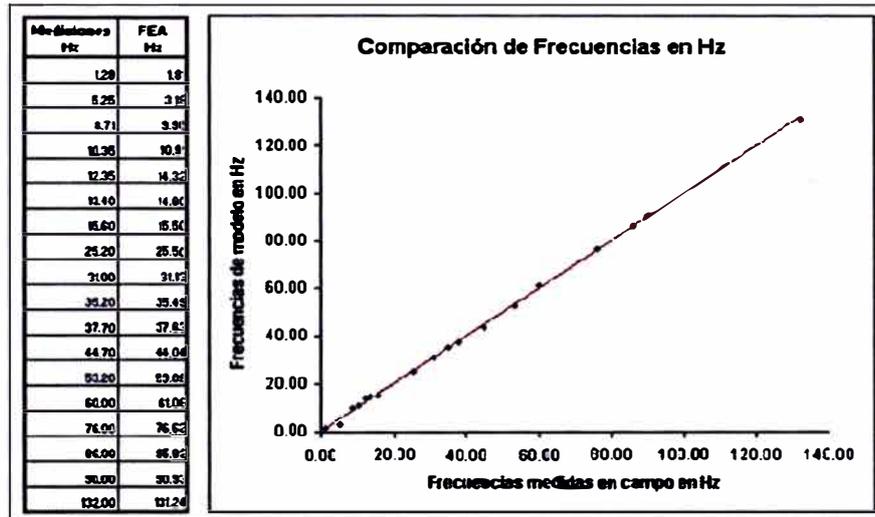


Ilustración 6-5: Comparación de las frecuencias naturales del Modelo vs. Estructura existente.

CAPITULO 7

EVALUACIÓN DE COSTOS

COST CHART / CUADRO DE COSTOS

LABOR PRICING AND RESOURCES - INDIRECT COSTS AND EXPENSES HONORARIOS Y RECURSOS - COSTOS INDIRECTOS Y GASTOS

No.	Item Descripción / Descripción de Ítems	Unit / Unidad	Quantity / Cantidad	Rate / Monto (US\$)	Total (US\$)
1	Labor Costs / Costos de Personal				
1.1	Engineering / Ingeniería				
1.1.1	Chief / Jefe	Hours / Horas	20	\$ 74.72	\$ 1,494.40
1.1.2	Engineering Coordinator / Coordinador		8	\$ 63.90	\$ 511.20
1.1.3	Lead Mechanical Engineer / Ingeniero Jefe Mecánico		20	\$ 59.19	\$ 1,183.80
1.1.4	Senior Mechanical Structural Engineering / Ingeniero Mecánico Estructural Senior		50	\$ 28.25	\$ 1,412.50
1.1.5	Junior Mechanical Structural Engineering / Ingeniero Mecánico Estructural Junior		180	\$ 22.99	\$ 4,138.20
	Subtotal Engineering / Subtotal de Ingeniería				\$ 8,740.10
1.2	Management / Non-Engineering - Administración				
1.2.1	General Coordinator / Coordinación General		20	\$ 35.31	\$ 706.20
1.2.2	Project Estimator / Ingeniero de Costos y Presupuestos		6	\$ 33.53	\$ 201.18
1.2.3	Project Scheduler / Ingeniero Programador de Proyectos		6	\$ 33.53	\$ 201.18
1.2.4	Other / Otros				
1.2.5	Document Control / Control de Documentos		20	\$ 19.16	\$ 383.20
1.2.6	Secretary / Secretana		20	\$ 14.56	\$ 291.20
1.2.7	Janitor / Conserje		-	\$ 6.90	-
	Subtotal Management / Subtotal de Administración				\$ 1,782.96
	Subtotal Labor Costs With Multiplier (Inc. Uplift, Burden, OH Fee) / Subtotal de Costos de Personal Inc. Incrementos, Recargos, OH, Honorarios				\$ 10,523.06
2	Expenses / Gastos				
2.1	Site Visit / Visita a Obra				
2.1.1	Airfare / Pasaje Aéreo		2	\$ 260.00	\$ 520.00
2.1.2	Hotel and Meals A		2	\$ 70.00	\$ 140.00
2.1.3	Meals / Alimentación		2	\$ 15.00	\$ 30.00
	Subtotal Site Visit / Subtotal de Visita a Obra				\$ 690.00
2.2	Office Expenses (including items below unless estimated as reimbursable) / Gastos de Oficina (incluyendo los ítems a continuación a menos que se estime como reembolsable).				
2.2.1	Work station including computer, software, communications and office / Estación de trabajo que incluye computadora, software, hardware, comunicaciones y oficina (Nota 2)		198	\$ 1000	\$ 1,980.00
	Subtotal Expenses / Sub Total de Gastos				\$ 2,670.00
TOTAL PROJECT COST / COSTO TOTAL DE PROYECTO					
Labor, Expense and Other / Honorarios de Personal, Gastos y Otros					\$ 13,193.06

Nota 1 El Presupuesto no incluye IGV

Nota 2 Incluye telefono, fax, envio, impresión, fotocopias y ploteo = \$3.75 \$/hh

CONCLUSIONES

1. Realizando un análisis modal hemos identificado el dominio de las frecuencias naturales de vibración de la casa de máquinas. Dado que estas se aproximan mucho a la frecuencia excitatriz del sistema, concluimos que los problemas vibratoriales que viene presentando la casa de máquinas se deben a un fenómeno de resonancia.

2. Realizando un análisis modal hemos identificado los modos naturales de vibración que presenta la casa de máquinas y hemos podido identificar movimientos relativos entre los distintos componentes dentro del sistema.

Por lo cual concluimos que dichos movimientos, ocasionados por la falta de rigidez del sistema, son los causantes de los problemas vibratoriales que viene presentando la casa de máquinas.

La vista en planta de los modos de vibración se aprecia en el Apéndice 1.

3. Tal y como se aprecia en la ilustración N° 6-5, las frecuencias naturales obtenidas de el modelo de simulación numérica se asemejan a las frecuencias naturales medidas en campo.

Cabe indicar que las diferencias observadas son debidas a que la estructura real presenta discontinuidades en los elementos estructurales que la conforman, producto de los trabajos anteriores realizados en ella.

4. La falla en el acople tipo cardán, se produce como resultado del desplazamiento relativo entre el motor y la bomba. Esto se debe a la excesiva flexibilidad de la estructura del bastidor que soporta el motor y el reductor.

RECOMENDACIONES

1. Considerando que la vibración en una estructura puede ser atenuada reduciendo la excitación o la respuesta de la estructura a esa excitación y que la excitación no está bajo nuestro control, la respuesta puede ser modificada cambiando la masa o la rigidez de la estructura.

Dadas las condiciones de operación y el material utilizado (el acero tiene bajo nivel de amortiguamiento), la solución al problema está relacionada con el manejo de los parámetros de rigidez del sistema que involucra el rediseño de la estructura de soporte, alternativa de solución considerada en el Capítulo 5 del presente informe.

2. Debido a la antigüedad, los factores ambientales (principalmente la corrosión) y los cambios que se le han ido realizando a la estructura se recomienda antes de rigidizarla realizarle pruebas de arenado a fin de determinar su situación actual y de esta manera determinar si es conveniente diseñar e instalar una nueva estructura.

BIBLIOGRAFÍA

1. P. G. Ciarlet (1978), THE FINITE ELEMENT METHOD FOR ELLIPTIC PROBLEMS, North Holland, Ámsterdam-1978.
2. Eshleman, R. L., VIBRACIONES BASICAS DE MAQUINAS, Vibration Institute, Traducido por Ing. Ciro Martínez T.-Lima- 2010.
3. Mark P. Miller, GETTING STARTED WITH MSC/NASTRAN, The MacNeal-Schwendler Corporation, Second Edition, 1996.
4. Clarence W. de Silva, VIBRATIONS AND SHOCK HANDBOOK, Taylor and Francis Group, Boca Raton, Florida, 2005.
5. Rao S., MECHANICAL VIBRATIONS, 4th Ed., Prentice Hall, New Jersey, 2004.
6. Wowk V, MACHINERY VIBRATION: Measurement and Analysis, Mc Graw Hill, New York, 1991.

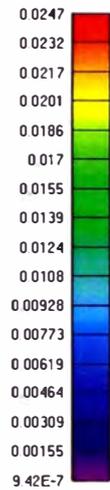
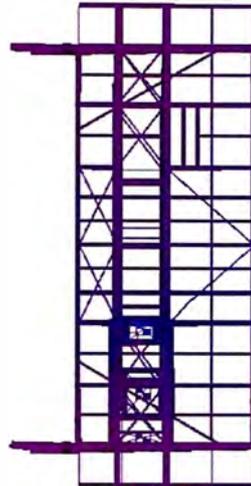
APÉNDICE

**VISTA EN PLANTA DE LOS MODOS NATURALES DE VIBRACIÓN DE LA
ESTRUCTURA DEL SISTEMA CONTRA INCENDIOS DEL MUELLE BAYOVAR**

V1
L1
C1



Output Set: Mode 2, 3.185109 Hz
Animate(0.0247): Total Translation
Criteria: Total Translation

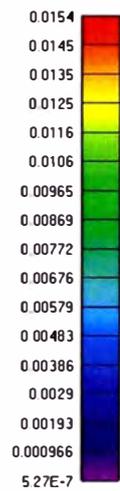
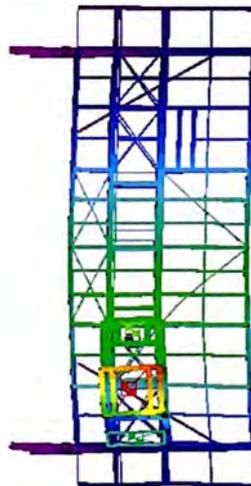


Vista superior del segundo modo de vibración

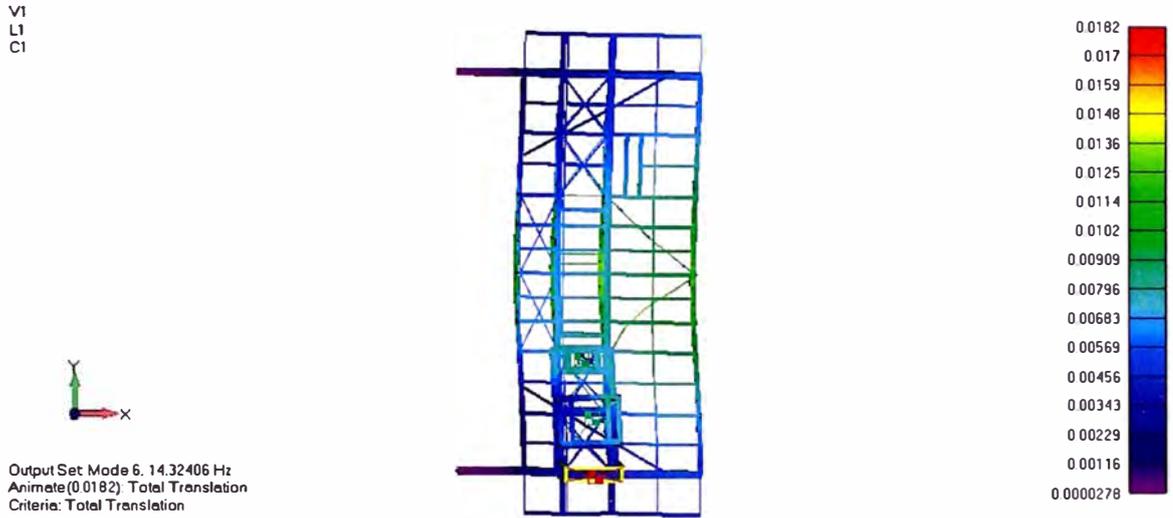
V1
L1
C1



Output Set: Mode 4, 10.91469 Hz
Animate(0.0154): Total Translation
Criteria: Total Translation



Vista superior del cuarto modo de vibración



Vista superior del sexto modo de vibración

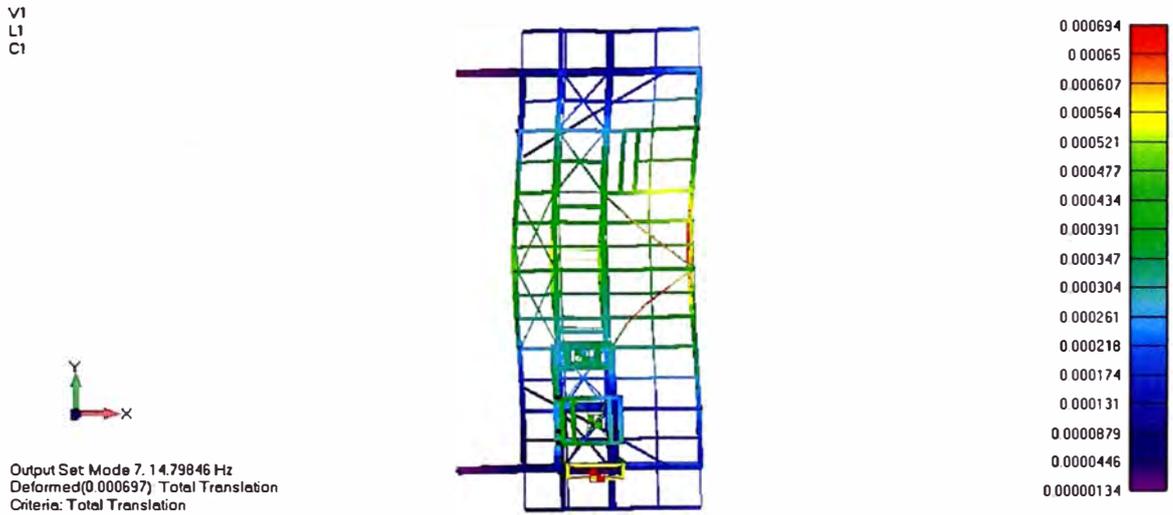
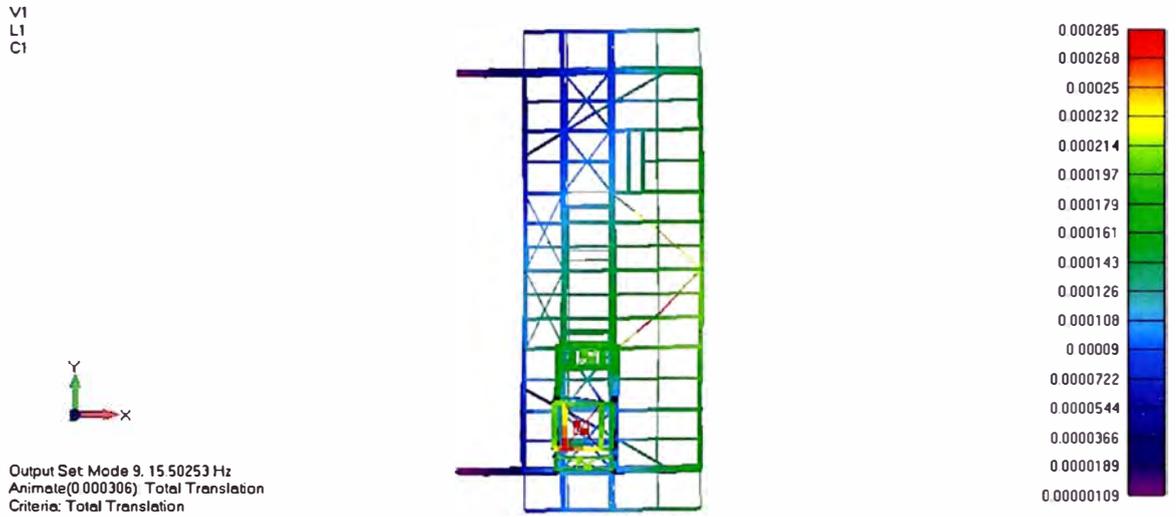
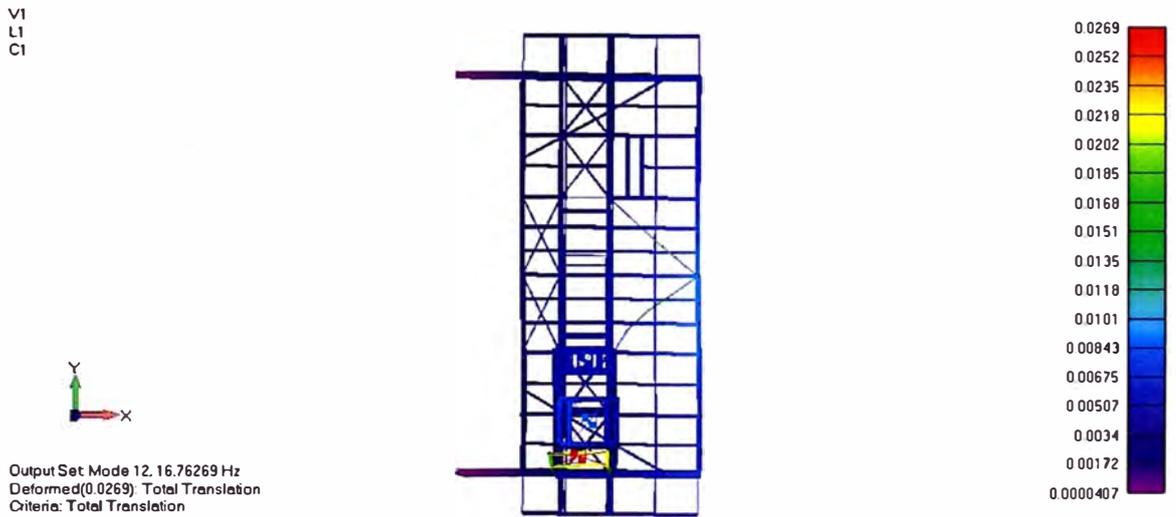


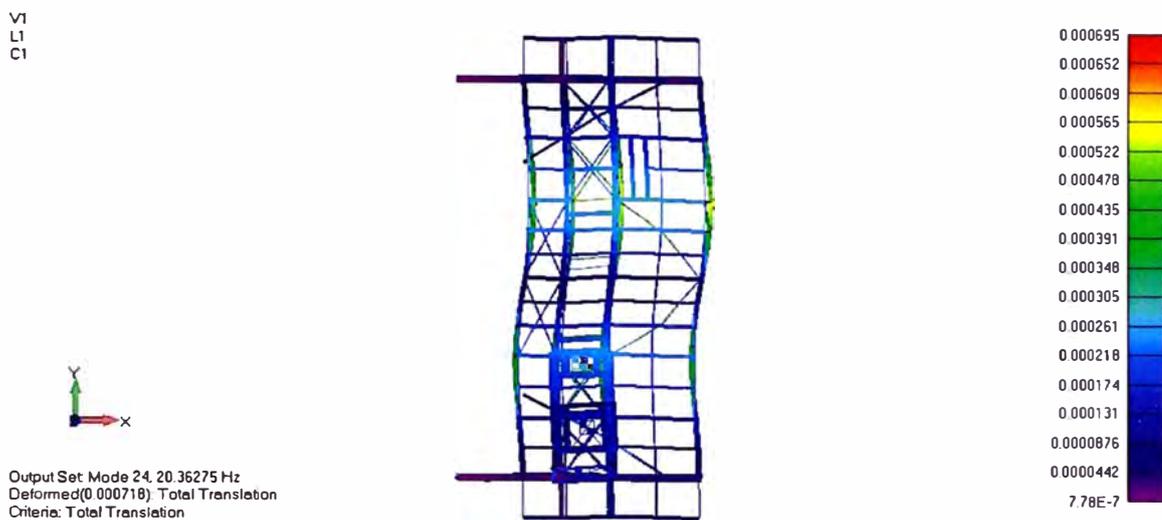
Fig. 88: Vista superior del séptimo modo de vibración



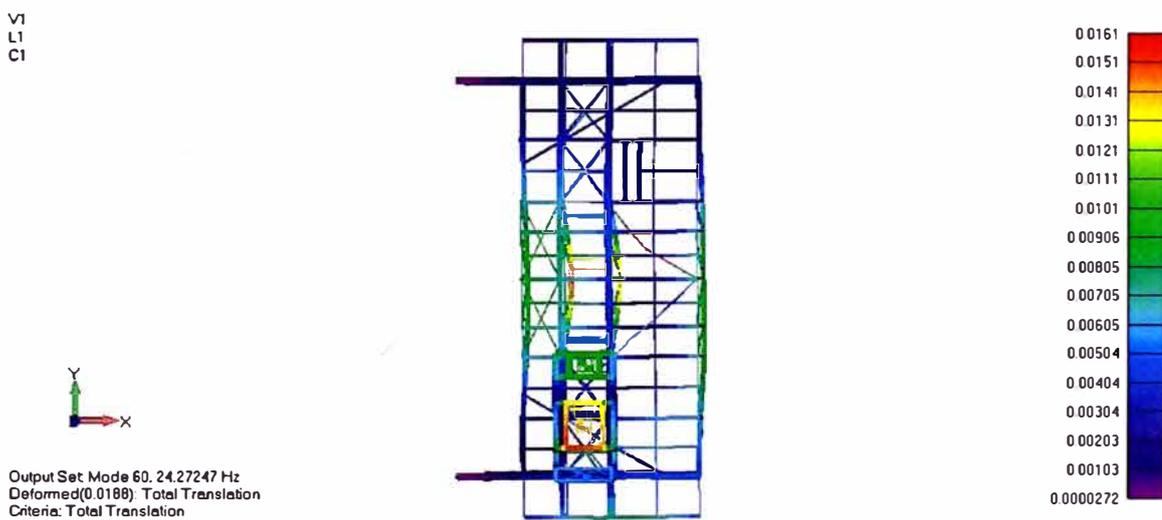
Vista superior del noveno modo de vibración



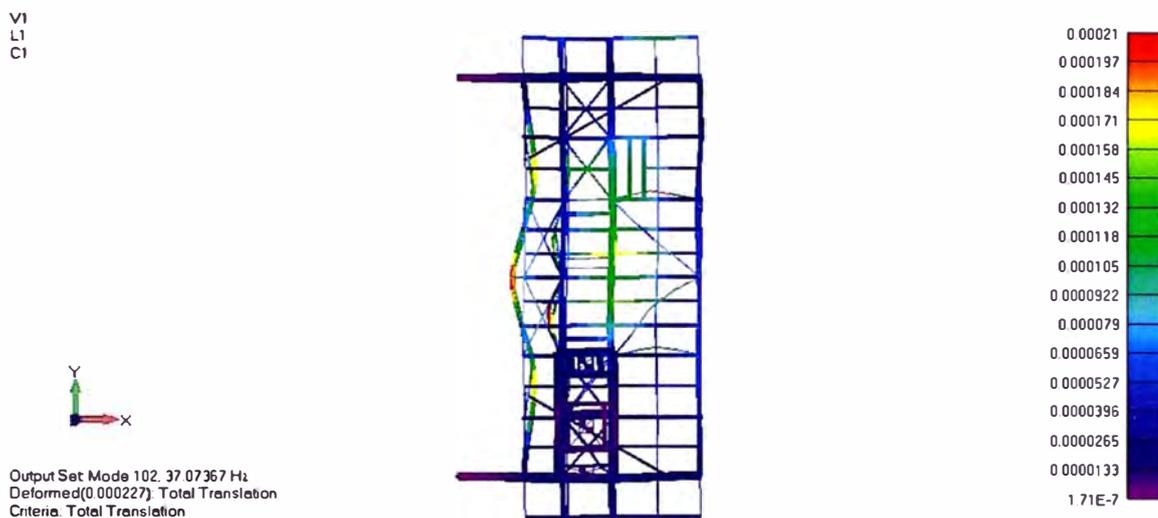
Vista superior del modo doce de vibración



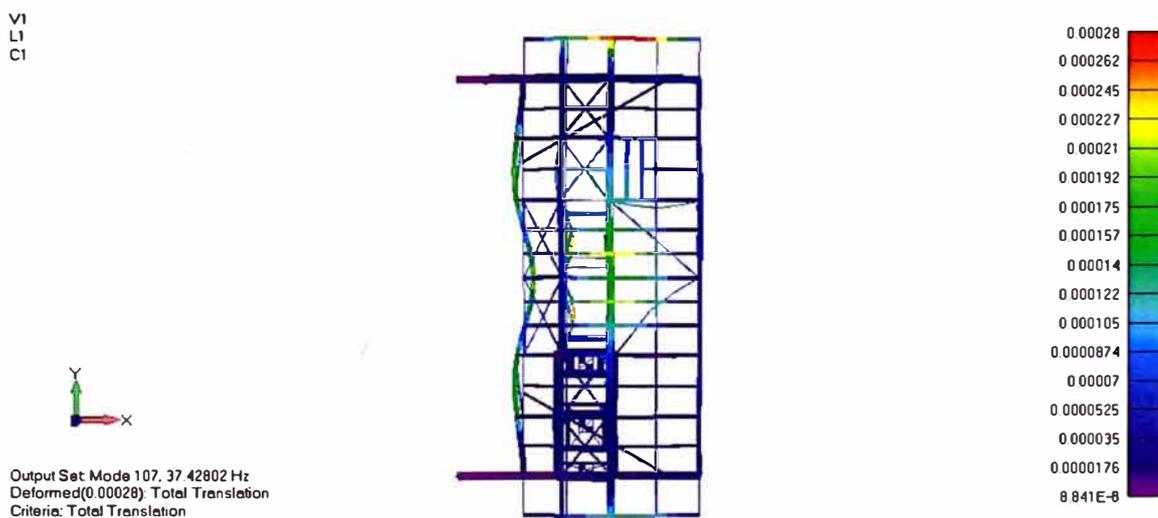
Vista superior del modo veinticuatro de vibración



Vista superior del modo sesenta de vibración



Vista superior del modo ciento dos de vibración



Vista superior del modo ciento siete de vibración